VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

PŘEDNÍ NÁPRAVA TŘÍKOLOVÉHO VOZIDLA PRO VOLNÝ ČAS
THE FRONT AXLE OF THE THREE-WHEEL HOBBY VEHICLE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE Adam Mlynár
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2019

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	**Adam Mlynár**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.**
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Přední náprava tříkolového vozidla pro volný čas

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přední náprava tříkolového vozidla určuje jeho jízdní vlastnosti daleko větším podílem než u vozidla čtyřkolového. Náprava musí současně splňovat nároky jak na odpružení a vibroizolaci, tak na dobrou vodící funkci v zatáčce.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je navrhnout konstrukční řešení přední odpružené nápravy tříkolky pro volný čas tak, aby náprava šla adaptovat na stávající rám vozidla.
Dílčí cíle bakalářské práce:
– definovat potřebné kinematické požadavky na nápravu (zdvih, poloměr zatáčení atd.),
– provést analýzu celkového uspořádání všech podstatných hmot a rozměrů vozidla,
– navrhnout vhodnou kinematiku přední řídící nápravy,
– analyzovat silové účinky na závěs kola a dimenzovat základní prvky,
– vyšetřit funkci kinematiky řízení v celém rozsahu zdvihu.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení.
Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).
Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:
http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf

Seznam doporučené literatury:

VLK, František, 2000. Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola : zavěšení kol, nápravy : odpružení : řídicí ústrojí : brzdové soustavy. Brno: VLK. ISBN 80-238-5274-4.

VLK, František, 2000. Dynamika motorových vozidel. Brno: František Vlk. ISBN 80-238-5273-6.

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed., 2010. Konstruování strojních součástí. V Brně: VUTIUM. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-8--214-2629-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Táto bakalárska práca sa zaoberá konštrukčným návrhom prednej odpruženej lichobežníkovej nápravy adaptovateľnej na konštrukciu trojkolesového vozidla. Prvá kapitola je venovaná prehľadu trojkolesových vozidiel, základným geometrickým parametrom náprav a predstavením upravovaného vozidla. Dalšia kapitola obsahuje návrh vhodnej geometrie a kinematiky nápravy a jej kontroly v programe Lotus Suspension Analysis. Záver práce je venovaný koncepčnému návrhu a konštrukčnému riešeniu v programe SolidWorks 2016. Navrhnutá je aj vhodná tuhosť odpruženia a nakoniec je skontrolovaná bezpečnosť ramien a tehlice pomocov metódy konečných prvkov.

KLÍČOVÁ SLOVA

lichobežníkova náprava, trojkolesové vozidlo, ackermanova podmienka, tažisko, kinematika nápravy

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with design of front double wishbone suspension adaptable to reverse trike vehicle. The first chapter is devoted to the overview of three-wheel vehicles, the basic geometrical parameters of the axles and the introduction of the modified vehicle. The next chapter contains a suggestion of suitable geometry and kinematics of the axle and is inspected in program Lotus Suspension Analysis. The conclusion is devoted to conceptual design and structural design in program SolidWorks 2016. A suitable stiffness of the suspension is also proposed, and the factor of safety of the arms and the steering knuckle is checked by finite element analysis.

KEYWORDS

double wishbone suspension, reverse trike vehicle ,ackermann steering, center of gravity, axle kinematics

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

MLYNÁR, A. *Přední náprava tříkolového vozidla pro volný čas.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2019. 61 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc..

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som rád poďakoval všetkým, ktorí mi pomáhali pri písaní tejto bakalárskej práce. A to hlavne vedúcemu práce, doc. Ing. Ivanovi Mazůrkovi, CSc. za jeho odborné vedenie a všetky cenné rady, ktoré mi dal počas tvorby tejto práce. Rovnako chcem poďakovať aj svojim rodičom a svojim blízkym, ktorí ma podporujú v tom čo robím.

PREHLÁSENIE AUTORA O PÔVODNOSTI PRÁCE

Prehlasujem, že som bakalársku prácu vypracoval samostatne, pod odborným vedením doc. Ing. Ivana Mazůrka, CSc. Zároveň prehlasujem, že všetky zdroje obrazových a textových informácií, z ktorých som čerpal, sú citované v zozname použitých zdrojov.

……

Podpis autora

OBSAH

1 ÚVOD 13

2 PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA 14

2.1 Predné nápravy trojkolesových vozidiel 15

2.1.1 Velorex 1951-1971 (CZ) 15

2.1.2 Morgan 3-Wheeler 1909-1952 (UK) 16

2.1.3 Pembleton super sports 1999-súčasnosť (UK) 18

2.1.4 Buckland B3 1985-1998 (UK) 18

2.1.5 Trihawk 1982-1985 (USA) 19

2.1.6 Diamondback leaning trike 2014 (USA) 19

2.1.7 Scorpion P6 2015-súčasnosť (USA) 20

2.2 Priečne stabilizátory 20

2.3 Pružiny 21

2.4 Geometria prednej nápravy 22

2.4.1 Uhol odklonu kolesa 23

2.4.2 Príklon rejdovej osi 23

2.4.3 Polomer rejdu 24

2.4.4 Záklon rejdovej osi 25

2.4.5 Uhol zbiehavosti 25

2.5 Mechanizmus riadenia 26

2.6 Momentálny stav vozidla 27

2.6.1 Riešenie prednej nápravy 28

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE 29

3.1 Analýza problému 29

3.1.1 Analýza kinematiky pohybu kľukovej prednej nápravy 29

3.1.2 Analýza ťažiska buginy 30

3.1.3 Analýza momentálneho natáčania volantu 32

3.1.4 Analýza zadnej pružiny 32

3.1.5 Analyzované parametre 33

3.2 Cieľ práce 34

4 KONCEPČNÉ RIEŠENIE 35

4.1 Možnosť adaptácie novej prednej nápravy na momentálnu konštrukciu 35

4.1.1 Konštrukcia prednej nápravy prizváraná priamo na momentálnu kostru 36

4.1.2 Konštrukcia prednej nápravy vložená zospodu 36
4.1.3 Nová predná časť buginy 37
4.2 Návrh tehlice 37
4.2.1 Trubková tehlica 37
4.2.2 Plechový zvarenec tehlice 38
4.3 Návrh polohy uloženia náprav 38
5 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE 40
5.1 Nosná konštrukcia 41
5.2 Ramená nápravy 41
5.3 Riadenie 42
5.3.1 Splnenie Ackermanovej podmienky 43
5.4 Odpruženie prednej nápravy 44
5.5 Kontrola stlačenia tlmiča 46
5.6 Tehlica kolesa 46
5.7 Os kolesa 47
5.8 Kontrola bezpečnosti tehlice s osou kolesa 49
5.9 Kontrola bezpečnosti spodného ramena 49
5.10 Kontrola bezpečnosti horného ramena 50
5.11 Dorazy pohybu nápravy 51
5.12 Kontrola splnenia Ackermanovej podmienky v troch stavoch 51
6 DISKUSIA 53
7 ZÁVER 54
8 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV 55
9 ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK, SYMBOLOV A VELIČÍN 57
10 ZOZNAM OBRÁZKOV A GRAFOV 58
11 ZOZNAM TABULIEK 60
12 ZOZNAM PRÍLOH 61

1 ÚVOD

Od môjho detstva sa mi páči koncept trojkolesového vozidla s jedným kolesom vzadu. Počas môjho štúdia na gymnáziu som si bez predošlého technického vzdelania postavil trojkolesovú buginu. Doteraz na nej všetko funguje ako má, avšak po absolvovaní predmetov ako pružnosť, pevnosť, kinematika a dynamika na vysokej škole vidím množstvo kritických miest. A to hlavne konštrukčné riešenie prednej nápravy, ktorá bola postavená čo najjednoduchším spôsobom bez ohľadu na jazdné vlastnosti. Hlavné nedostatky má vo veľkých vôľach, prenose rázov od nerovností do volantu, spôsobovanie klopenia karosérie pri pohyboch volantom, nemožnosti nastaviť geometriu a mnoho ďalších, či už pevnostných alebo kinematických vlastností. Preto som sa rozhodol, že sa v tejto bakalárskej práci budem venovať riešeniu prednej nápravy.

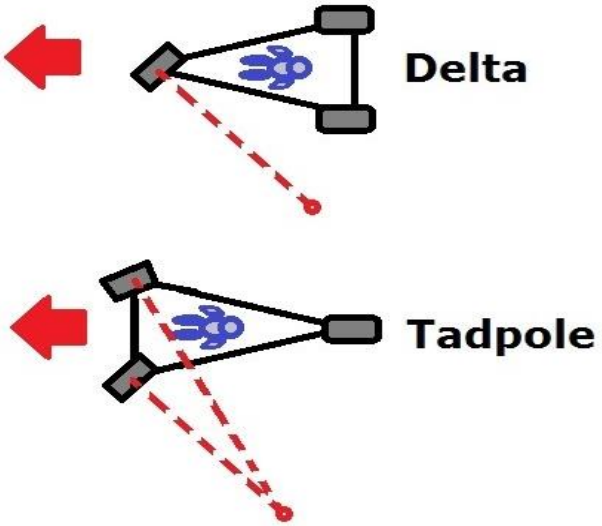
Predná náprava by mala spĺňať tieto parametre:

- jednoduchá adaptácia na momentálnu konštrukciu
- zamedzenie klopeniu karosérie pri jazde do zatáčky
- obmedzenie prenosu rázov od nerovností terénu do volantu
- samovoľné vracanie predných kolies do priameho smeru pri prejazde zatáčkou
- rozchod kolies aspoň 170 cm
- možnosť použitia kolies s brzdami jawa
- čo najmenší polomer otáčania

.

2 PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

Trojkolesové vozidlá môžu byť typu delta alebo tadpole. Ich rozdiel je v rozmiestnení kolies. Verzia Delta je však pre túto prácu nepodstatná, keďže bugina je verzie Tadpole.



Obrázok 2-1 Typy trojkolesových vozidiel Delta a Tadpole [5]

Trojkolesové vozidlá verzie Tadpole sú po konštrukčnej stránke vlastne autá so zadnou nápravou z motocykla. V dnešnej dobe sú určené hlavne pre voľnočasové aktivity, veľa z nich bolo postavených len v malom množstve, buď prestavbou z iných áut alebo ako prototypy. Zväčša sú veľmi ľahké a osadené silným motorom pre skvelý zážitok. Veľkú záľubu v nich majú hlavne Angličania, ale nájdeme ich aj v iných krajinách.

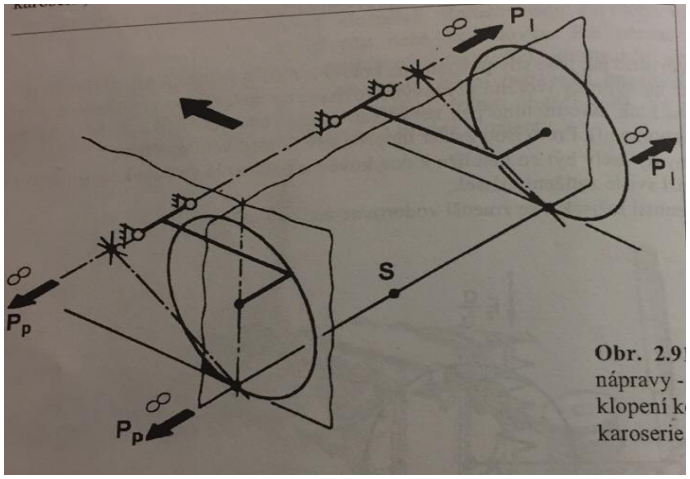
2.1 Predné nápravy trojkolesových vozidiel

2.1.1 Velorex 1951-1971 (CZ)

Velorex je jediné vozidlo s plátennou karosériou s homologizáciou na svete. Vyrobených bolo 15 300 kusov, malo hmotnosť okolo 350 kg a dával sa doňho motor jawa o maximálnej kubatúre 350 cm^3. Riadenie má hrebeňové a prednú ťahanú kľukovú nápravu. Stabilizátor nie je použitý žiadny.

Obrázok 2-2 Velorex [6]

Zhodnotenie: Kľuková náprava má hlavnú výhodu v jej jednoduchosti a malej priestorovej náročnosti. Pri tomto type nápravy sa nemení uhol odklonu kolesa a pružiny je potrebné umiestniť čo najbližšie k dotykovému bodu kolesa s cestou, aby sa znížilo zvislé zaťaženie ložísk. Stred klopenia kolesa P leží pri tomto type v nekonečne, a preto stred klopenia karosérie S leží v rovine vozovky. Kľuková náprava má hlavnú nevýhodu v zväčšenom klopení karosérie v zatáčke, čoho následkom je zmena odklonu kolies.



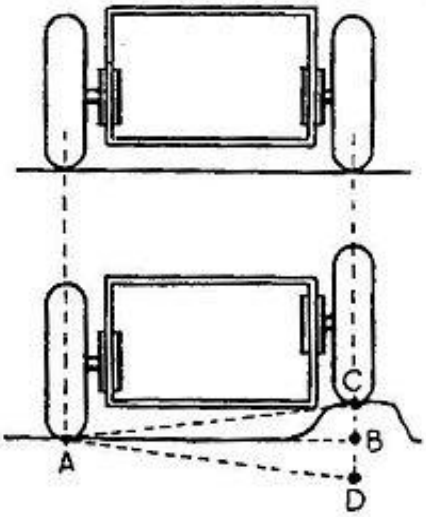
Obrázok 2-3 Stredy klopenia karosérie a kolesa kľukovej nápravy [1]

2.1.2 Morgan 3-Wheeler 1909-1952 (UK)

Táto trojkolka je od automobilky Morgan, ktorá sa od svojho založenia venovala stavbe trojkoliek a to od roku 1909 až do roku 1952. Prvé modely mali prednú nápravu lineárne kĺzne vedenú (inverted sliding pillar suspension). Stabilizátor nie je žiadny.

Obrázok 2-4 Morgan 3-Wheeler [7]

Zhodnotenie: Náprava sa používala dosť v minulosti z dôvodu jej jednoduchosti. Hlavnou výhodou tejto nápravy je jej jednoduchá konštrukcia, to že pri prepružení sa nemení uhol odklonu kolesa a zároveň nízka hmotnosť neodpružených častí. Kinematiku pohybu má rovnakú ako kľuková náprava

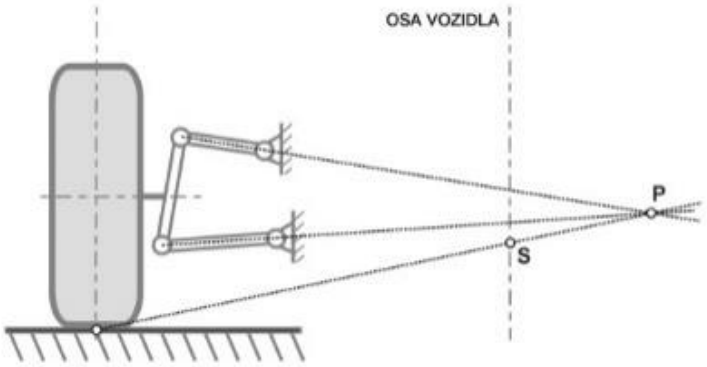


Obrázok 2-5 Kĺzne vedená náprava [8]

V roku 2011 táto automobilka uviedla na trh novšiu verziu trojkolky s hmotnosťou 550 kg a s motorom S&S dosahuje zrýchlenie z nuly na 100 km/h za 4,5 s. Predná náprava je však už riešená pomocou lichobežníkovej nápravy.

Obrázok 2-6 Morgan 3-Wheeler 2011 [9]

Zhodnotenie: Lichobežníková náprava je tvorená dvojicou priečnych ramien umiestnených nad sebou. Ramená sú obvykle trojuholníkového tvaru a horné rameno býva kratšie ako dolné. Z pohľadu spredu vytvára náprava spolu s tehlicou lichobežník. Pri prepružení kolies voči karosérii dochádza ku zmene odklonu kolies, bočným posuvom a samo riadeniu. Výhodou tohto typu nápravy je to, že vieme zmenou polohy ramien určiť dôležité kinematické charakteristiky nápravy, ako výšku stredu klopenia S, polohu okamžitého stredu klopenia kolesa P, a výšku stredu klonenia karosérie O. Týmto vieme zamedziť vznikaniu predkláňania pri brzdení, zakláňania pri rozbiehaní a klopeniu karosérie v zatáčkach.



Obrázok 2-7 Lichobežníková náprava [2]

2.1.3 Pembleton super sports 1999-súčasnosť (UK)

Trojkolka postavená na podvozku Citroen 2CV, z tohto auta je použitý aj motor o objeme 600 cm^3, ktorý poháňa predné kolesá na tlačenej kľukovej náprave. Celková hmotnosť je len 300 kg. Riadenie je použité hrebeňové. Stabilizátor nie je žiadny

Obrázok 2-8 Pembleton Super Sports [10]

Zhodnotenie: Použitá je rovnako ako pri Velorexe kľuková náprava, ale tlačná. Pri tomto riešení pôsobia na rameno a jeho uloženie obrovské sily, keďže tlmič je umiestnený ďaleko od kolesa. Nie je použitý stabilizátor, čo spôsobuje v zatáčkach klopenie karosérie.

2.1.4 Buckland B3 1985-1998 (UK)

Bolo postavených len 13 kusov tohto auta. Autor Dick Buckland si zobral inšpiráciu z Morgana, použité sú diely z rôznych automobilov. Pohon zadného kolesa zabezpečuje motor 1300 cm^3 Ford Kent. Použitá je lichobežníková náprava, a aby bola dosiahnutá čo najmenšia hmotnosť neodpružených častí, tlmič je na palube. Riadenie je použité hrebeňové.

Obrázok 2-9 Buckland B3 [11]

Zhodnotenie: Prepákovanie tlmiča na palubu síce znižuje hmotnosť neodpružených častí, ale zároveň je znížená životnosť uloženia tlmiča, z dôvodu väčšieho množstva pohyblivých častí.

2.1.5 Trihawk 1982-1985 (USA)

Celkovo vyrobených len 96 kusov, má štvorvalcový motor citroen o objeme 1299 cm^3, ktorý poháňa prednú nápravu. Prednú nápravu má z auta Renault R5 a to lichobežníkovú so stabilizátorom, rozchod predných kolies je 1676 mm a riadenie je hrebeňové.

Obrázok 2-10 Trihawk [12]

Zhodnotenie: Vďaka rozmiestneniu hmotnosti má auto veľmi nízke ťažisko a v roku 1985 bolo vyhlásené časopisom Car and Driver magazine ako jedno z top 10 áut v stabilite na ceste, a v skid pad teste vtedy dosiahlo až 0,87 g.

2.1.6 Diamondback leaning trike 2014 (USA)

Toto vozidlo má vlastnosti ako motorka, ale bezpečnosť ako auto. Zatiaľ je to len prototyp, postavil ho inžinier Don Davis so štátu Ohio. Pri jazde zatáčkou sa nakláňa celá karoséria aj kolesá, tak ako na motorke. Predná náprava je lichobežníková, avšak tlmiče sú doplnené o pneumatické valce, ktoré zabezpečujú nakláňanie a stabilizáciu.

Obrázok 2-11 Diamondback leaning trike [13]

Zhodnotenie: Nakláňanie je vlastnosť, ktorá výrazne zlepšuje jazdné vlastnosti, avšak na jej správne fungovanie je potrebné elektronické riadenie. Pri širšom vozidle by toto nakláňanie bolo problémom.

2.1.7 Scorpion P6 2015-súčasnosť (USA)

Výzor má ako formula, ale len s tromi kolesami. Hmotnosť má 330 kg a motor je použitý Suzuki Hayabusa 1300 cm^3. Predná náprava je lichobežníková a tlmiče sú prepákované na vrch karosérie, kde je napojený aj stabilizátor.

Obrázok 2-12 Scorpion P6 [14]

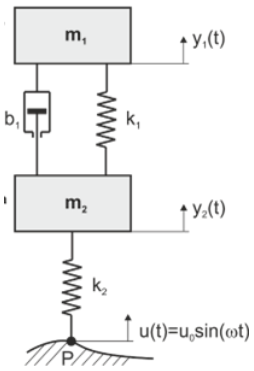
Zhodnotenie: Výhoda prepákovania je v znížení hmotnosti neodpružených častí nápravy a v lepšej aerodynamike vďaka tenkému push-rodu ktorý môže byť rôzne tvarovaný.

2.2 Priečne stabilizátory

Slúžia k stabilizácii vozidla proti klopeniu karosérie pri prejazde zatáčkou [2]. Avšak pri jazde terénom priamym smerom majú negatívny vplyv na komfort pasažierov, keďže spôsobujú zvýšenie tuhosti tlmičov a následný prenos rázov do karosérie. Z tohto dôvodu sú stabilizátory pre vozidlá do terénu nevhodné. Klopeniu karosérie sa dá zabrániť aj tým, že bude pól klopenia v rovnakej výške ako ťažisko vozidla. Avšak v takomto prípade pôjdu sily pri zatáčaní cez ramená nápravy do konštrukcie a nebudú tlmené tlmičmi. Pri polohe pólu klopenia v rovine vozovky bude pri prejazde zatáčkou vznikať veľký klopný moment, ale ramená nápravy nebudú vôbec zaťažované a sily budú tlmené tlmičmi.

2.3 Pružiny

Pri konštruovaní pruženia automobilu treba hľadieť aj na vlastné frekvencie kolies prednej a zadnej nápravy. Na prednej náprave by mala byť vlastná frekvencia *kw* vo všeobecnosti nižšia ako na zadnej [4] a to o 10-20 % čo je z dôvodu, že predné kolesá narazia na prekážku skôr ako zadné, čo by pri nedodržaní tejto podmienky predĺžilo dobu po akej by sa tieto dve frekvencie zladili. Pre výpočet vlastnej frekvencie nápravy treba vedieť hmotnosť odpružených častí m_1 a zároveň tuhosť odpruženia kolesa k_1. Pre výpočet vlastnej frekvencie samotného kolesa do výpočtu vstupuje aj hmotnosť neodpružených častí m_2 a tuhosť pneumatiky k_2. Vyplýva to zo štvrtinového modelu zavesenia kolies na obrázku 2.13.



Obrázok 2-13 štvrtinový model zavesenia kolies [15]

Vlastná frekvencia nápravy sa potom vypočíta pomocou vzťahu:

$$f = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k[Nm^{-1}]}{m[kg]}} = [Hz] \tag{2.1}$$

Kde f je vlastná frekvencia nápravy, k je tuhosť odpruženia kolesa a m je hmotnosť odpružených častí.

Na výpočet sily potrebnej na stlačenie pružiny sa používa vzťah:

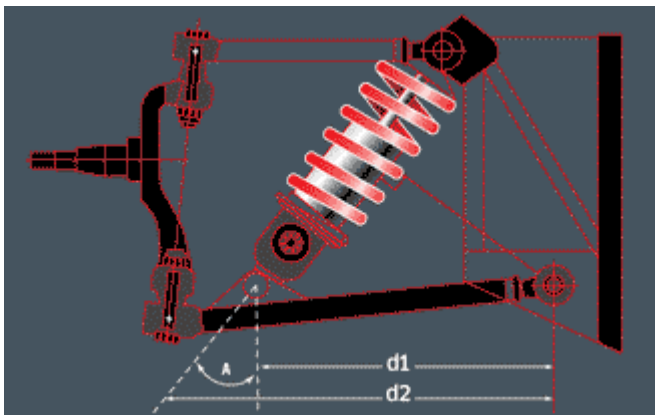
$$F = k[Nm^{-1}] * x[m] = [N] \tag{2.2}$$

Kde F[N] je sila pôsobiaca na pružinu, k[Nm^{-1}] je tuhosť pružiny a x[m] je stlačenie pružiny

Pri umiestnení pružiny niekde na ramene a pod uhlom treba túto polohu zohľadniť pri výpočte a to pomocou vzťahu [16]:

$$kw = \left(\frac{d1[m]}{d2[m]}\right)^2 * cos(A[°]) * ks[Nm^{-1}] = [Nm^{-1}] \tag{2.3}$$

Kde *kw* je tvrdosť kolesa, d1 je vzdialenosť uloženia pružiny od uloženia ramena, *d2* je vzdialenosť uloženia ramena po uloženie tehlice kolesa, *A* je uhol odklonu pružiny od zvislej osi a *ks* je tvrdosť použitej pružiny.



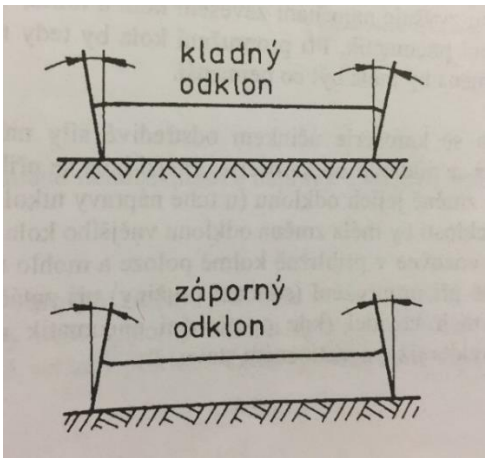
Obrázok 2-14 Geometria uloženia pružiny lichobežníkovej nápravy [16]

2.4 Geometria prednej nápravy

Geometria prednej nápravy má vplyv aj na vlastnosti riadenia. Pri osobných vozidlách musíme dbať na bezpečnosť a musí byť možné ľahko a rýchlo meniť smer kolies. Zároveň tento mechanizmus nemôže pri jazde spôsobovať kmitanie a rázy a pri prejazde zatáčkou musí samovoľne vracať kolesá do priameho smeru. Riadiaci mechanizmus nesmie mať veľké vôle [1], pri vozidlách s rýchlosťou nad 100 km/h je prípustná vôľa volantu maximálne 18°. Pre vozidlá s maximálnou rýchlosťou do 100 km/h je prípustná vôľa až 27°.

2.4.1 Uhol odklonu kolesa

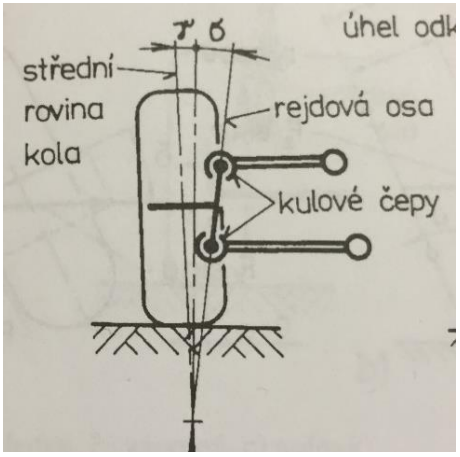
Uhol odklonu kolesa je sklon strednej roviny kolesa voči zvislej ose vozidla. Kladný odklon je, keď sa vrchná časť kolesa odkláňa od vozidla a záporná, keď sa prikláňa ku vozidlu. Kladný odklon zlepšuje smerovú stabilitu pri jazde v priamom smere a zároveň zmenšuje polomer rejdu. Záporný odklon zlepšuje bočné vedenie pri jazde zatáčkou avšak zároveň zvyšuje opotrebenie vnútornej plochy pneumatiky. Pri prepružení kolesa dochádza pri nezávislom zavesení ku zmene uhlu odklonu kolesa, toto má za následok zvýšenie namáhania rámu aj zavesenia kolies a vyvoláva pohyby volantom.



Obrázok 2-15 Kladný a záporný uhol odklonu kolesa [1]

2.4.2 Príklon rejdovej osi

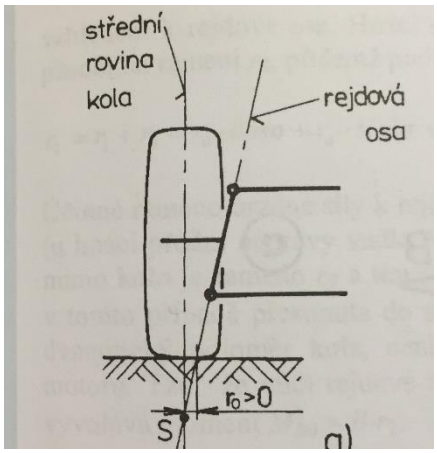
Slúži k samočinnému vracaniu riadených kolies do polohy pre priamu jazdu. Funguje vďaka nadvihovaniu prednej časti vozidla pri natočení predných kolies. Je to priemet uhlu rejdovej osi a zvislého smeru do roviny rovnobežnej s priečnou rovinou vozidla. Pri lichobežníkovej náprave je rejdová osa daná spojnicou stredov horného a dolného guľového čapu.



Obrázok 2-16 Príklon rejdovej osi [1]

2.4.3 Polomer rejdu

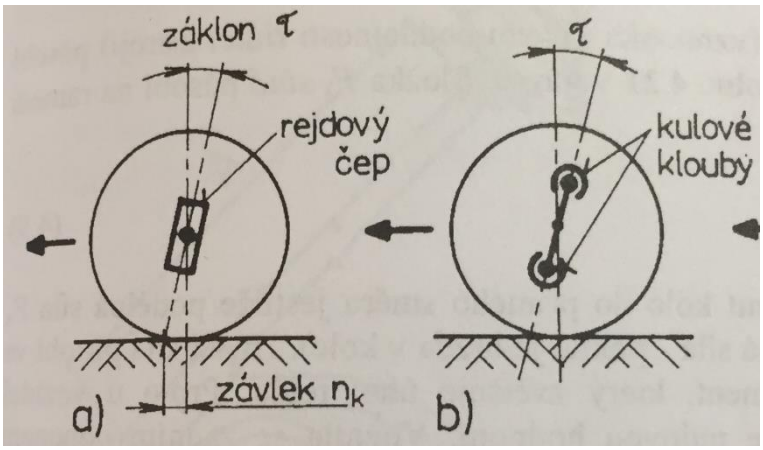
Na veľkosti polomeru rejdu závisí veľkosť vratného momentu (čím väčšie kladné hodnoty r0, tým väčší moment) čím je moment väčší, tým je riadenie citlivejšie na pozdĺžne sily. Je to vzdialenosť medzi priesečníkom rejdovej osi s rovinou vozovky a stredom styku pneumatiky premietnutá do roviny rovnobežnej s priečnou rovinou vozidla. Polomer rejdu je záporný, keď leží tento priesečník von zo strednej roviny kolesa. Používa sa hlavne pri autách s pohonom predných kolies, má stabilizujúci účinok na riadenie, aj keď je nesúmerné brzdenie.



Obrázok 2-17 Polomer rejdu [1]

2.4.4 Záklon rejdovej osi

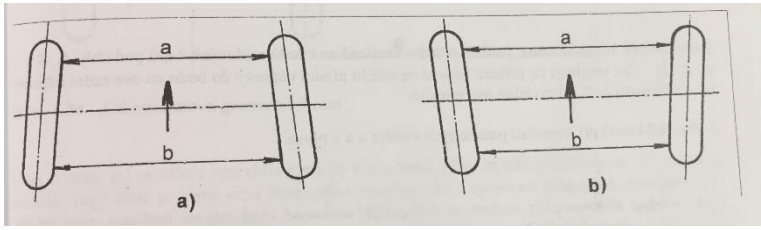
Záklon rejdovej osi τ má vplyv na stabilizáciu predných kolies v priamom smere. Je to priemet uhlu zovretého rejdovou osou a zvislicou do roviny rovnobežnej s pozdĺžnou rovinou vozidla. Berieme ho za kladný, keď je rejdová os sklonená vzad a záporný, keď je predklonená vpred. Kladný záklon spôsobuje v jazde do zatáčky nadvihovanie vnútorného a stláčanie vonkajšieho kolesa, čo spôsobuje vracanie kolies do priameho smeru. Záporný záklon zmenšuje intenzitu vracania kolies do priameho smeru pri jazde zatáčkou. Pri vozidlách so zadným náhonom býva záklon 1-3° alebo maximálne 10°[1] Závlek n_k je vzdialenosť medzi priesečníkom rejdovej osi s rovinou vozovky a stredom styku pneumatiky. Berieme ho za kladný, keď je priesečník pred stredom styku pneumatiky a záporný, keď je za ním. Závlek má účinok na moment, ktorý vracia koleso do priameho smeru.



Obrázok 2-18 Záklon a závlek rejdovej osi [1]

2.4.5 Uhol zbiehavosti

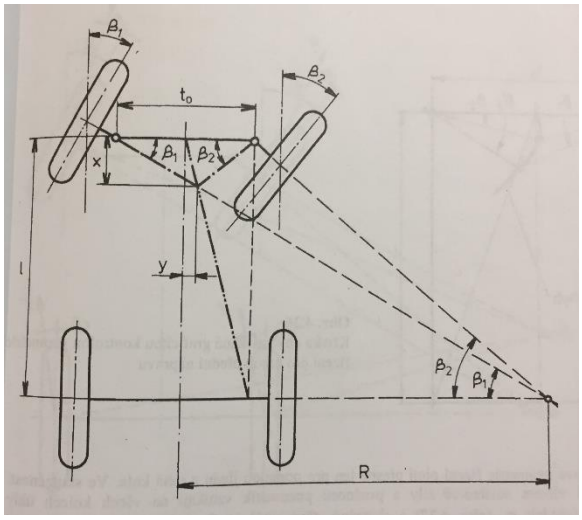
Účelom zbiehavosti predných kolies je, aby sa kolesá pri priamej jazde odvaľovali paralelne. Je to priemet uhlu medzi pozdĺžnou osou vozidla a strednou rovinou kolesa do roviny vozovky. Koleso je zbiehavé, keď je predná časť kolesa priklonená k pozdĺžnej osi vozidla. Rozbiehavé je, keď je predná časť odklonená. Pri osobných vozidlách býva zbiehavosť 0° až 30´[1]. Vplyvom tohoto uhlu vznikajú malé bočné sily, ktoré sa snažia natáčať kolesá do priameho smeru.



Obrázok 2-19 Zbiehavosť (naľavo) rozbiehavosť (napravo) [1]

2.5 Mechanizmus riadenia

Aby sa pri prejazde zatáčkou kolesá odvaľovali bez prešmykovania, musí byť vnútorné koleso natočené viac ako vonkajšie, toto spĺňa Ackermanova podmienka. Funguje však iba v ideálnom prípade, keďže v realite pôsobia pri jazde zatáčkou na kolesá ďalšie odstredivé sily. Zároveň musí byť dodržaná vo všetkých polohách prepruženia nápravy, čo sa v realite ukazuje ako zložitý problém. Pre správne natočenie kolies sa používa lichobežník riadenia.



Obrázok 2-20 Ackermanova geometria riadenia [1]

2.6 Momentálny stav vozidla

Bugina má 3 kolesá o veľkosti 18“. Kolesá sú rovnako ako motor použité z motocyklu Jawa 350/634. Motor je 2-valcový, 2-taktný o výkone 14,7 kW. Zadná náprava s uložením motora je taktiež použitá z rovnakej motorky. Hlavná kostra je zvarovaná z profilu jokel 20x20x2mm. Na celú konštrukciu bolo použitých celkovo 66 m tohoto profilu. Bez pasažierov váži celá bugina 305 kg.

Obrázok 2-21 Pohľad na buginu spredu

Obrázok 2-22 Bočný pohľad na konštrukciu buginy

2.6.1 Riešenie prednej nápravy

Predná náprava je priečna, kyvadlová, jednoramenná ukotvená na kostru vozidla pomocou silonových puzdier a tlmiča, ktorý je uložený na konci nápravy, hneď nad uložením kolesa. Riadenie je použité hrebeňové z automobilu Škoda Felicia. Tlmiče s pružinami sú použité z motorky Jawa 350 a pre dosiahnutie potrebnej dĺžky sú predĺžené nastrčenou trubkou. Tlmiče majú rozsah pohybu 10 cm a pri 2 pasažieroch sú stlačené o 6 cm.

Obrázok 2-23 Pohľad na riadenie a uloženie náprav

Uloženie kolesa je riešené pomocou zvarku, ktorý má na sebe miesto pre ukotvenie brzd a zároveň podopiera bočné koleso, čo sa ukázalo ako nevhodné, z dôvodu veľkého opotrebenia brzdového štítu a náboja kolesa a zároveň jemne ohnutou oskou kolesa.

Obrázok 2-24 Predný pohľad na prednú nápravu

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CIEĽ PRÁCE

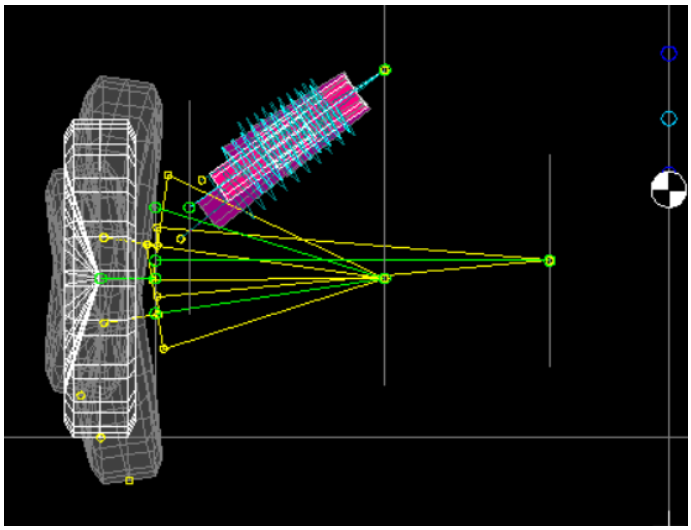
Bugina je určená hlavne na jazdu po nespevnených cestách. Nie je určená na prevádzku po cestných komunikáciách a nikdy nebude schvaľovaná do cestnej premávky. Maximálna rýchlosť jazdy je 50 km/h.

3.1 Analýza problému

Z ohľadom na novozískané poznatky o konštrukcii predných náprav trojkolesových vozidiel sa ukazuje ako najvhodnejšie použitie lichobežníkovej nápravy. Vzhľadom na možnosť jazdy jedného či dvoch pasažierov, bude potrebné zvážiť použitie stabilizátora alebo použitie tuhších tlmičov.

3.1.1 Analýza kinematiky pohybu kľukovej prednej nápravy

Počas testovacích skúšok momentálnej kľukovej prednej nápravy sa ukázala ako nevhodná, a to najmä z dôvodu veľkých zmien rozchodu kolies a zmien odklonu kolesa pri prepružení, čo vidno na obrázku 3-1. Tieto zmeny pri prepružení spôsobovali počas jazdy terénom prenos rázov do riadenia a kmitanie volantom, čo spôsobilo značné poškodenie uloženia kolies.



Obrázok 3-1 prepruženie kľukovej nápravy v programe Lotus Suspension Analysis

3.1.2 Analýza ťažiska buginy

Pri návrhu ramien lichobežníkovej nápravy je potrebné najprv zistiť polohu ťažiska buginy. Pre určenie polohy ťažiska bola použitá metóda váženia [3]. Toto meranie bolo prevedené pomocou osobnej váhy a mechanizmu na zdvíhanie zadnej časti vozidla.

Obrázok 3-2 Bočný pohľad na postup váženia pod nápravami

Na meranie som použil osobnú váhu, ktorá meria hmotnosť len do 150 kg a preto bolo meranie prevedené so závažím v podobe 2 pneumatík, ktoré vážia 25 kg. Boli odmerané hmotnosti bez závažia, so závažím na mieste vodiča a potom na mieste vodiča a spolujazdca. Pomocou aproximácie boli následne vypočítané hodnoty hmotností, aké by boli pri zatažení jednou a dvoma osobami vážiacimi 80kg.

Tabuľka 3-1 Rozloženie hmotnosti buginy

zaťaženie	Rozloženie hmotnosti vo vodorovnej polohe [kg]				
	Zadné koleso	Predné ľavé	Predné pravé	Suma vpredu	Celkovo
bez	124,1	89,8	91,4	181,2	305,3
Vodič	157,9	123,3	104,2	227,4	385,3
Obaja	191	132,9	141,4	274,3	465,3

Pre zistenie vzdialenosti tažiska od zadnej nápravy v pozdĺžnom smere použijeme hmotnosť pripadajúcu na prednú a zadnú nápravu pri zaťažení dvoma pasažiermi a dosadením do vzorca[3] nám vyšlo :

$$l_z = \frac{m_p/m_z}{1+m_p/m_z} * ra = \frac{274{,}3kg/191kg}{1+274{,}3kg/191kg} * 2{,}8m = 1{,}65m \qquad (3.1)$$

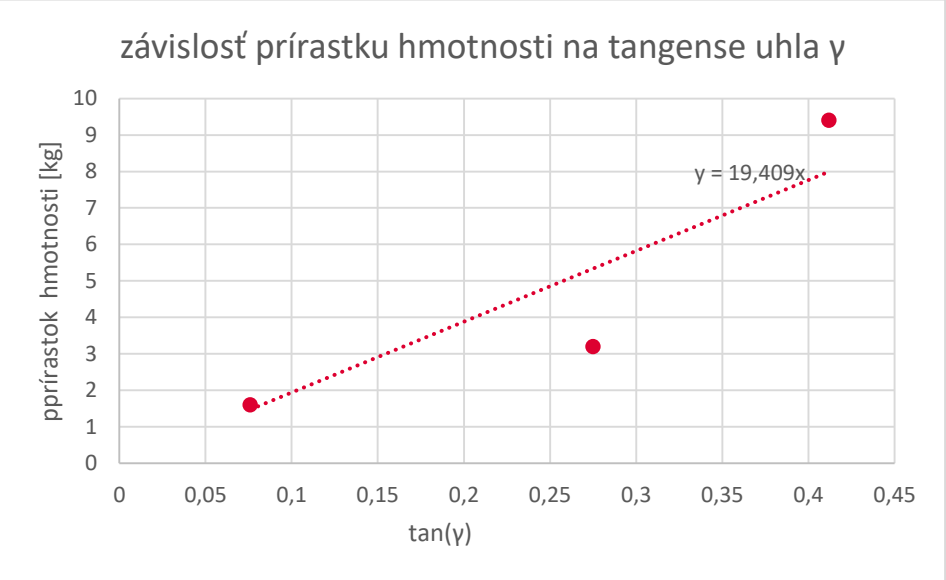
Kde lz je vzdialenosť tažiska od osi zadného kolesa, mp je hmotnosť pripadajúca na prednú nápravu, mz je hmotnosť pripadajúca na zadnú nápravu a ra je rázvor kolies.

Pre zistenie vzdialenosti tažiska v priečnom smere od ľavého kolesa použijeme rovnaký vzorec, len pre výpočet použijeme hmotnosti pripadajúce na pravé a ľavé koleso a *l* bude rozchod kolies.

$$l_{\text{ľ}} = \frac{m_{pr}/m_{\text{ľ}}}{1+m_{pr}/m_{\text{ľ}}} * ro = \frac{141{,}4kg/132{,}9kg}{1+141{,}4kg/132{,}9kg} * 1{,}75m = 0{,}9m \qquad (3.2)$$

Kde $l_{\text{ľ}}$ je vzdialenosť od ľavého kolesa v priečnom smere, *mpr* je hmotnosť pripadajúca na pravé koleso, *mľ* je hmotnosť pripadajúca na ľavé koleso a *ro* je rozchod kolies.

Pre zistenie výškovej polohy tažiska ostali kolesá prednej nápravy na váhe a zadná náprava bola zdvíhaná do výšky, čo spôsobilo naklonenie vozidla o uhol *γ*. Následne boli prírastky hmotnosti na váhach pod prednou nápravou a tangens tohoto uhlu naklonenia vynesené do grafu. Graf som preložil priamkou, ktorej smernicu využijem na nasledujúci výpočet výšky tažiska.



Výška tažiska h sa určí z výrazu:

$$h_0 = \frac{ra}{m} * \frac{y}{x} = \frac{2,8}{305,3} * \frac{19,409*x}{x} = 0,178m \quad (3.3)$$

Kde h_0 je výška tažiska od osi kolies, m je celková hmotnosť, y je smernica z grafu a x je tiež z grafu, ale sa vykráti.

$$h = h_0 + r_{kolesa} = 0,178 + 0,3 = 0,478m \quad (3.4)$$

Kde h je výška tažiska od vozovky a r_{kolesa} je polomer použitého kolesa.

Tažisko buginy sa nachádza pozdĺžne vo vzdialenosti 1,65 m od zadného kolesa, priečne vo vzdialenosti 0,9 m od ľavého predného kolesa a vo výške 0,478 m.

3.1.3 Analýza momentálneho natáčania volantu

V mojom pôvodnom návrhu prednej nápravy boli kladené nároky len na jednoduchosť konštrukcie. Z tohto dôvodu nie je dodržaná Ackermanova podmienka a pri jazde do zatáčky sa natáča vonkajšie koleso viac ako vnútorné. Zároveň z dôvodu nevhodne zvoleného typu nápravy a jej uloženia dochádza pri prepružení ku zmene natočenia kolies.

3.1.4 Analýza odpruženia zadnej nápravy

Analýza bola prevedená pridaním závažia o hmotnosti 80 kg nad uloženie kolesa, čo sa rovná sile približne 800 N. Po pridaní závažia klesla zadná časť o 1,74 cm. Pre výpočet tuhosti zadnej nápravy použijem upravený vzťah 2.2

$$k = \frac{F}{x} = \frac{800N}{0,0174} = 45977Nm^{-1} \quad (3.5)$$

Vlastná frekvencia zadnej nápravy je vypočítaná použitím vzťahu 2.1 do ktorého je dosadená tuhosť zadnej nápravy zo vzťahu 3.5 a hmotnosť odpružených častí ktorá sa rovná hmotnosti získanej vážením pod zadnou nápravou mínus 15 kg.

$$\omega = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{45977Nm^{-1}}{191kg-15kg}} = 2,57Hz \quad (3.6)$$

Vlastná frekvencia zadnej nápravy je 2,57 Hz.

3.1.5 Analyzované parametre

Tabuľka 3-2 Analyzované parametre

Celková Hmotnosť	305 kg	Vyhovujúca
Výška tažiska	0,478 m	Neriešim v tejto práci
Kolesá vpredu/vzadu	18”/18”	Vyhovujúce
Typ prednej nápravy	Priečna kyvadlová	Nevhodný typ
Šírka prednej časti buginy	80 cm	Nevyhovujúca
Zdvih kolesa vpredu	15 cm	Vyhovujúce
Typ zadnej nápravy/ zdvih kolesa	Pozdĺžna kyvadlová/ 12 cm	Neriešim v tejto práci
Zdvih tlmičov vpredu	10 cm	Nedostatočné
Rozchod kolies	1,75 m	Vyhovujúci
Rázvor náprav	2,8 m	Vyhovujúci
Svetlá výška	25 cm	Vyhovujúca
Polomer zatáčania doprava/doľava	5,5 m/5 m	Nevyhovujúce-príliž veľké

3.2 Cieľ práce

Hlavným cieľom tejto práce je navrhnúť prednú lichobežníkovú nápravu ktorá bude mať

- Zdvih predných kolies minimálne 15 cm
- Svetlú výšku aspoň 25 cm
- Polomer zatáčania menší ako 4 metre
- Dodržanú Ackermanovu podmienku v celom rozsahu zdvihu
- Samovoľné vracanie kolies do priameho smeru pri jazde do zatáčky
- Vlastnú frekvenciu o 15% menšiu ako vzadu
- Prispôsobenie prednej časti na šírku hrebeňovej tyče riadenia

Pri návrhu treba dbať aj na:

- Minimálne zvýšenie celkovej hmotnosti
- Jednoduchú adaptovateľnosť na momentálnu konštrukciu
- Čo najmenšiu zmenu rozchodu kolies pri prepružení
- Vhodne umiestnené ramená nápravy pre zamedzenie klonenia karosérie pri rozbiehaní a brzdení

4 KONCEPČNÉ RIEŠENIE

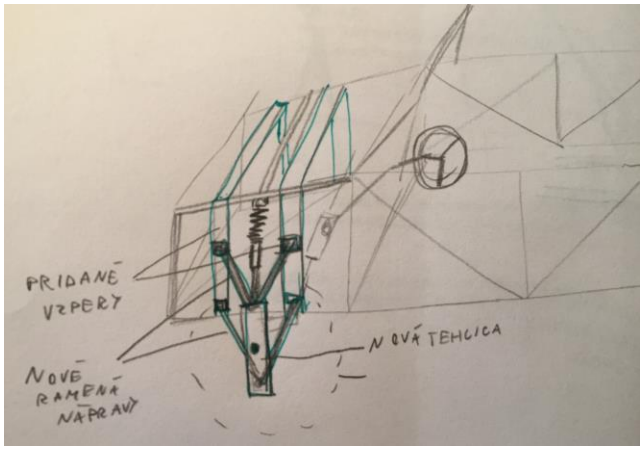
4.1 Možnosť adaptácie novej prednej nápravy na momentálnu konštrukciu

Konštrukcia buginy v prednej časti je zložená z množstva štvorcových profilov, ktoré zabezpečujú upevnenie riadenia, pedálov, brzd, tlmenia a batérie, čo vidno na nasledujúcom obrázku. Zároveň pri návrhu prednej nápravy chceme dosiahnuť celkové spevnenie konštrukcie s ohľadom na jednoduchú adaptáciu vozidla.

Obrázok 4-1 Pohľad na momentálnu konštrukciu buginy

4.1.1 Konštrukcia prednej nápravy prizváraná priamo na momentálnu kostru

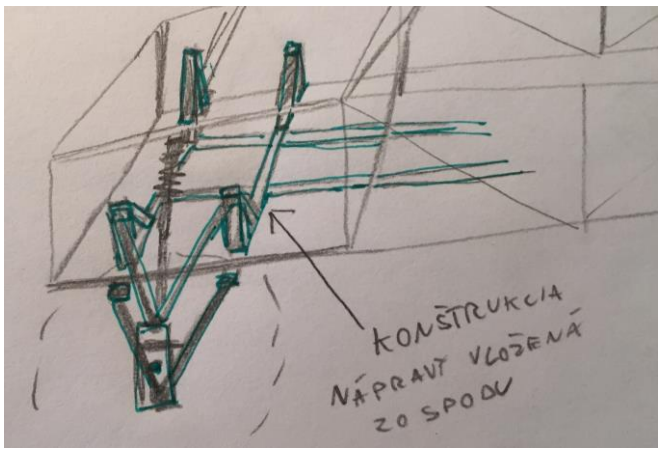
Výhody tohto typu vidím v jednoduchšom zhotovení, avšak momentálna konštrukcia bude oslabená dalším zvarovaním. Zvýši sa celková hmotnosť a nebude vystužený zbytok konštrukcie.



Obrázok 4-2 Variant pridaných vzpier

4.1.2 Konštrukcia prednej nápravy vložená zospodu

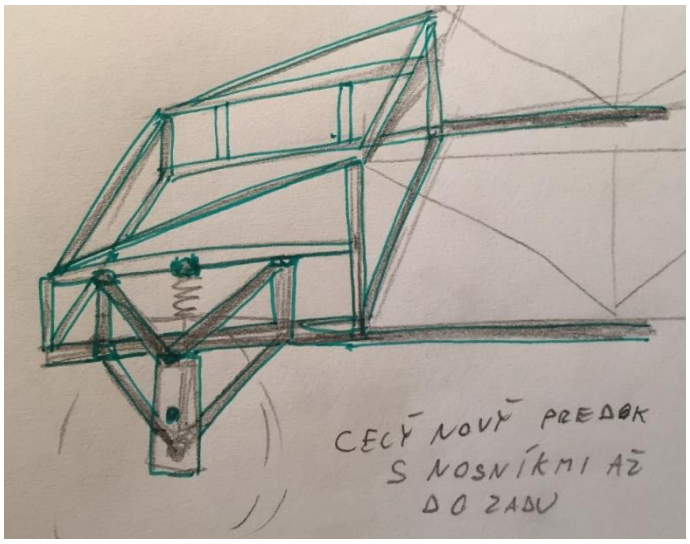
Výhody tohoto typu riešenia sú hlavne v minimálnom oslabení momentálnej konštrukcie a jej vystuženie nosnou nápravou, na ktorú bude bugina v podstate len položená a upevnená, avšak nevýhodou bude značná zložitosť konštrukcie, taktiež sa výrazne zvýši celková hmotnosť buginy.



Obrázok 4-3 Variant vloženej prednej nápravy

4.1.3 Nová predná časť buginy

Výhody tohoto typu budú v jej možnosti nového usporiadania všetkých častí prednej nápravy, dostatočná tuhosť konštrukcie a možnosť spevnenia zbytku konštrukcie buginy. Nevýhodou bude nutnosť nového riešenia uloženia pedálov, batérie a celého riadenia.

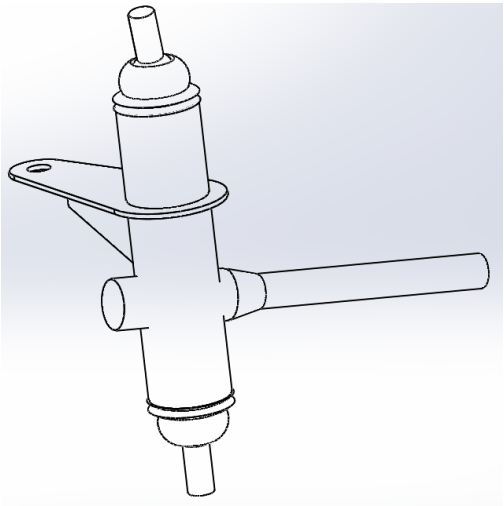


Obrázok 4-4 Variant novej prednej časti

4.2 Návrh tehlice

4.2.1 Trubková tehlica

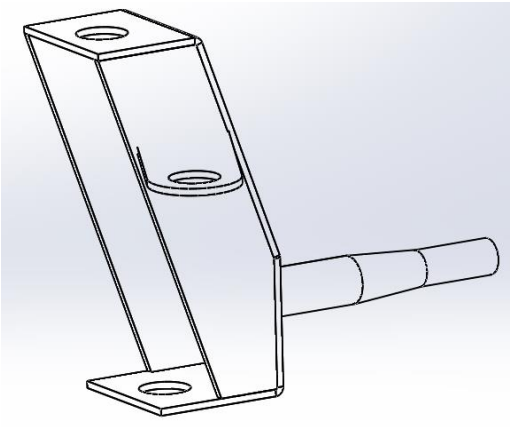
Konštrukčné riešenie rovnaké ako na aute Morgan 3-wheeler 2011, kde je použitá trubka na ktorej koncoch sú našrubované guľové čapy.



Obrázok 4-5 Varianta trubkovej tehlice

4.2.2 Plechový zvarenec tehlice

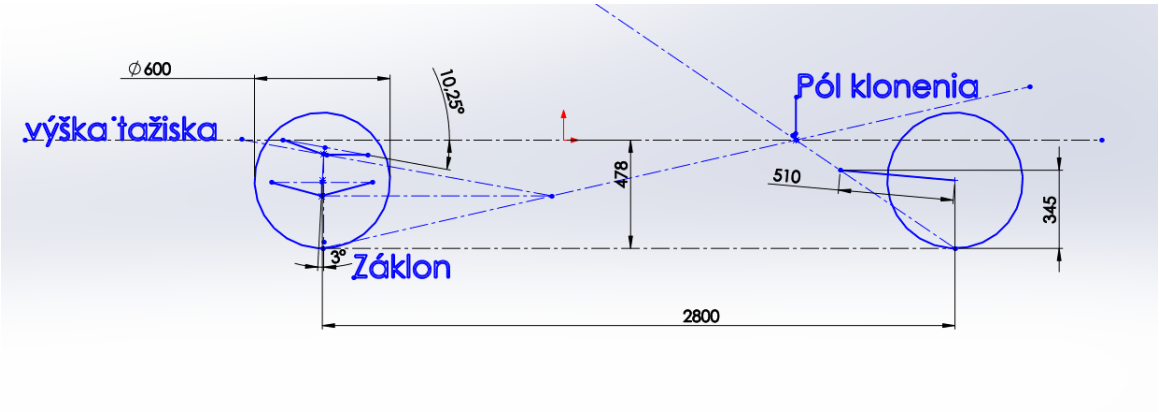
Tehlica je zvarená z plechu, ktorý je rôzne poohýbaný, guľové čapy sú umiestnené na ramenách



Obrázok 4-6 Varianta plechovej tehlice

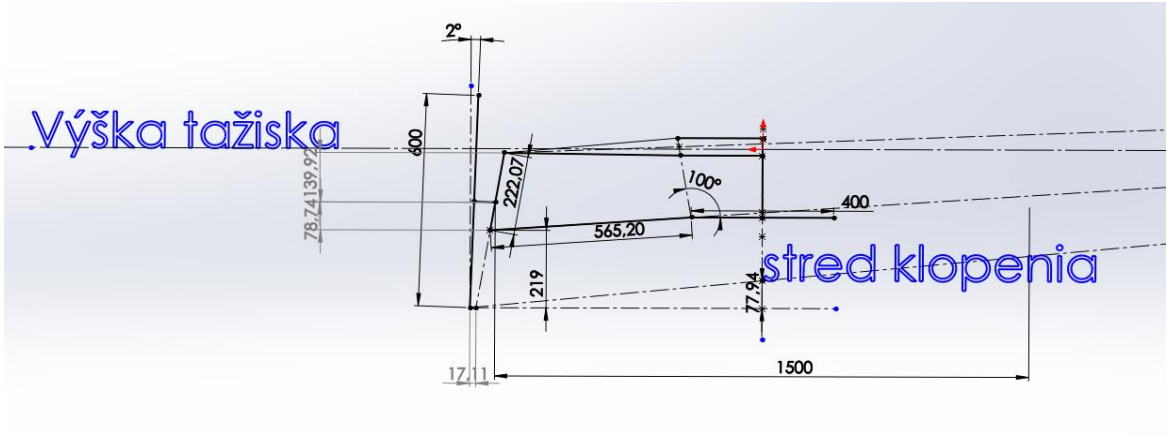
4.3 Návrh polohy uloženia náprav

Pre zamedzenie predkláňania a zakláňania karosérie pri brzdení a rozbiehaní by mal byť stred výšky klonenia v rovnakej výške ako ťažisko. Pre dodržanie tejto podmienky slúži náčrt na obrázku. Rovnako je znázornený aj záklon rejdovej osi.



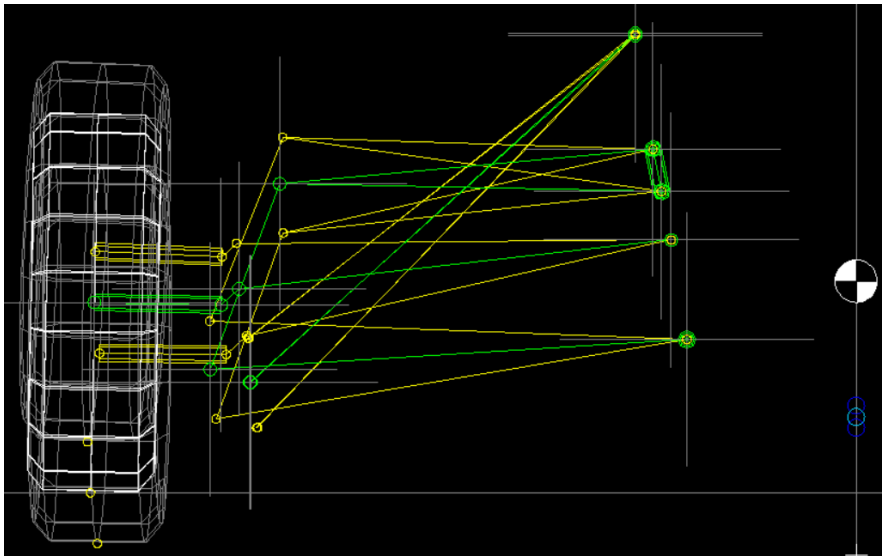
Obrázok 4-7 Náčrt stredu klonenia karosérie v programe Solidworks

Pre vznik čo najmenšieho klopného momentu by mala byť výška stredu klopenia karosérie čo najbližšie ku ťažisku. Zároveň pre zamedzenie prenosu veľkých síl ramenami náprav nemôže byť pól vo výške tažiska, kedže je to vozidlo do terénu, na ktorom sa jazdí relatívne nízkou rýchlosťou, je klopenie karosérie zanedbateľné. Preto budem voliť pól klopenia medzi zemou a výškou tažiska.



Obrázok 4-8 Náčrt stredu klopenia karosérie v programe Solidworks

Pre následné skontrolovanie pohybu novo navrhnutej nápravy som záchytné body zadal do programu Lotus Suspension analysis. Pri prepružení sa rozchod kolies skoro vôbec nemení.

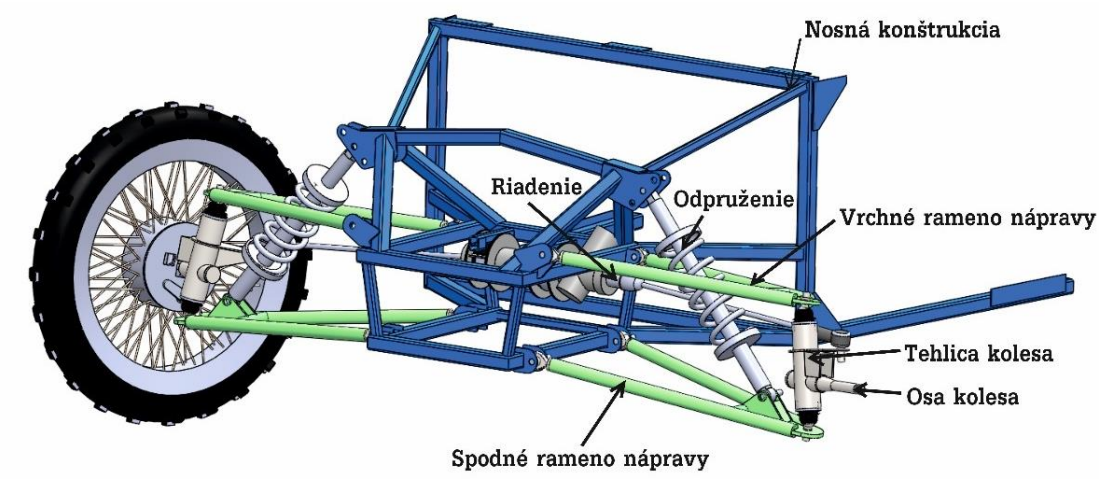


Obrázok 4-9 Kontrola kinematiky pohybu novo navrhnutej nápravy

5 KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIE

V tejto kapitole budem postupne rozoberať všetky dôležité časti konštrukčného riešenia a nakoniec ich zhodnotím pevnostnou analýzou. Týmito časťami sú:

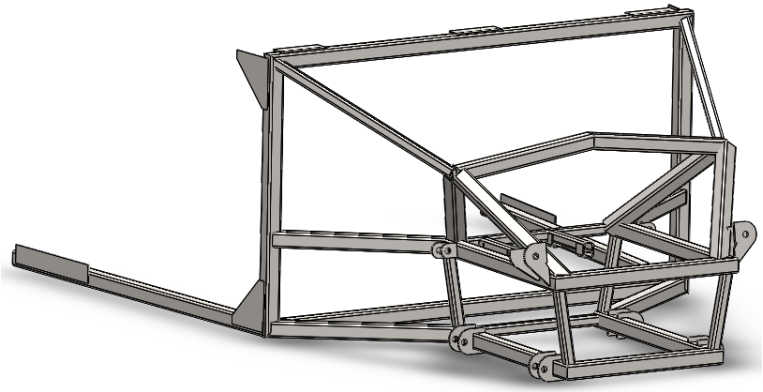
- Nosná konštrukcia
- Spodné a vrchné rameno nápravy
- Riadenie
- Tehlica kolesa
- Osa kolesa
- Odpruženie



Obrázok 5-1 Rozvrhnutie častí konštrukčného riešenia

5.1 Nosná konštrukcia

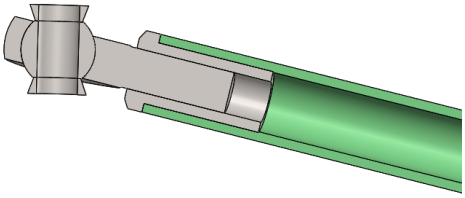
Rozhodol som sa pre variantu návrhu celej novej prednej časti. Z ohľadom na lepšie jazdné vlastnosti bude predná časť zúžená na dĺžku hrebeňovej spojovacej tyče riadenia, zároveň bude možné použiť dlhšie ramená lichobežníkovej nápravy. Konštrukcia bude celá zváraná z profilov jokel 30x30x3mm a vystužovacích profilov jokel 20x20x2mm. Nosná konštrukcia bude upevnená na zbytok buginy pomocou upevňovacích plechov zvarovaním. Ramená nápravy a odpruženie budú uložené na nosnú konštrukciu pomocov plechov prizváraných na konštrukciu. Poloha záchytných bodov náprav vychádza z návrhu polohy náprav v predchádzajúcej kapitole. Poloha uloženia odpruženia je závislá na tuhosti použitej pružiny a to budem riešiť v kapitole 5.5.



Obrázok 5-2 Nosná konštrukcia bez uloženia pružiny

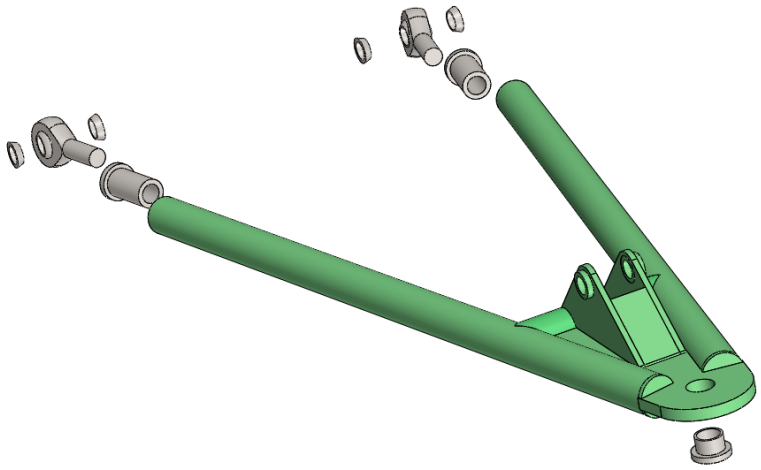
5.2 Ramená nápravy

Lichobežníková náprava pozostáva z vrchného a spodného ramena. Ramená budú uložené na konštrukciu pomocou guľových čapov od firmy SKF rady SAKAC. Guľové čapy budú našrubované do vysústružených puzdier, ktoré budú prizvárané na rameno. Uloženie na nosnú konštrukciu bude pomocou vymedzovacích puzdier s vnútornou dierou na skrutku. Detail tohto uloženia vidieť na nasledujúcom obrázku.



Obrázok 5-3 Detail na uloženie guľového čapu

Spodné rameno musí umožnovať umiestnenie odpruženia a pre minimalizovanie síl pôsobiacich na samotné rameno je potrebné, aby bolo uloženie čo najbližšie uloženiu tehlice. Samotné rameno je z trubiek o priemere 26,9 mm s hrúbkou steny 3,2 mm.

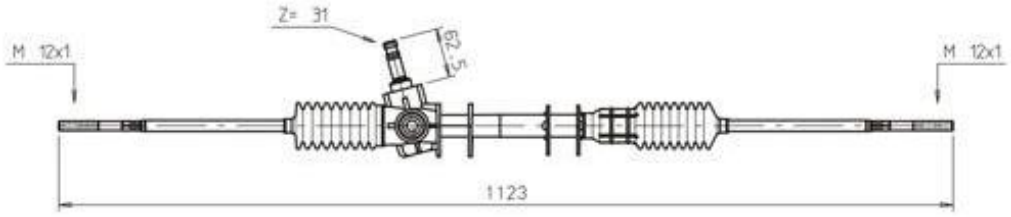


Obrázok 5-4 Zostava spodného ramena

Vrchné rameno je svojou konštrukciou totožné so spodným, akurát bez uloženia odpruženia. Spodné aj vrchné rameno sú rovnaké pre obe strany nápravy. Rozdiel je len pri montáži.

5.3 Riadenie

Riadenie bude použité hrebeňové a to z auta Škoda Felicia. Toto riadenie má dĺžku hrebeňovej tyče 413 mm s rozsahom pohybu 65 mm na každú stranu. a dĺžky riadiacich tyčí 355 mm, riadenie bude potrebné predĺžiť podľa návrhu, pri ktorom bude splnená Ackermanova podmienka.



Obrázok 5-5 Riadenie Škoda Felicia [17]

5.3.1 Splnenie Ackermanovej podmienky

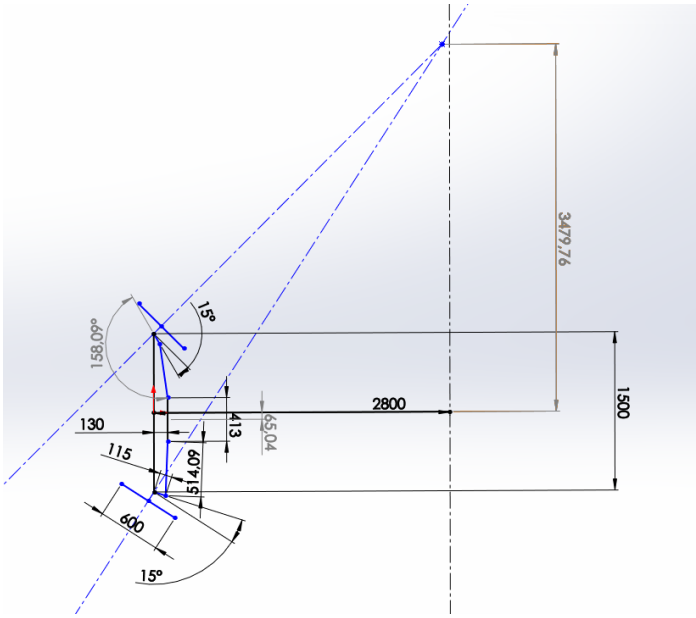
Pri nezávislom zavesení kolies, kam patrí aj lichobežníková náprava je dodržanie Ackermanovej podmienky zložitejším problémom, keďže môžu byť ramená v rôznych polohách, z tohto dôvodu budem navrhovať splnenie Ackermanovej podmienky pre situáciu statického zaťaženia dvoma pasažiermi.

Pre splnenie tejto podmienky treba najprv vypočítať uhol φ pod akým musí byť odklonená riadiaca páka.

$$\varphi = \operatorname{atan}\left(\frac{t}{2 * L}\right) = \operatorname{atan}\left(\frac{1500mm}{2 * 2800mm}\right) = 14{,}995°$$

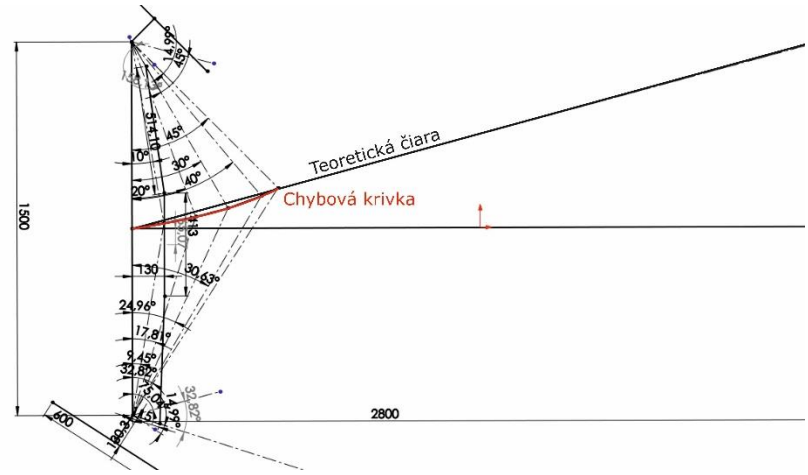
kde t je vzdialenosť od stredov rejdových čapov (1500mm) a L je rázvor náprav (2800mm)

Dalším vstupným parametrom je dĺžka použitého hrebeňového riadenia, jej rozsah pohybu a zároveň treba dbať na to, aby nedošlo k zablokovaniu kolies vzpriečením riadiacej páky a tyče riadenia. K zablokovaniu nedôjde, ak bude tupý uhol medzi týmito dvoma častami stále menší ako 160°. Všetky vstupné parametre som si zadal do náčrtu v programe Solidworks a hľadal som vhodné rozloženie, umožnujúce čo najväčší polomer zatáčania a zároveň zamedzenie zablokovaniu kolies.



Obrázok 5-6 Návrh Ackermanovej podmienky v programe Solidworks 2016

Pre skontrolovanie vhodnosti zvolenej Ackermanovej podmienky je potrebné zostrojiť chybovú krivku, ktorá by mala byť čo najbližšie teoretickej čiare, náčrt vidno na nasledujúcom obrázku.



Obrázok 5-7 Kontrola Ackermanovej podmienky chybovou krivkou

Zvolené rozmiestnenie prvkov riadenia spĺňa Ackermanovu podmienku a umožnuje maximálny uhol natočenia predného kolesa až 45°, čo dovoľuje polomer zatáčky až 3,48m.

Tabuľka 5-1 Parametre riadenia

uhol φ	Dĺžka riadiacej páky	vzdialenosť hrebeňa od osi	Dĺžka ramien	Najmenší polomer zatáčky	maximálny dosiahnuteľný tupý uhol:	Vysunutie hrebeňa
14,995°	115mm	130mm	514 mm	3,48 m	158°	65mm

5.4 Odpruženie prednej nápravy

Pre výpočet sily pôsobiacej na tlmiče použijeme hodnoty z váženia pod nápravami, kde bola pri 2 pasažieroch vážiacich 80 kg maximálna hmotnosť na nápravu 141 kg, čo je v prepočte na statickú silu:

$$Fzs = m * g = 141kg * 9{,}81ms^{-2} = 1383N \quad (5.1)$$

Kde Fzs je statická sila, m je hmotnosť na nápravu a g je gravitačné zrýchlenie.

Pre výpočet dynamickej sily použijem dvojnásobok sily statickej zo vzťahu 4.1.

$$Fzd = Fzs * 2 = 2766N \quad (5.2)$$

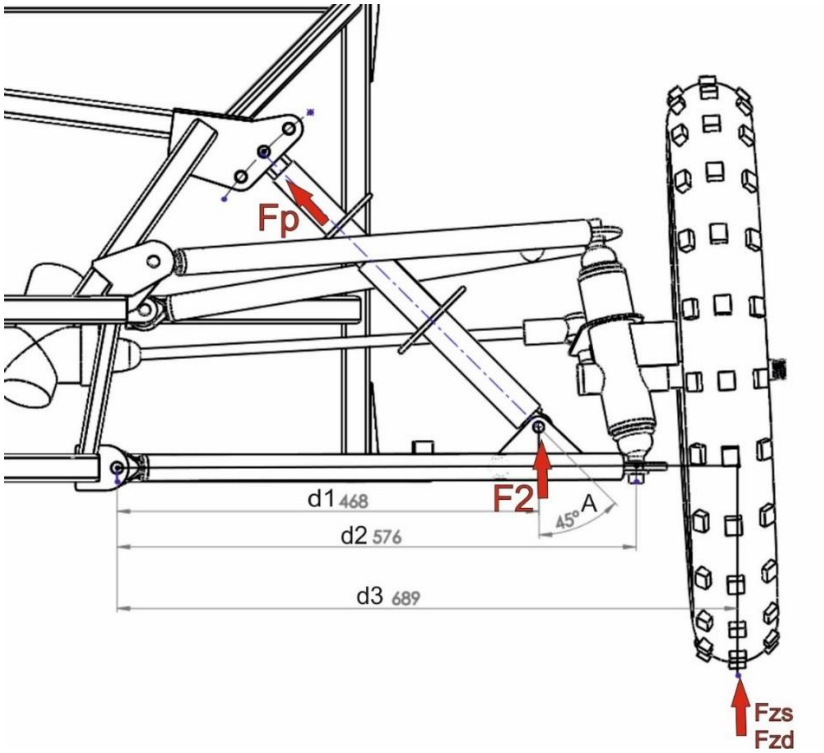
Podľa vzťahu 3.6 vyšla vlastná frekvencia zadnej nápravy 2,57Hz. Na prednej náprave potrebujeme dosiahnuť o 10-20 % nižšiu hodnotu vlastnej frekvencie. Pre zjednodušenie výpočtov volím o 15 % nižšiu hodnotu, čo predstavuje 2,185 Hz Úpravou vzťahu 3.6 a vyjadrením tvrdosti dostaneme vzťah:

$$k = m * (2 * \pi * \omega)^2 \tag{5.3}$$

Kde k je tvrdosť odpruženia kolesa, ω je vlastná frekvencia, m je hmotnosť odpružených častí ktorú dostaneme z hmotnosti pod predným kolesom z tabuľky 3.1 a odpočítaním hmotnosti neodpružených častí, čo je približne 15 kg. Dosadením zvolenej vlastnej frekvencie dostanem tuhosť kolesa prednej nápravy.

$$kw = (141kg - 15kg) * (2 * \pi * 2{,}185Hz)^2 = 23748N/m \tag{5.4}$$

Z predchádzajúceho návrhu konštrukcie a ramien vychádza aj umiestnenie pružiny



Obrázok 5-8 Pohľad na uloženie náprav a možnosť uloženia odpruženia

d1=468mm, d2=576mm,d3=689mm ,uhol A= 45°

Pre výpočet tuhosti pružiny použijem upravený vzťah 2.1 kde dosadím vzdialenosti ramena, uhol odklonu pružiny A a hodnotu tvrdosti kolesa kw1.

$$ks = \frac{kw1}{\left(\frac{d1}{d2}\right)^2 * \cos(A)} = \frac{23748Nm^{-1}}{\left(\frac{0{,}466m}{0{,}576m}\right)^2 * \cos(45°)} = 51311Nm^{-1} \tag{5.6}$$

Bude vhodná pružina o tuhosti 51311Nm^{-1} ±5%

Použijem tlmič s pružinou o tvrdosti 50000Nm^{-1}, pre možnosť prispôsobenia tuhosti prednej nápravy bude na nosnej konštrukcii viac dier pre uloženie tlmiča.

5.5 Kontrola stlačenia tlmiča

Tlmič na ktorom je umiestnená pružina má obmedzený zdvih, a preto je potrebné vypočítať, o koľko sa stlačí pri zatažení dynamickou silou, ktorú som vypočítal vo vzťahu 5.2. Túto silu treba prepočítať na silu pôsobiacu v pružine, pre výpočet použijem jednoduchú momentovú podmienku:

$$M = Fzd * d3 = F2 * d1 \tag{5.11}$$

$$F2 = \frac{Fzd*x1}{x2} = \frac{2766N*0{,}689m}{0{,}468m} = 4072N \tag{5.12}$$

Sila v pružine po prepočte cez uhol odklonu tlmiča

$$Fp = \frac{F2}{\cos(45°)} = 5758N \tag{5.13}$$

Pri tejto sile bude pružina stlačená približne o:

$$xp = \frac{Fp}{ks} = 0{,}115m \tag{5.14}$$

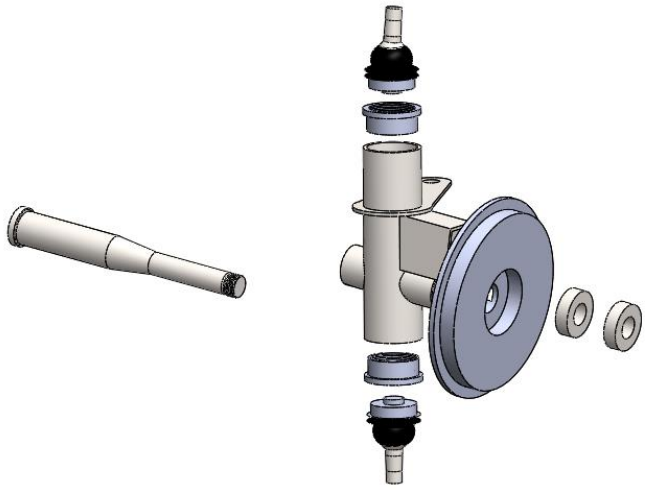
Tlmič musí mať zdvih približne 11,5 cm, s ohľadom na zanedbanie zmeny uhla odklonu pružiny pri prepružení som sa dopustil určitej chyby a preto volím rozsah pohybu minimálne 15cm.

5.6 Tehlica kolesa

Rozhodol som sa pre variantu trubkovej tehlice, ktorá bude obsahovať guľové čapy z auta Peugeot 407, ktoré majú navrchu závit M42x1,5mm a zospodu závit M14x1,5mm. Tento guľový čap je na tomto aute použitý ako vrchné uloženie tehlice kolesa, má rozsah pohybu čapu od osi 25°.

Obrázok 5-9 Guľový čap vrchného ramena Peugeot 407 [18]

Rozmery tehlice nám vychádzajú z predchádzajúceho rozvrhnutia polohy uloženia náprav a polohy riadiacej páky z rozvrhnutia riadenia. Tehlica umožnuje aj uloženie brzdového štítu a zachytenie brzdných síl. Zachytenie brzdných síl by malo byť dostatočné a to z dôvodu rovnakého uloženia, ako na prednej náprave motorky, a zároveň z dôvodu rozdelenia brzdných síl na dve predné kolesá, čo zabezpečí vznik menšieho brzdného momentu.



Obrázok 5-10 Trubková tehlica

5.7 Os kolesa

Os má priemer 15 mm a je použitá z motorky, kde bola upevnená z oboch strán, pri prednej náprave buginy, ale môže byť upevnená len z jednej strany a preto ju treba vymeniť za os s väčším priemerom, to je zároveň spojené s výmenou ložísk kolies. Momentálne sú použité ložiská 6302, ktoré by bolo vhodné zameniť za ložisko s väčším vnútorným priemerom. Vyhovovať bude ložisko 6004, ktoré má o 5 mm väčší vnútorný priemer.

Tabuľka 5-2 Porovnanie použitého ložiska a budúcej náhrady

	Vnútorný priemer [mm]	Vonkajší priemer [mm]	Šírka ložiska [mm]
6302	15	42	13
6004	20	42	12

Pre výpočet momentu pôsobiaceho na uloženie kolesa pri oske o priemere 20mm budem uvažovať dynamické zataženie rovnajúce sa dvojnásobku statickej sily. Na osi vzniká ohybový moment, ktorý je na ramene d=130 mm ,

$$Mod = Fzd * d = 2766{,}4N * 0{,}13m = 359{,}632Nm \quad (5.15)$$

Kde Mod je ohybový moment

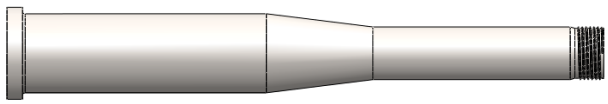
Pre os o priemere 20mm bude maximálne ohybové napätie:

$$\sigma_{Mod} = \frac{32*Mod}{\pi*d^3} = \frac{32*359{,}632Nm*1000}{\pi*20mm^3} = 457{,}89MPa \quad (5.16)$$

Pre zníženie maximálneho ohybového napätia osi bude mať v mieste najvačšieho ohybového momentu priemer 30 mm a bude vložená do trubky s rovnakým vnútorným priemerom. Pri takto upravenej osi bude maximálne ohybové napätie už len 135,7MPa.

$$\sigma_{Mod} = \frac{32*Mod}{\pi*d^3} = \frac{32*359{,}632Nm*1000}{\pi*30mm^3} = 135{,}7MPa \quad (5.17)$$

Materiál na výrobu osi volím E335 s mezou kluzu Re minimálne 325MPa podľa ČSN EN 10025-2.

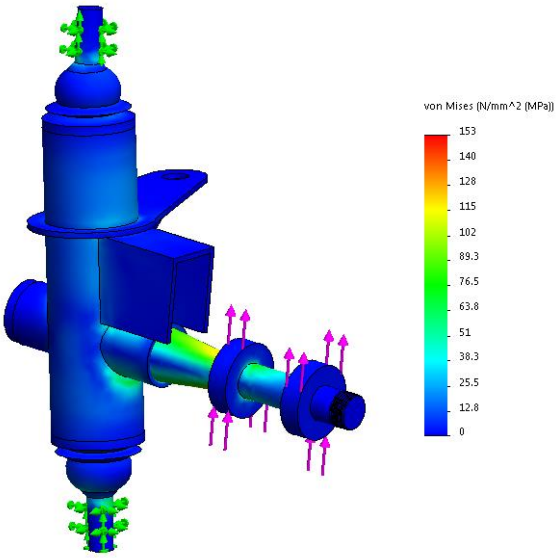


Obrázok 5-11 Osa kolesa so závitom na konci

5.8 Kontrola bezpečnosti tehlice s osou kolesa

Pomocov MKP analýzy bude pri zatažení dynamickou silou o veľkosti 2766,4N v mieste ložísk kolesa maximálne napätie 153MPa pri zvolenom materiále E335

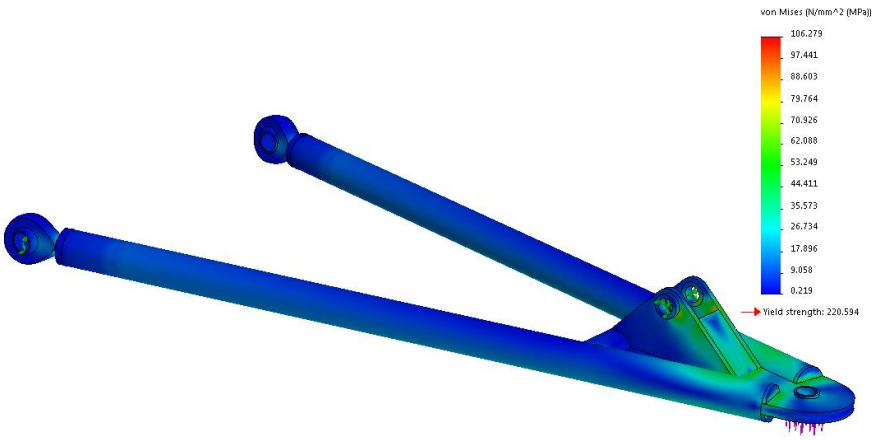
bude bezpečnosť 2,12. Priebeh napätia Von Mises vidno na obrázku 5-12



Obrázok 5-12 Napätie na tehlici a osi

5.9 Kontrola bezpečnosti spodného ramena

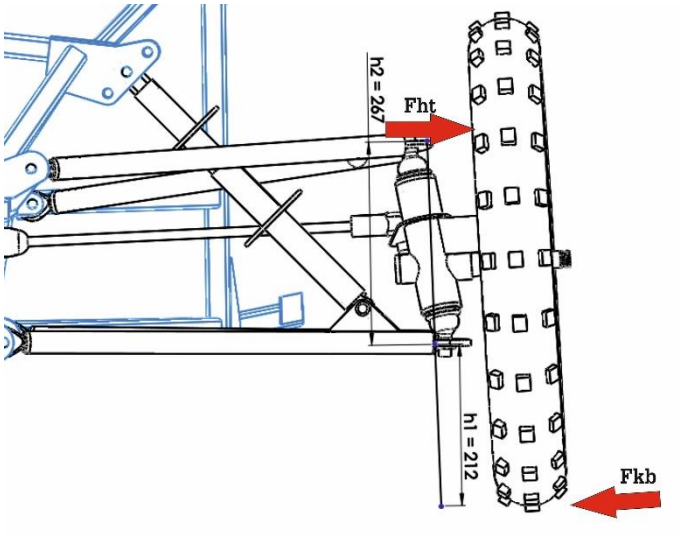
Spodné rameno je namáhané hlavne ohybovým momentom pri prenose síl z tehlice do pružiny dosadením veľkosti dynamickej sily zo vzťahu 5.2 do statickej MKP analýzy vyšlo maximálne napätie na ramene 106MPa. Pri zvolení bežnej konštrukčnej ocele S235JR ktorá má mez kluzu minimálne 220MPa vychádza bezpečnosť 2,07.



Obrázok 5-13 Napätie na spodnom ramene

5.10 Kontrola bezpečnosti horného ramena

Horné rameno je namáhané hlavne na ťah a to pri jazde do zatáčky. Maximálna sila ktorá môže pôsobiť na koleso od vozovky bude celá hmotnosť na danú nápravu v priečnom smere. Na koleso bude pôsobiť bočná sila Fkb=1400N a pre výpočet sily, ktorá bude ťahať za rameno, je potrebné vedieť vzdialenosti od spodného ramena a od zeme, ktoré sú viditeľné na nasledujúcom obrázku.

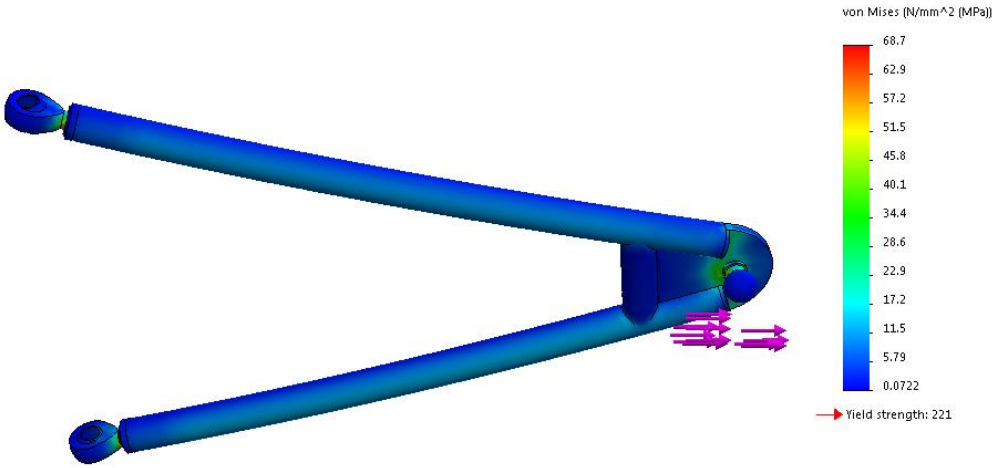


Obrázok 5-14 Poloha horného ramena

Pre výpočet ťahovej sily na ramene použijem pomer na páke

$$Fht = \frac{Fkb*h1}{h2} = \frac{1400N*212mm}{267mm} = 1112N \qquad (5.18)$$

Pri zaťažení silou Fht bude maximálne napätie 68,7MPa, čo pri zvolenom materiále bude mať bezpečnosť 3,2.



Obrázok 5-15 Napätie na hornom ramene

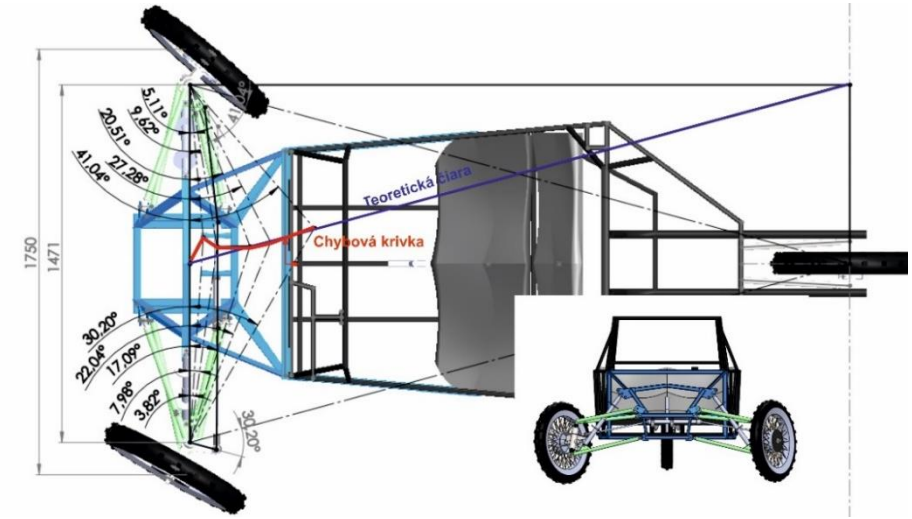
5.11 Dorazy pohybu nápravy

Počas prevádzky buginy môže dôjsť ku kritickým stavom, ktoré by mohli zničiť jednotlivé súčasti. A to napríklad k dosiahnutiu kritického natočenia guľového čapu tehlice. Z tohto dôvodu je potrebné nejakým spôsobom vymedziť rozsah pohybu ramien. Na tento účel sa používajú dorazy umiestnené na tlmiči. Pri tejto konštrukcii bude obmedzený pohyb náprav na hornú polohu pri dynamickom zaťažení. Spodná poloha bude obmedzená samotným tlmičom, ktorý už má v sebe doraz maximálneho vysunutia.

5.12 Kontrola splnenia Ackermanovej podmienky v troch stavoch

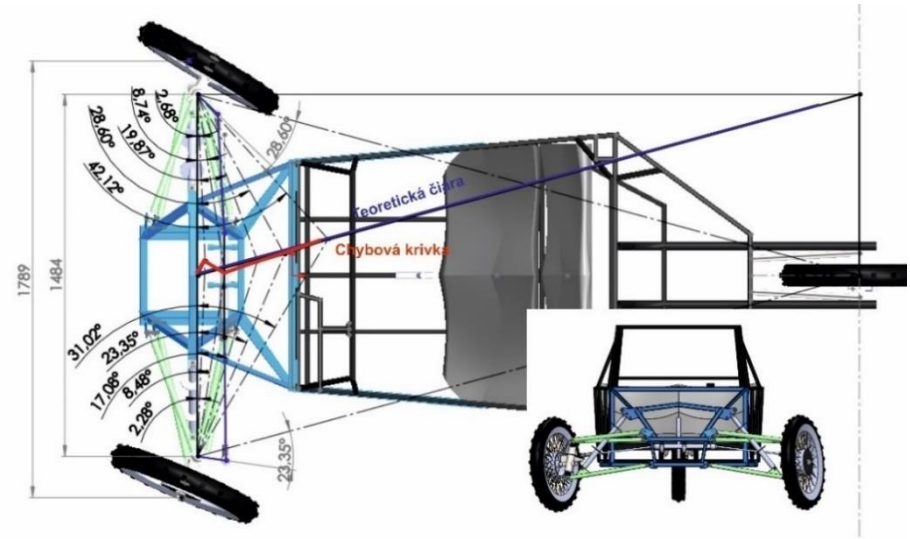
V rozsahu pohybu nápravy už po obmedzení horným dorazom prevediem kontrolu ackermanovej podmienky v programe Solidworks, kde si nastavím zdvih tlmiča a zostrojím chybové krivky rovnako ako v kapitole 5.3.1 a to postupne pre zataženie len vlastnou váhou buginy, pre zatažanie pri dvoch pasažieroch a pre dynamické zataženie.

- Zataženie len vlastnou váhou buginy



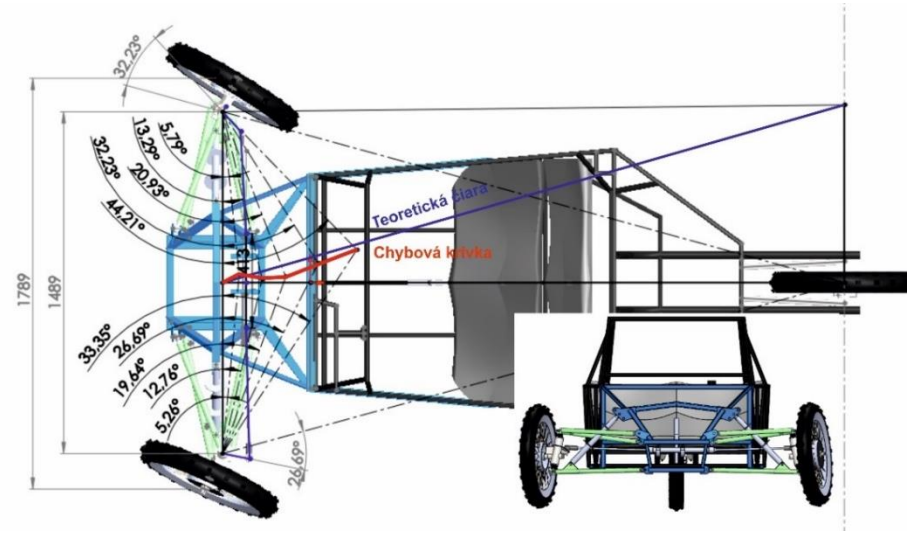
Obrázok 5-16 Zaťaženie len vlastnou váhou buginy

- Zataženie dvoma pasažiermi - prevádzkový stav



Obrázok 5-17 Zaťaženie dvoma pasažiermi

- dynamické zaťaženie - stav pri prejazde nerovnosťami



Obrázok 5-18 Dynamické zataženie

Splnenie ackermanovej podmienky je najpodstatnejšie pri zaťažení dvoma pasažiermi, čo je podľa zostrojených chybových kriviek aj dodržané. Zároveň z obrázku 5-16 a 5-17 vidieť, že sa rozchod kolies medzi týmito stavmi nemení.

6 DISKUSIA

Konštrukčný návrh lichobežníkovej prednej nápravy v tejto práci je ľahko adaptovateľný na momentálnu konštrukciu vozidla. Rozchod kolies sa pri prepružení medzi stavom statického zaťaženia a dynamickým prepružením vôbec nemení. Pri jazde do zatáčky je dodržaná Ackermanova podmienka. Vďaka vhodne zvolenému uloženiu ramien nápravy bude po prejazde zatáčkou dochádzať k samovoľnému vracaniu kolies do priameho smeru. Polomer zatáčky je podľa návrhu zmenšený z 5,5 m až na 3,5 m. Zdvih predných kolies po obmedzení dorazmi bude približne 17 cm. Predná časť je zúžená na dĺžku hrebeňovej tyče, čo zminimalizuje zmenu smeru natočenia kolies pri prepružení. Svetlá výška v stave pri zatažení dvoma osobami je 27 cm. Nová konštrukcia prednej nápravy je jednoducho adaptovateľná na súčasnú stavbu a to z dôvodu novej celej časti. Hmotnosť navrhnutej prednej časti je podľa programu Solidworks 41 kg, hmotnosť momentálne použitej prednej časti je 35 kg. Celková hmotnosť vozidla sa zvýši len o 6 kg, čo bude mať minimálny vplyv na vypočítanú výšku tažiska. Pre zlepšenie bočného vedenia je zvolený záporný uhol odklonu kolies. Z dôvodu použitých motocyklových kolies je polomer rejdu až 5,5 cm čo bude spôsobovať citlivosť na pozdĺžne sily. Pevnosť ramien bola skontrolovaná pomocov MKP. Pre spodné rameno vyšla bezpečnosť 2,07 a pre horné rameno vyšla až 3,2, čo by šlo znížiť zmenšením priemeru použitých trubiek, čím by sa zároveň znížila hmotnosť ramena, avšak by bolo nutné použiť aj iné guľové čapy s menším priemerom. Rovnako bola skontrolovaná aj bezpečnosť tehlice kolesa s osou kolesa, ktorá vyšla 2,12. V kolesách prednej nápravy bude potrebné vymeniť ložiská rady 6302 za ložiská rady 6004, ktoré majú pri vonkajšom priemere 42mm vnútorný priemer o 5mm väčší, čo umožní použitie osi s väčším priemerom. Zároveň si však uvedomujem že ložiská inej rady majú aj inú dynamickú a statickú únosnosť, čo sa môže prejaviť na skrátení ich životnosti. Tuhosť odpruženia prednej nápravy bude možné upraviť zmenou polohy uloženia pružiny a pre dosiahnutie čo najväčšej životnosti nápravy bude potrebné upraviť tlmiče pridaním dorazov, prípadne použiť inú formu zabezpečenia maximálneho a minimálneho výkyvu ramena. Rovnako aj vlastná frekvencia odpruženia vpredu bude závisieť na zvolenej polohe uloženia pružiny a pre zvolenú strednú polohu bude o 15% menšia ako vzadu

Možné nedostatky tejto práce vidím vo voľbe guľového čapu tehlice, ku ktorému som nenašiel žiadnu technickú dokumentáciu, takže ho bude potrebné pred samotnou stavbou ešte otestovať na ťah. Taktiež uloženie ramien na nosnej konštrukcii, ktoré pozostáva z plechov prizváraných na konštrukciu môže byť problémové s ohľadom na dodržanie súososti pri zváraní.

7 ZÁVER

Cieľom bakalárskej práce bolo vytvoriť konštrukčný návrh prednej nápravy adaptovateľnej na existujúce trojkolesové vozidlo. V úvode práce je prehľad iných trojkolesových vozidiel s popisom použitej prednej nápravy. Z nich je vybraná najpoužívanejšia lichobežníková predná náprava pre ktorú sú zhrnuté geometrické parametre ovplyvňujúce jej jazdné vlastnosti. Dalšia časť práce je venovaná analýze vozidla zahrňajúca rozloženie hmotnosti s výpočtom výšky tažiska, rovnako aj analýzu použitej prednej nápravy s poukázaním na jej hlavné nedostatky a analýzu odpruženia zadného kolesa. Z výsledných parametrov sú určené ciele práce, podľa ktorých sú navrhnuté koncepčné riešenia nosnej konštrukcie prednej nápravy, tehlice kolesa a rozvrhnutie uloženia novej prednej nápravy. Nasledujúca časť práce sa venuje konštrukčným riešeniam, ktoré sú následne aj pevnostne skontrolované. Zároveň je skontrolovaná aj splnenosť Ackermanovej podmienky pre stavy rôzneho prepruženia. Všetky výsledky z tejto práce ukazujú na vhodne navrhnutú lichobežníkovú prednú nápravu, avšak jazdné vlastnosti tejto nápravy sa ukážu až po skonštruovaní pri testovacích skúškach.

8 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

[1] VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 392 s. : il. ISBN 80-239-0026-9.

[2] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. Automobily. (1), Podvozky. 6. vydání. Brno: Avid, spol. s r.o, 2018, 245 stran : ilustrace (převážně barevné). ISBN 978-80-87143-40-7.

[3] VLK, František. Zkoušení vozidel. 3. vyd. Brno: VUT Brno, 1992, 152 s. ISBN 80-214-0403-5.

[4] Springs and Dampers. Optimumg [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: http://www.optimumg.com/docs/Springs&Dampers_Tech_Tip_1.pdf

[5] Delta vs tadpole. In: Wordpress [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://engineerdog.files.wordpress.com/2015/09/delta-vs-tadpole-steering.jpg

[6] Velorex. In: Hobbyportal [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://hobbyportal.sk/data/articles/1549/show/01.jpg

[7] Morgan 3 wheeler 1935. In: Wikipedia [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/d/d4/Morgan_Super_Sports_1935_-_front.jpg/1024px-Morgan_Super_Sports_1935_-_front.jpg

[8] Sliding pillar suspension. In: Wikipedia [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Sliding_pillar_suspension

[9] Morgan3wheeler. In: Topgear [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.topgear.com/sites/default/files/styles/16x9_1280w/public/cars-car/image/2016/08/3wheeler34.jpg?itok=Hx5wr0Ly

[10] Pembleton. In: Carandclassic [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.carandclassic.co.uk/car/C884395

[11] Buckland B3. In: Totalkitcar [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: http://www.totalkitcar.com/wp-content/uploads/2013/05/news_buckland_1.jpg

[12] Trihawk 1983. In: Mecum [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://cdn1.mecum.com/auctions/az0319/az0319-366442/images/buddy-stubbs-69-1548950057047.jpg?1552613499000

[13] Diamondback leaning trike. In: Newatlas [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://newatlas.com/diamondback-leaning-trike/30093/

[14] Scorpion p6. In: Motonetworks [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: http://motonetworks.com/wp-content/uploads/2016/10/scorpion-p6.jpg5_.jpg

[15] Štvrtinový model. In: Aplikovana-mechanika [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: http://www.aplikovana-mechanika.sk/index.files/Page1146.htm

[16] Riadenie Škoda Felicia. In: Autodoc [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.autodoc.sk/general-ricambi/7824755

[17] Suspension worksheet. In: Eibach [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://eibach.com/us/p-101-suspension-worksheet.html

[18] Guľový čap. In: Autodielyonline24 [online]. [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: https://www.autodielyonline24.sk/ridex-8000496.html

9 ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK, SYMBOLOV A VELIČÍN

lz	vzdialenosť tažiska od osi zadného kolesa
l_l	vzdialenosť tažiska od ľavého kolesa v priečnom smere
m_{pr}, m_l	hmotnosť pod pravým/ľavým kolesom
m_p, m_z	hmotnosť pod prednou/zadnou nápravou
γ	uhol nadzvihnutia zadnej nápravy
h_0	výška tažiska od osi kolies
h	výška tažiska od vozovky
r_{kolesa}	polomer použitého kolesa
k	tuhosť nápravy
Ω	vlastná frekvencia
φ	uhol odklonu riadiacej páky
t	vzdialenosť stredov rejdových čapov
L	rázvor náprav
Fzs, Fzd	zložka statickej/dynamickej sily
g	tiažové zrýchlenie
kw	tuhosť kolesa
ks	tuhosť pružiny
M	moment na ramene
Mod	zložka ohybového momentu
σ_{Mod}	ohybové napätie

10 ZOZNAM OBRÁZKOV A GRAFOV

Obrázok 2-1 Typy trojkolesových vozidiel Delta a Tadpole [5] 14
Obrázok 2-2 Velorex [6] 15
Obrázok 2-3 Stredy klopenia karosérie a kolesa kľukovej nápravy [1] 15
Obrázok 2-4 Morgan 3-Wheeler [7] 16
Obrázok 2-5 Kĺzne vedená náprava [8] 16
Obrázok 2-6 Morgan 3-Wheeler 2011 [9] 17
Obrázok 2-7 Lichobežníková náprava [2] 17
Obrázok 2-8 Pembleton Super Sports [10] 18
Obrázok 2-9 Buckland B3 [11] 18
Obrázok 2-10 Trihawk [12] 19
Obrázok 2-11 Diamondback leaning trike [13] 19
Obrázok 2-12 Scorpion P6 [14] 20
Obrázok 2-13 štvrtinový model zavesenia kolies [15] 21
Obrázok 2-14 Geometria uloženia pružiny lichobežníkovej nápravy [16] 22
Obrázok 2-15 Kladný a záporný uhol odklonu kolesa [1] 23
Obrázok 2-16 Príklon rejdovej osi [1] 23
Obrázok 2-17 Polomer rejdu [1] 24
Obrázok 2-18 Záklon a závlek rejdovej osi [1] 25
Obrázok 2-19 Zbiehavosť (naľavo) rozbiehavosť (napravo) [1] 25
Obrázok 2-20 Ackermanova geometria riadenia [1] 26
Obrázok 2-21 Pohľad na buginu spredu 27
Obrázok 2-22 Bočný pohľad na konštrukciu buginy 27
Obrázok 2-23 Pohľad na riadenie a uloženie náprav 28
Obrázok 2-24 Predný pohľad na prednú nápravu 28
Obrázok 3-1 prepruženie kľukovej nápravy v programe Lotus Suspension Analysis 29
Obrázok 3-2 Bočný pohľad na postup váženia pod nápravami 30
Obrázok 4-1 Pohľad na momentálnu konštrukciu buginy 35
Obrázok 4-2 Variant pridaných vzpier 36

Obrázok 4-3 Variant vloženej prednej nápravy 36
Obrázok 4-4 Variant novej prednej časti 37
Obrázok 4-5 Varianta trubkovej tehlice 37
Obrázok 4-6 Varianta plechovej tehlice 38
Obrázok 4-7 Náčrt stredu klonenia karosérie v programe Solidworks 38
Obrázok 4-8 Náčrt stredu klopenia karosérie v programe Solidworks 39
Obrázok 4-9 Kontrola kinematiky pohybu novo navrhnutej nápravy 39
Obrázok 5-1 Rozvrhnutie častí konštrukčného riešenia 40
Obrázok 5-2 Nosná konštrukcia bez uloženia pružiny 41
Obrázok 5-3 Detail na uloženie guľového čapu 41
Obrázok 5-4 Zostava spodného ramena 42
Obrázok 5-5 Riadenie Škoda Felicia [17] 42
Obrázok 5-6 Návrh Ackermanovej podmienky v programe Solidworks 2016 43
Obrázok 5-7 Kontrola Ackermanovej podmienky chybovou krivkou 44
Obrázok 5-8 Pohľad na uloženie náprav a možnosť uloženia odpruženia 45
Obrázok 5-9 Guľový čap vrchného ramena Peugeot 407 [18] 46
Obrázok 5-10 Trubková tehlica 47
Obrázok 5-11 Osa kolesa so závitom na konci 48
Obrázok 5-12 Napätie na tehlici a osi 49
Obrázok 5-13 Napätie na spodnom ramene 49
Obrázok 5-14 Poloha horného ramena 50
Obrázok 5-15 Napätie na hornom ramene 50
Obrázok 5-16 Zaťaženie len vlastnou váhou buginy 51
Obrázok 5-17 Zaťaženie dvoma pasažiermi 52
Obrázok 5-18 Dynamické zataženie 52

11 ZOZNAM TABULIEK

Tabuľka 3-1 Rozloženie hmotnosti buginy 30

Tabuľka 3-2 Analyzované parametre 33

Tabuľka 5-1 Parametre riadenia 44

Tabuľka 5-2 Porovnanie použitého ložiska a budúcej náhrady 47

12 ZOZNAM PRÍLOH

Predná náprava	Výkres zostavenia	AM-01-00-00
Os kolesa	Výkres súčasti	AM-01-00-01
Vymedzovací krúžok	Výkres súčasti	AM-01-00-02
Zvarenec vrchného ramena	Výkres zostavenia	AM-01-01-00
Trubka 1 vrchné rameno	Výkres súčasti	AM-01-01-01
Trubka 2 vrchné rameno	Výkres súčasti	AM-01-01-02
Trubka 3 vrchné rameno	Výkres súčasti	AM-01-01-03
Plech vrchné rameno	Výkres súčasti	AM-01-01-04
Puzdro 14mm	Výkres súčasti	AM-01-01-05
Zakončenie trubky	Výkres súčasti	AM-01-01-06
Puzdro guľového čapu	Výkres súčasti	AM-01-01-07
Zvarenec spodného ramena	Výkres zostavenia	AM-01-02-00
Trubka dlhá spodné rameno	Výkres súčasti	AM-01-02-01
Trubka stred spodné rameno	Výkres súčasti	AM-01-02-02
Plech spodné rameno	Výkres súčasti	AM-01-02-03
Plech tlmič spodné rameno	Výkres súčasti	AM-01-02-04
Zvarenec tehlice	Výkres zostavenia	AM-01-03-00
Trubka hrubá	Výkres súčasti	AM-01-03-01
Trubka osa	Výkres súčasti	AM-01-03-02
Puzdro 42mm	Výkres súčasti	AM-01-03-03
Plech riadenie	Výkres súčasti	AM-01-03-04
Plech brzda	Výkres súčasti	AM-01-03-05