



NÁVRH NÁPRAVY PRO AUTONOMNÍ PRACOVNÍ VOZIDLO

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Marek Steiner**
Vedoucí práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.





Zadání diplomové práce

NÁVRH NÁPRAVY PRO AUTONOMNÍ PRACOVNÍ VOZIDLO

Jméno a příjmení: **Bc. Marek Steiner**
Osobní číslo: S16000343
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra vozidel a motorů
Akademický rok: **2018/2019**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši současného stavu, vyhledejte již nabízená řešení, popř. projekty (studie). Popište obecnou problematiku podvozků vozidel v oblasti zlepšení průchodnosti terénem.
2. Zhodnoťte možné koncepty pohonu a směrového řízení pro autonomní pracovní vozidlo TUL. Vypracujte konstrukční návrh nápravy pro navržené vozidlo.
3. Proveďte rozbor namáhání nápravy, dále stanovte reakční síly pro vhodně zvolené jízdní stavy a vyberte nejnepříznivější varianty pro pevnostní kontrolu. Zkontrolujte pevnost a tuhost navržené nápravy, pro řešení pevnostních a deformačních problémů využijte metodu konečných prvků. Zhodnoťte výsledky, navrhnete případnou optimalizaci.
4. Připravte výkresovou dokumentaci pro výrobu dle domluvy.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL).

Rozsah grafických prací: Výkresová dokumentace
Rozsah pracovní zprávy: cca 50 stran textu
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická



Seznam odborné literatury:

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] GREČENKO, A.: *Vlastnosti terénních vozidel*, Skriptum Vysoká škola zemědělská v Praze, Praha 1994.
- [3] *Konstruování strojních součástí*, VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010.
- [4] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5276-0.
- [5] Podklady od firem. Představené koncepty: Volvo Concept Electric Autonomous Hauler HX1, Honda Unveils 3E-D18, RAKKATEC.
- [6] Běžně dostupné materiály – odborné časopisy, databáze patentů, www.

Vedoucí práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.
Katedra vozidel a motorů
Datum zadání práce: 11. února 2019
Předpokládaný termín odevzdání: 11. května 2020

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci 11. února 2019

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 prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou od IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Nejprve bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Brabcovi Ph.D. za jeho rady, trpělivost, pomoc a věcné připomínky k mé práci i za pomoc při řešení MKP analýzy. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi diplomové práce Ing. Robertu Voženílkovi Ph.D. za pomoc v technických věcech ohledně nápravy.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat celé rodině. Především rodičům za podporu při celém studiu a za vytvoření ideální studijního prostředí. Nesmím opomenout své kamarády a přátele. I díky nim jsem mohl tuto práci dokončit.

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nápravy pro autonomní pracovní vozidlo. V práci je analyzován stav autonomních pracovních vozidel od různých výrobců. Dále je zde zpracován vývoj a trendy v autonomním řízení. Poté následuje rešerše na nápravy, návrhy pohonů a výběr typu nápravy a typu pohonu. Další část práce je zaměřena na výpočty podélné dynamiky vozidla. Poslední část práce je zaměřena na konstrukční návrh nápravy a zjednodušená pevnostní analýza vybraných dílů.

Klíčová slova

Autonomní vozidlo, tuhá náprava, lichoběžníková náprava, elektromotor, konstrukční návrh

Abstract

The thesis deals with the design of axle for an autonomous work vehicle. The study analyses the status of autonomous work vehicles from different manufacturers. Furthermore, the thesis elaborates the development and trends in autonomous control. This is followed by a research focused on the axles, drive designs and the choice of axle type and drive type. The next part of the thesis is focused on the calculations of longitudinal dynamics of the vehicle. The last part of the thesis follows up the structural design of the axle and simplified strength analysis of selected parts.

Key words

Autonomous car, banjo axle, double wishbone axle, electric motor, construction design

Poděkování

Nejprve bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Brabcovi Ph.D. za jeho rady, trpělivost, pomoc a věcné připomínky k mé práci i za pomoc při řešení MKP analýzy. Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi diplomové práce Ing. Robertu Voženílkovi Ph.D. za pomoc v technických věcech ohledně nápravy.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat celé rodině. Především rodičům za podporu při celém studiu a za vytvoření ideální studijního prostředí. Nesmím opomenout své kamarády a přátele. I díky nim jsem mohl tuto práci dokončit.

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nápravy pro autonomní pracovní vozidlo. V práci je analyzován stav autonomních pracovních vozidel od různých výrobců. Dále je zde zpracován vývoj a trendy v autonomním řízení. Poté následuje řešení na nápravu, návrhy pohonů a výběr typu nápravy a typu pohonu. Další část práce je zaměřena na výpočty podélné dynamiky vozidla. Poslední část práce je zaměřena na konstrukční návrh nápravy a zjednodušená pevnostní analýza vybraných dílů.

Klíčová slova

Autonomní vozidlo, tuhá náprava, lichoběžníková náprava, elektromotor, konstrukční návrh

Abstract

The thesis deals with the design of axle for an autonomous work vehicle. The study analyses the status of autonomous work vehicles from different manufacturers. Furthermore, the thesis elaborates the development and trends in autonomous control. This is followed by a research focused on the axles, drive designs and the choice of axle type and drive type. The next part of the thesis is focused on the calculations of longitudinal dynamics of the vehicle. The last part of the thesis follows up the structural design of the axle and simplified strength analysis of selected parts.

Key words

Autonomous car, banjo axle, double wishbone axle, electric motor, construction design

Obsah

1. Výhody TUL koncepce	14
1.1 Inspirace	14
2. Definice autonomního vozidla	17
2.1 Automatizace vozidel	17
3. Historie autonomních vozidel	18
4. Současný vývoj autonomních vozidel	20
4.1 Automobily Tesla	21
4.2 Autonomní řízení od Google	22
5. Odpovědnost a etické kodexy	23
5.1 Odpovědnost	23
5.2 Etické kodexy	24
5.2.1 Utilitarismus	24
5.2.2 Deontologie	24
5.3 Čí lidský život má větší cenu	25
6. Zavěšení kol	25
6.1 Důvody vynechání určitých typů náprav	26
6.2 Druhy zavěšení kol	28
7. Závislé odpružení – tuhá náprava	28
7.1 Kinematika tuhé nápravy	28
7.2 Odpružení tuhé nápravy	29
7.3 Způsoby vedení tuhé nápravy	30
7.4 Výhody a nevýhody tuhých náprav	31
8. Nezávislé zavěšení – lichoběžníková náprava	32
8.1 Kinematika lichoběžníkové nápravy	32
8.2 Odpružení lichoběžníkové nápravy	34
8.3 Výhody a nevýhody lichoběžníkových náprav	34
9. Nezávislé zavěšení – McPherson	35
9.1 Kinematika nápravy Mc Pherson	35
9.2 Odpružení nápravy McPherson	36
9.3 Výhody a nevýhody nápravy typu McPherson	37

10.	Konečný výběr náprav	38
10.1	Lichoběžníková	38
10.2	Tuhá náprava	38
10.3	Konečný výběr nápravy	39
11.	Charakteristika autonomního vozidla	39
11.1	Motor autonomního vozu	40
11.2	Výpočet převodového poměru, sil a momentů na kolech	41
11.3	Typ pohonu autonomního vozidla	42
12.	Výpočty podélné dynamiky vozidla	44
12.1	Vlastnosti vozidla	44
12.2	Okolní podmínky jízdy	48
12.3	Silové uvolnění vozidla při rozjezdu	49
12.4	Rovnice rovnováhy pro rozjezd	50
12.5	Použité vzorce při rozjezdu	51
12.6	Silové uvolnění vozidla při brzdění	53
12.7	Momentová rovnováha nápravy při brzdění	54
12.8	Rovnice rovnováhy při brzdění	55
12.8.1	Rovnice rovnováhy pro vozidlo při brzdění	55
12.8.2	Momentová rovnice rovnováhy pro nápravu při brzdění	56
12.9	Použité vzorce při brzdění	56
13.	Akcelerace vozidla na rovině	58
13.1	Akcelerace vozidla na rovině bez nákladu	58
13.2	Akcelerace vozidla na rovině s nákladem	61
13.3	Porovnání akcelerací a výsledné hodnoty	63
14.	Rozjezd vozidla do kopce	64
14.1	Rozjezd vozidla do kopce bez nákladu	64
14.2	Rozjezd vozidla do kopce s nákladem	66
14.3	Porovnání úhlů α pro jednotlivé podmínky	68
15.	Navrhované alternativní řešení typu	68
16.	Brzdění vozidla	70
16.1	Brzdění bez nákladu	71

16.2	Brzdění s nákladem	74
16.3	Porovnání hodnot při brzdění	77
17.	Konstrukční návrh nápravy	79
17.1	Ramena nápravy	79
17.2	Brzdy, brzdový kotouč	81
17.3	Hnací hřídel, náboje, ložiska	81
17.4	Těhlice	82
17.5	Tlumič	82
17.5.1	Výpočet zatížení tlumiče a ramen	82
17.5.2	Rovnice rovnováhy	84
17.5.3	Zdvih tlumiče	85
17.6	Kulové čepy nápravy	87
17.7	Směrové řízení	88
17.7.1	Výpočet geometrie zatáčení	88
17.7.2	Výsledné hodnoty úhlů zatáčení	89
17.7.3	Vratný moment řízení	91
17.7.4	Ackermannova podmínka geometrie řízení	93
17.7.5	Záklon rejdové osy	93
17.7.6	Bezpečnostní úhel	94
17.8	Anti-dive – zamezení předklánění karoserie	95
18.	Pevnostní kontrolní výpočet pomocí MKP	96
18.1	Použité materiály	97
18.2	Použité síly a typy vazeb při výpočtu MKP	97
18.3	Výsledné hodnoty napětí a posunutí – spodní rameno nápravy	100
18.4	Výsledné hodnoty napětí a posunutí – těhlice, statické zatížení	103
18.5	Výsledné hodnoty napětí a posunutí – dynamické zatížení	105
18.6	Porovnání hodnot napětí s mezí kluzu materiálů	108
19.	Závěr	109

Seznam obrázků

Obrázek 1- Volvo HX1	13
Obrázek 2 - Rakkate UGV	13
Obrázek 3 - Honda 3E-D18	15
Obrázek 4- Autonomní vozidlo GM SURUS	16
Obrázek 5 - Pokus o autonomní vozidlo v roce 1962	18
Obrázek 6 - Vítězné vozidlo DARPA Grand Challenge 2005 – VW Touareg	20
Obrázek 7 - Spřažená náprava Opel Astra r.v. 2000	26
Obrázek 8 - Kyvadlová úhlová náprava	27
Obrázek 9 - Kliková náprava	27
Obrázek 10- Zavěšení závislé a nezávislé	28
Obrázek 11 - Hlavní pohyby tuhé nápravy	29
Obrázek 12 - Změna geometrie při nerovnoměrném propružení	29
Obrázek 13 - Odpružení pomocí dlouhých listových pružin	30
Obrázek 14 - Tuhá náprava s Wattovým přímovodem a Panhardskou tyčí	31
Obrázek 15 - Změny geometrie při a) propružení kola b) propružení karoserie c) při náklonu karoserie	32
Obrázek 16 - Změna odklonu kola při propružení	33
Obrázek 17 - Poloha středů klonění přední nápravy Op a zadní nápravy Oz	33
Obrázek 18 - Koncept SpeedE školy RWTH Aachen	34
Obrázek 19 - Mc Pherson boční síly a poloha středu klopení karoserie	35
Obrázek 20 - Střed klonění nápravy a střed klonění karoserie	36
Obrázek 21 - eliminace bočních sil vyosením pružiny	37
Obrázek 22 – Kolová redukce Praga V3S	39
Obrázek 23 – Průběh momentu motoru Ashwoods IPM 200-100 v závislosti na otáčkách	40
Obrázek 24 – průběh momentu a výkonu v závislosti na otáčkách pro motor: Ashwoods IPM 200-100	41
Obrázek 25 – Návrhy pohonů pro autonomní vozidlo	42
Obrázek 26 – rozměry konceptu podle baterie	45
Obrázek 27 – Michelin X Tweel SSL All Terrain na vozidle Caterpillar Bobcat	46
Obrázek 28 – Silové uvolnění: vozidlo bez nákladu při zrychlování	49
Obrázek 29 – Silové uvolnění: vozidlo s nákladem při zrychlování	49
Obrázek 30 – Silové uvolnění: vozidlo bez nákladu, brzdění	53
Obrázek 31 – Silové uvolnění: vozidlo s nákladem, brzdění	53
Obrázek 32 – Silové uvolnění nápravy při brzdění	55
Obrázek 33 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: Bez nákladu, po rovině, povrch - asfalt	59
Obrázek 34 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování	59
Obrázek 35 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: Bez nákladu, po rovině, povrch – polní cesta	60
Obrázek 36 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování	60
Obrázek 37 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: s nákladem, po rovině, povrch - asfalt	61
Obrázek 38 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování:	62
Obrázek 39 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: s nákladem, po rovině, povrch – polní cesta	62

Obrázek 40 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: _____	63
Obrázek 41 – Graf porovnání zrychlení vozu při různých podmínkách _____	63
Obrázek 42 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{oekl} při α_{max} , _____	65
Obrázek 43 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{oekl} při α_{max} , _____	66
Obrázek 44 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{oekl} při α_{max} _____	67
Obrázek 45 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{oekl} při α_{max} _____	67
Obrázek 46 – Navrhované alternativní řešení pohonu pro autonomní vozidlo na základě výpočtů _____	69
Obrázek 47 – Skluz pneumatiky v závislosti na tření pneumatiky a povrchu _____	70
Obrázek 48 – Graf průběhu zpomalení: bez nákladu, brzdění, povrch - asfalt _____	72
Obrázek 49 – Graf průběhů brzdících sil na přední a zadní nápravě: bez nákladu, brzdění, povrch – asfalt ____	72
Obrázek 50 – Graf průběhu zpomalení: bez nákladu, brzdění, povrch – polní cesta _____	73
Obrázek 51 – Graf průběhů brzdících sil na přední a zadní nápravě: bez nákladu, brzdění, povrch _____	73
Obrázek 52 – Graf průběhu zpomalení: s nákladem, brzdění, povrch – asfalt _____	74
Obrázek 53 – Graf průběhů brzdících sil na přední a zadní nápravě: s nákladem, brzdění, povrch – asfalt ____	75
Obrázek 54 – Graf průběhu zpomalení: s nákladem, brzdění, povrch – polní cesta _____	76
Obrázek 55 – Graf průběhů brzdících sil na přední a zadní nápravě: s nákladem, brzdění, povrch _____	76
Obrázek 56 – Porovnávací graf závislostí zpomalení na rychlosti pro různé podmínky _____	77
Obrázek 57 – Graf síly při brzdění na třmenu a na pístkách _____	78
Obrázek 58 – Schéma pohonu pro autonomní vozidlo _____	79
Obrázek 59 – Ramena náprav vozidla Bollinger Motors _____	80
Obrázek 60 – Vyosení tlumiče kvůli prostoru pro hnací hřídel na automobilu Mazda MX-5 NB _____	81
Obrázek 61 – Schéma nápravy a tlumiče _____	83
Obrázek 62 – Silové uvolnění nápravy _____	83
Obrázek 63 – Specifikace tlumiče z webových stránek www.kardanka.cz _____	86
Obrázek 64 – Změny rychlosti otáčení Kardanova kloubu při různých úhlech _____	87
Obrázek 65 – Průběh úhlu natočení pravého a levého kola a průběh odklonu kol na základě vysunutí tyče __	89
Obrázek 66 – Průběh změny sbíhavosti v závislosti na sklonění a zvednutí nápravy _____	90
Obrázek 67 – Změna rozchodu kol v závislosti na propružení _____	90
Obrázek 68 – Průběh odklonu v závislosti na propružení _____	91
Obrázek 69 – Geometrie nápravy pro výpočet vratného momentu vycházející z konstrukce _____	92
Obrázek 70 – Geometrie nápravy pro výpočet vratného momentu vycházející z odborné literatury _____	92
Obrázek 71 – Ackermannova geometrie řízení _____	93
Obrázek 72 – Lichoběžník řízení _____	94
Obrázek 73 – Tupý úhel ψ v konstrukčním návrhu nápravy _____	95
Obrázek 74 – Zavazbení těhlice při výpočtech metodou MKP _____	98
Obrázek 75 – Zavazbení spodního ramene nápravy při výpočtech MKP _____	98
Obrázek 76 – Silové zatížení těhlice při výpočtech MKP _____	99
Obrázek 77 – Silové zatížení spodního ramene nápravy při výpočtech MKP _____	100
Obrázek 78 – Napětí na spodním ramenu nápravy – pohled shora _____	100
Obrázek 79 – Napětí na spodním ramenu nápravy – pohled zdola _____	101

Obrázek 80 – Napětí uvnitř spodního ramena nápravy	101
Obrázek 81 – Deformace (posuny) spodního ramene nápravy při brzdění vozu	102
Obrázek 82 – Napětí při statickém zatížení těhlice	103
Obrázek 83 – Napětí při statickém zatížení těhlice - pohled na čepy a kritická místa konstrukce	103
Obrázek 84 – Posuvy (deformace) těhlice při statickém zatížení	104
Obrázek 85 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice	105
Obrázek 86 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice - pohled na uložení brzdového třmenu	105
Obrázek 87 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice – pohled na uložení čepů a kritická místa	106
Obrázek 88 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice – pohled na uložení čepů a třmenu	106
Obrázek 89 – Deformace při dynamickém zatížení těhlice	107

Seznam tabulek

Tabulka 1- výsledné hodnoty zrychlení vozu při různých podmínkách	64
Tabulka 2 - Porovnání úhlů rozjezdu α_{\max} a hodnot $\alpha_{v\max}$ pro jednotlivé podmínky	68
Tabulka 3- Porovnávací tabulka hodnot při brzdění v různých podmínkách	77

Seznam zkratk a symbolů

GPS	Global positioning system
LIDAR	Light detection and rangin
DARPA	Defense advanced research projects agency
SLAM	Simulation localization and maping
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule
ASHWOODS IPM	Interior permanent magnet motor
CAD	Computer aided design
MKP	Metoda konečných prvků
FEM	Finite element method
ABS	Antiblockiersystem
MSC	Motorcycle stability control
ESP	Electronic Stability Program
CNC	Computer Numeric Control
HMH	Hencky, Mises, Huber
SAE	Society of Automotive Engineers

Úvod

V poslední době čím dál častěji slycháváme o autonomních vozidlech, které by měly v budoucnu nahradit současné automobily ovládané řidičem. Nápad autonomních vozů není nikterak nová myšlenka. Můžeme říci, že návrhy na samostatně řízené a ovládané vozidlo jsou tu s námi již skoro 100 let. Dřívější pokusy vždy narazily na omezení z hlediska technologií, výkonnosti počítačů nebo legislativy. Až v dnešní době se nám otevírá svět vozů, které budou mít schopnost se pohybovat a rozhodovat samovolně. Jediným povel, který by dostaly od řidiče, by byla informace o místu cílové destinace. Vše ostatní by vyřešil vůz samostatně a svoji posádku dovezl včas a v pořádku na místo určení.

Vývoj technologií autonomního řízení je dnes v plném proudu a každý týden můžeme v médiích slyšet alespoň nějakou zmínku o pokroku firem nebo větším množstvím ujetých kilometrů. Často také ale slyšíme o jejich problémech a o nehodách, které tyto vozy provází.

Výrobce nákladních vozidel z Kopřivnice Tatra má ve své strategii plány na další roky zahrnující automatizaci řízení nejprve u nákladních vozů. Stejně jako u osobních vozů je i řidič nákladního vozu důvod nejčastější příčiny nehody. Navíc řidič spotřebuje až třetinu nákladů na provoz vozu. Monotónní jízda, převážně po dálnicích, únava řidiče z nedostatku spánku jsou velkými riziky, se kterými se dopravci musejí potýkat. Nejvíce proto v úvahu připadá zatím zejména metoda jízdních čet tzv. platooning. Tyto autovlaky jsou tvořené vedoucím vozidlem, které řídí řidič. Ostatní vozy následují tento vůdčí vůz a díky bezdrátové komunikaci mezi jednotlivými vozy napodobují vozidla vedoucí vůz. Výhoda těchto autovlaků je hlavně i ve spotřebě paliva, kdy vůdčí vozidlo rozráží vzduch a ostatní vozy již nemají takový vzdušný odpor.¹

S automatizací řízení se však můžeme již dnes živě setkat v zemědělství. Kvůli maximálním výnosům zemědělské produkce se zavádí tzv. precizní zemědělství. Traktory umí samy brázdit pole například při setí s přesností 2,5 centimetru. Zemědělská technika se 80 % svého času pohybuje po poli. V dosahu tedy nejsou ostatní vozy ani živé osoby, navíc rychlost zemědělské techniky je na poli řádově nižší než rychlosti, kterých se dosahuje v provozu. Díky tomu mohou traktory mít vyšší stupeň automatizace, než je u osobních či nákladních vozů.²

¹ DVOŘÁK, František. *Řidič je na nákladním autě nejdražší díl. Kdo ho nahradí robotem, vyhrál* [online]. [cit. 10.11.2018]. Dostupný na WWW: https://auto.idnes.cz/nakladni-vuz-nakladak-autonomni-rizeni-robot-traktor-pf1-automoto.aspx?c=A181025_094550_automoto_fdv

² DVOŘÁK, František. *Řidič je na nákladním autě nejdražší díl. Kdo ho nahradí robotem, vyhrál* [online]. [cit. 10.11.2018]. Dostupný na WWW: https://auto.idnes.cz/nakladni-vuz-nakladak-autonomni-rizeni-robot-traktor-pf1-automoto.aspx?c=A181025_094550_automoto_fdv

Další oblastí, kde se s autonomními vozy můžeme setkat již v blízké budoucnosti, jsou letiště a logistické sklady. I když letiště Václava Havla nemá přímé vlakové spojení s městem nebo pomocí metra, což vidím jako obrovský nedostatek, plánuje nasazení autonomních vozů pro převoz pasažérů mezi jednotlivými terminály již v řádu let.³ Podobným návrhem se zabývá švédský start-up Einride, který postavil nákladní vozidlo T-Pod. To sice nemá za úkol převážet lidi, ale místo toho má převážet náklad po logistických terminálech. Místo pro kabinu řidiče je využito přepravě větších nákladů, například dřeva. V ostrém provozu se právě nachází v logistické firmě DB Schenker.⁴ Jak projekt pro přepravu osob na letišti Václava Havla tak i T-Pod mají mnoho společného. Vozidla se budou pohybovat po uzavřené ploše, bez okolních vozidel a náhodných chodců, po jasně stanovených trasách a také po předem definovaných površích, kde se s největší pravděpodobností nebudou vyskytovat náhlé překážky, díry nebo jiné změny povrchu. Navíc každý takový stroj ušetří firmě spoustu finančních prostředků. Nemusí totiž zaměstnávat řidiče, který by takové vozidlo obsluhoval.

Myslím si, že dříve, než se setkáme s autonomními vozy v provozu na našich pozemních komunikacích, setkáme se spíše s autonomními vozy právě v logistických centrech, na letištích nebo polích. Jedním z důvodů je i legislativa, poněvadž letiště, pole nebo logistická centra nejsou veřejnými komunikacemi, na které se vztahují zákony a pravidla provozu na veřejných komunikacích.

Tato diplomová práce se bude zabývat konstrukcí nápravy k autonomnímu vozidlu. Toto vozidlo nebude určeno převážně pro provoz na veřejných komunikacích, bude zaměřené zejména pro jízdu v terénu. Nebude rovněž určeno pro přepravu osob, ale bude sloužit k převozu nákladu.

³ CAFOUREK, Tomáš. *Pražské letiště chce být jako v Dubaji. Svezete vás autem bez řidiče* [online]. [cit. 24.11.2018]. Dostupný na WWW: https://ekonomika.idnes.cz/prazske-letiste-dubaj-samoriditelne-auto-ez-10-foa-ekonomika.aspx?c=A181123_440973_ekonomika_fih

⁴ DVOŘÁK, František. *Nákladní vůz bez řidiče nastoupil do práce* [online]. [cit. 24.11.2018]. Dostupný na WWW: https://auto.idnes.cz/autonomni-nakladni-automobil-rizeni-einride-t-pod-t-log-db-schenker-1f4-automoto.aspx?c=A181117_105715_automoto_fdv



Obrázek 1- Volvo HX1⁵

Projekt autonomního vozu vzniká pod záštitou školy TUL Katedry vozidel a motorů a fakulty Mechatroniky. Podmínky návrhu autonomního vozu jsou následující:

Autonomní vozidlo by mělo mít elektrický pohon umístěný v „karoserii“ vozu. Tam by měly být ukryty i baterie napájející motor a starající se o elektronické snímače řízení. Koncepce vozu je taková, že by měla připomínat „skateboard“, na který budou moci být umístěny různé nástavby, které by bylo možné měnit k různým druhům použití. Je tím myšlena například korba na převoz sypkých a pevných materiálů nebo kamení, nástavba pro umístění dřevěných klád při práci v lese anebo montáž některého ze zemědělských příslušenství.



Obrázek 2 - Rakkate UGV⁶

⁵ MRAZ, Stephen. *machinedesign.com* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.machinedesign.com/mechanical/are-highway-equipment-and-heavy-duty-trucks-going-all-electric-soon>

⁶ RAKKATEC, Ltd. *rakkatec.fi* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://rakkatec.fi/>

Při provozu vozidla v lomech by měl zastat funkci nákladního vozu, který bude odvázet buď vytěžený materiál na sběrné místo, nebo hlušinu pryč z lomu po předem definovaných cestách. V lese by mohl sloužit jako stroj na odvoz dřeva z těžko přístupných míst. Nejprve by jel lesnický traktor s posádkou a díky funkci autonomního řízení by vozidlo traktor následovalo po stejné dráze. Po naložení by vozidlo dřevo odvezlo opět stejnou cestou ven z lesa, kde by již čekal nákladní vůz, na který by se náklad dřeva přeložil. Poté by se vozidlo vrátilo zpět do místa těžby. Při zemědělském použití by se mohl vůz používat na rozlehlých polích, kde by mohl postříkovat sklizeň proti škůdcům, nebo odvázet balíky slámy z pole.

Inspirací pro toto vozidlo byly projekty od značky Volvo a jejich koncept HX1, dále pak finská firma Rakkatec se svým projektem Rakkatec UGV nebo pak Honda Unveils 3E-D18. Asi nejbližší se se blíží vizi TUL projekt od GM s názvem SURUS (Silent Utility Rover Universal Superstructure).

1. Výhody TUL koncepce

Jak již bylo uvedeno – výše zmiňované produkty byly inspirací pro projekt TUL autonomního vozidla. Každé z těchto vozidel přineslo do svého oboru určitou zajímavost. Tento projekt se snaží využít inovace a zajímavosti z každého jednotlivého projektu a skloubit je dohromady v jeden celek. Zároveň se snaží potlačit nevýhody jednotlivých koncepcí tak, aby mohl vzniknout co možná nejlepší produkt v daném segmentu.

1.1 Inspirace

Z koncepce Volva přebírá vozidlo podobu „skateboardu“. Nízká platforma, ve které je schován motor, redukční převodovka, baterie a všechny řídicí počítače a snímače. Koncept Volva byl inspirací i v umožnění pohybu v obou směrech jízdy. Není tedy preferovaný směr jízdy. Koncept od Volva má ovšem tuhé nápravy, které neumožňují zvedat nebo snižovat samostatně jednotlivá kola, protože u tuhé nápravy jsou obě kola pevně spojena. Další inspirací Volva pro projekt TUL je možnost natačení kol jednotlivých náprav. Tím dochází ke zmenšení poloměru zatáčení a lepší manévrovatelnosti vozu.

Z koncepce Rakkatec si TUL bere koncept jeho modulárnosti, která Volvu chybí. Volvo má na podvozku namontovánu pouze korbu pro sypké materiály. Rakkatec má mnohostranné použití, které umožňuje na kloubový podvozek namontovat jakoukoliv z připravených nástaveb pro převoz např. munice pro armádu, převoz dřeva nebo dodání materiálu nebo jídla do odlehlých oblastí. Nevýhoda kloubového podvozku je, že umožňuje převoz pouze kratších

nákladů. Velkou inspirací od Rakkatec je nezávislé odpružení kol, které umožňuje přizvednout jednotlivá kola podle povrchu a tím dorovnat sklon terénu tak, aby náklad byl vždy bezpečně převezen. Výhoda řešení je hlavně v přepravě sypkých nebo tekutých materiálů. Díky odpružení, které dorovná terénní nerovnosti, se náklad nevysype, popřípadě nevyteče. Tento návrh také umožňuje svislou jízdu na šikmé ploše, a tím zvyšuje svahovou dostupnost a eliminuje převrácení. Nevýhoda klikových náprav, které používá Rakkatec, je v preferovaném směru jízdy jedním směrem. Opačný směr se dá použít výhradně pro couvání nebo pouze nouzovou jízdu.



Obrázek 3 - Honda 3E-D18⁷

Od Hondy si koncept TUL bere inovaci v podobě možnosti následovat vedoucí vozidlo, popř. člověka. Projekt Hondy snímá polohu vysílače, které má na sobě vedoucí vozidlo nebo člověk. Vozidlo pak sleduje, kudy se vysílač pohyboval a po stejné trase se pohybuje nezávisle za ním. Dovolil bych si to přirovnat k dobře vycvičenému psu, který vždy následuje svého pána. Podobně jako Volvo i Honda používá podobu „skateboardu“, na který budou moci být namontovány jednotlivé moduly podle aktuální potřeby. Nevýhoda Hondy je v použité platformě. Tato platforma je malá, vychází z podvozku pracovní čtyřkolky. Rozvor se tedy bude pohybovat okolo 1500 mm. Bližší informace však Honda neposkytla. Tím pádem je tato platforma nevhodná pro jakýkoliv větší či těžší náklad vzhledem k vysoko umístěnému těžišti a malé šířce vozu.

⁷ HONDA. *world.honda.com* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://rakkatec.fi/https://world.honda.com/CES/2018/detail/002/>



Obrázek 4- Autonomní vozidlo GM SURUS⁸

Nejpodobnější koncept návrhu TUL pochází od GM. Jedná se o pojízdnou platformu, na kterou je možno montovat různá příslušenství nebo nástavby. Vozidlo má jednoduchou konstrukci podvozku, který je tvořen pevným rámem. SURUS, na rozdíl od koncepce autonomního vozu TUL, používá k pohonu palivové články Hydrotec. Palivové články doplňuje ještě Li-On baterie, která při vyčerpání nádrže vodíku prodlouží dojezd vozidla. Na palivové články má SURUS dojezd až 400 mil (cca 640 km). K pohonu slouží 2 elektromotory, každý pro jednu nápravu. Obě nápravy pak mají samostatné natáčení kol, které usnadňuje manévrovatelnost a zmenšuje poloměr otáčení. Natáčení obou náprav bude nutné i v konceptu TUL, kde se předpokládá obousměrný provoz. Konstrukce „skateboardu“ umožňuje montáž různého příslušenství a nástaveb. V plánu je transport nejenom kontejnerů např. v přístavech, ale i třeba raněných z bojiště. Vše je odvislé od nástaveb, které lze na vozidlo namontovat. Asi největší využití tohoto vozidla pak bude pro armádní účely pro transport věcí, zásob nebo munice v nebezpečných oblastech⁹. Díky palivovým článkům může sloužit i jako mobilní generátor proudu v odlehlých oblastech. Velkou výhodou pro armádu je malá tepelná stopa, kterou vozidlo zanechává a nízký hluk, díky kterému se vozidlo může neslyšně pohybovat v nebezpečných oblastech.¹⁰

⁸ TORCHINSKY, Jason. *GM Shows Off A New Autonomous Fuel-Cell Truck Platform Called SURUS And It's Pretty Damn Cool* [online]. [cit. 9.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://jalopnik.com/gm-shows-off-a-new-autonomous-fuel-cell-truck-platform-1819220712>

⁹ TORCHINSKY, Jason. *GM Shows Off A New Autonomous Fuel-Cell Truck Platform Called SURUS And It's Pretty Damn Cool* [online]. [cit. 9.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://jalopnik.com/gm-shows-off-a-new-autonomous-fuel-cell-truck-platform-1819220712>

¹⁰ WINTER, Liz. *GM Outlines Possibilities for Flexible, Autonomous Fuel Cell Electric Platform* [online]. [cit. 9.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://media.gm.com/media/us/en/gm/home.detail.html/content/Pages/news/us/en/2017/oct/1006-fuel-cell-platform.html>

2. Definice autonomního vozidla

Autonomní vozidlo je takové motorové vozidlo, k jehož řízení není potřeba řidič. Jeho orientace je vedena skrze počítačové systémy, které rozeznávají okolí a určují směr a rychlost vozidla. Určování polohy probíhá nejčastěji pomocí GPS, která určuje aktuální polohu, nadmořskou výšku a směr pohybu, či pomocí LIDAR, dálkového laserového měření vzdáleností, a kamer umožňující počítači vidět. Tyto funkce slouží ke čtení povrchu ve směru pohybu vozu, snímání dopravních značek a rozpoznávání aut, chodců a jiných objektů pohybujících se na vozovce.¹¹

2.1 Automatizace vozidel

Asociace automobilového průmyslu (SAE International) definovala stupně automatizace vozidel od 0 do 5:

- 0 – bez automatizace, automatický systém pouze varuje řidiče, vůz neovládá např. parkovací senzory
- 1 – asistence řidiče „Hands on“: pomáhají řidiči již s řízením. Jedná se např. o adaptivní tempomaty, aktivní parkovací systém. Vůz stále však hlavně ovládá řidič
- 2 – částečná automatizace „Hands off“: Řidič je pouze kontrolorem automaticky fungujícího systému. V případě potřeby může zasáhnout a převzít kontrolu nad vozem
- 3 – podmíněná automatizace „Eyes off“: řidič se nemusí věnovat řízení, v případě nouze musí převzít řízení do stanového časového limitu
- 4 – vysoká automatizace „Mind off“: vozidlo se řídí samo s výjimkou nebezpečného prostředí např. počasí, kdy kontrolu musí převzít řidič
- 5 – plná automatizace „Steering wheel optional“: řidič pouze zadá cíl cesty, o zbytek se postará vozidlo samo¹²

Důvody automatizace jsou prosté. Podle statistik je 94 % nehod na silnicích způsobeno selháním řidiče.¹³ Autonomní řízení je tedy jasným krokem vpřed, které má za následek odstranit tyto chyby a omezit lidský faktor a tím snížit nehodovost.

¹¹ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Autonomní vozidlo* [online]. c2018 [citováno 12. 11. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Autonomn%C3%AD_vozidlo&oldid=16516041>

¹² Wikipedia contributors. (2018, November 12). Self-driving car. In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 15:07, November 12, 2018, from https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Self-driving_car&oldid=868483601

¹³ VOLŠICKÝ, Lukáš. *Technologie: Letectví inspiruje autonomní auta* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://templeofspeed.cz/technologie-letectvi-inspiruje-autonomni-auta/>

S automatizací řízení se můžeme dnes již setkat v letecké dopravě. Dá se říci, že letecký průmysl je dnes velkou inspirací pro průmysl automobilový. Už kvůli statistice, která říká, že letecká doprava je 10 000krát bezpečnější na uletěný kilometr než kilometr jízdy automobilem. V letectví se používá systém Traffic Collision Avoidance System. Ten má předcházet srážkám letadel ve všech sférách pohybu – na zemi i ve vzduchu. Další nezbytný faktor, který dělá leteckou dopravu tak bezpečnou, je školení pilotů na krizové situace. Bohužel většina řidičů netuší, co má například v krizovém brzdění nebo při vyhýbacím manévru dělat, protože na to nebyli během výcviku v autošколе školeni a neexistuje žádná povinnost pro řidiče, aby byli školeni na krizové situace během řízení.¹⁴

3. Historie autonomních vozidel

První pokusy na autonomní vozidla začaly už ve dvacátých a třicátých letech 20. století v USA. Jednalo se o částečnou, semi-autonomní jízdu. Jeden automobil byl určen jako vůdčí vozidlo, které bylo ovládáno řidičem, ze kterého vycházely signály o jeho pohybu, které přijímal autonomní vůz jedoucí za vůdčím vozidlem a jeho pohyby opakoval.

V padesátých letech testy pokračovaly. Dálnice měla sloužit jako vodítko, na které by se automobil připojil a poté, jako po dráze, pokračoval v cestě. Vozidla by byla schopná udržovat směr, rychlost, a i odstupy mezi sebou. Bližšího rozšíření se však nedostalo vzhledem k náročnosti na stavbu těchto dálnic a i technologického omezení tehdejší doby. Podobného systému se dnes využívá u autonomních vozidel v logistice, kde v podlaze dodavatelské firmy v betonu jsou vodící kovové lišty, jejichž umístění vozidlo sleduje pomocí indukce.



Obrázek 5 - Pokus o autonomní vozidlo v roce 1962¹⁵

¹⁴ VOLŠICKÝ, Lukáš. *Technologie: Letectví inspiruje autonomní auta* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://templeofspeed.cz/technologie-letectvi-inspiruje-autonomni-auta/>

¹⁵ Wikipedia contributors. (2018, November 12). Self-driving car. In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 15:07, November 12, 2018, from https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Self-driving_car&oldid=868483601

V 60. letech na Státní univerzitě experimentovali s návrhem dálnic, které by uprostřed každého dělicího pruhu dálnice měly navigační zařízení. Kabelový systém měl řídit vozidlo pomocí elektronických signálů, jejichž informace měl automobil přijmout a zpracovat a následně převést v daný pohyb vozu. Jako většina projektů ani tento se nedostal dál kvůli technologické složitosti a tím finanční náročnosti projektu.

V 70. letech byl pak v Japonsku představen vůz řízený kamerovým systémem a počítačem, který nasnímaná data z kamer zpracovával, vyhodnocoval a následně převáděl na daný pohyb vozu. Tím bylo upuštěno od řízení vozidla pomocí impulzů z dálnice. Všechna data měla být získána a následně zpracována již jen na palubě vozu.

V průběhu 80. let byla představena v Německu pod záštitou Univerzity Bundeswehr v Mnichově dodávka Mercedes-Benz, která již představovala opravdové autonomní vozidlo. Vozidlo bylo řízeno pomocí senzorů a kamer. Data získaná z těchto zařízení byla následně zpracována pomocí osmi 16bitových procesorů.

Projekt, na jehož základech dnes funguje většina semi-autonomních a autonomních vozidel vznikl na univerzitě Carnegie Mellon v Pittsburgu rovněž na konci 80. let. Projekt poprvé použil tzv. neutronové sítě, které jsou základem dnešního autonomního řízení. Podobně jako lidský mozek, který je tvořen velkým množstvím propojených buněk, které spolu komunikují. Čím více roste používání právě tohoto propojení např. jistých dvou buněk, o to více roste jejich váha a význam. Schopnost učit se je určena pamatováním si určitých kombinací propojení buněk, které vedou k danému úkonu. Systém je schopen i odhadovat řešení, když dostane nové, ještě nepoznané podněty. Chování vozu tedy pracuje s podobnou sítí, která se učí od jiných řidičů či vozů, z jejich chyb a reakcí. Při zkušebních jízdách byl automobil schopen urazit přes 98 % cesty sám bez vnějšího zásahu řidiče.¹⁶

Dalším úspěšným projektem se stala DARPA Grand Challenge v roce 2004. Autonomní vozy měly ujet v Mohavské poušti vzdálenost 240 km v 10hodinové lhůtě. První kolo soutěže však nedokončilo žádné vozidlo. Proto se soutěž v roce 2005 opakovala. Vítězem bylo vozidlo VW Touareg od univerzity Stanford v Kalifornii a společnosti VW Electronics Research Laboratory. V kufru vozu se nacházel mozek vozidla tvořený počítači, které zpracovávaly data z LIDARů, kamer a senzorů.¹⁷

¹⁶ *Autonomní automobily. Retrospektiva, současná situace, etické aspekty autonomních vozů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/qzqgma/Bakalarska_prace_-_final_qyfrbujh.pdf
Bakalářská. MASARYKOVA UNIVERZITA FILOZOFICKÁ FAKULTA. Vedoucí práce Doc. Mgr. Jana Horáková, Ph.D.

¹⁷ Wikipedia contributors. (2018, June 22). DARPA Grand Challenge (2005). In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 16:02, November 12, 2018, from [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=DARPA_Grand_Challenge_\(2005\)&oldid=846984211](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=DARPA_Grand_Challenge_(2005)&oldid=846984211)



Obrázek 6 - Vítězné vozidlo DARPA Grand Challenge 2005 – VW Touareg¹⁸

4. Současný vývoj autonomních vozidel

V dnešní době dominují na poli vývoje hlavně dvě značky. Světznámý internetový gigant Google a automobilka, o které se poslední dobou mluví snad nejvíce, a to jak díky inovacím, tak i jejímu šéfovi a majiteli Elonu Muskovi. Jedná se o automobilku Tesla. Tyto dvě firmy jsou ve vývoji čistě autonomního vozidla nejdále ze všech. Ostatní automobilky zatím taktizují a snaží se vylepšit svoje semi-autonomní vozy. Velké množství automobilek se pohybuje v stupních automatizace 0–1. Ve většině luxusnějších aut nebo aut s vyššími stupni výbavy se můžeme setkat se systémy ze stupně automatizace 1 jako je například aktivní držení v jízdním pruhu, automatické brzdění při dojíždění do kolony, aktivní tempomat, který udržuje při jízdě na dálnici rychlost podle okolních řidičů, automatické čtení dopravních značek nebo plně automatické parkování. Subaru ve svých vozidlech nově představilo systém EyeSight, který většinu z těchto systémů již obsahuje. VW představil autonomní systém parkování, který dokáže couvat a parkovat i se zapojeným přívěsem. Všechny tyto prvky jsou ale ze stupně automatizace vozů 1 tedy „Hands on“. Řidič musí být přítomen ve vozidle a je stále řidičem. Tyto systémy mu pouze pomáhají ovládat vozidlo.¹⁹

¹⁸ WILLIAMS, Matt. *The Drive for Autonomous Vehicles: The DARPA Grand Challenge*[online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.herox.com/crowdsourcing-news/159-the-drive-for-autonomous-vehicles-the-darpa-grand>

¹⁹ SUBARU CORP. *EyeSight, VAŠE DRUHÉ OČI* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.subaru.cz/bezpecnost-eyesight.html>

4.1 Automobily Tesla

Výrobce automobilů Tesla Motors byl založen ve spojených státech v roce 2003. Až pozdější investoři, mezi kterými byl i Elon Musk dostali tuto automobilku do popředí. Dnes je Tesla známá především tím, že jako jediná automobilka má všechny svoje vozy plně elektrifikované. Technologii baterií využívá lithium-iontovou a garantuje dojezd svých vozů až 500 km. Sám jsem měl možnost jedno z těchto aut řídit, byl to Model S P85D. Co mě na tomto voze nejvíce uchvátilo, bylo zrychlení 0-100 km/h, které bylo jednoduše neuvěřitelné. Další zajímavý prvek představovalo zvláštní ticho při jízdě, které velice zkreslovalo vnímání rychlosti. Bohužel od rychlosti 150 km/h bylo zrychlení ve srovnání s jinými sportovními vozy slabší. Automobil o výkonu 515 kW by měl zrychlovat mocně i v této rychlosti. Ostatní věci jako jsou jízdni vlastnosti, jízdni komfort nebo pocit z řízení vozu rovněž nebyly tak dobré, jak bych si na takové auto představoval. Jakýkoliv pokus o sportovnější jízdu v zatáčkách byl omezen elektronikou a citelným ubráním výkonu. Pocit z řízení byl téměř nulový, zpětná vazba vozu k řidiči rovněž slabá. V odborných časopisech si redaktoři často stěžují na citelný hluk od karoserie a vrzání plastů v interiéru. Absence hlavního zdroje hluku – spalovacího motoru zapříčiní, že ve vozidle je poté slyšet jakýkoliv rušivý zvuk.

Na poli autonomního řízení je Tesla Motors jedním z hlavních průkopníků. V roce 2014 byl představen Model S s radarem na detekci objektů, systému včasného varování a jejich systém autonomního řízení Autopilot.

Systém autopilot nepoužívá LIDARů, ale používá systém kamer a modul GPS. Autonomní systém využívá umělé inteligence, která se učí, jak má reagovat na dané situace. Automobilka sbírá data od svých Modelů S, která má uložena ve svém cloudu. Poté se všechny automobily obsahující tento systém mohou z dané chyby, popř. situace ponaučit, protože situace bude zpracována na cloudu.

Autopilotu dnes pomáhá již 8 kamer a umožní vidět auto až do vzdálenosti 250 metrů. Další podporou kamer jsou ultrazvuková čidla sloužící k couvání a ke sledování dění kolem vozu. Vůz také umí číst dopravní značení, a kde je oprávněn parkovat. Z videí, která kolují po internetu, je celkem patrné, že systém sice umí řídit sám, ovšem není to ještě zcela doladěno. Vůz se např. zastaví uprostřed křižovatky či bezdůvodně zastavuje ještě daleko před hranicí křižovatky nebo neumí na volné silnici předjet kolaře. V reálném provozu nejde tedy ještě Autopilotu 100 % věřit. To dokazují i statistiky nehod z USA, kde má Model X na svědomí již

několik životů. Sama Tesla říká, že Autopilot patří do úrovně 2 tedy „Hands off“. A však vyžaduje-li to situace, musí řidič zasáhnout a převzít řízení.²⁰

4.2 Autonomní řízení od Google

V roce 2009 představil internetový gigant Google projekt Google X. Na rozdíl od Tesly používají inženýři od Google LIDARů pro mapování okolí, dále systémem GPS a k tomu kameru pro snímání dopravních značek a překážek na cestě. Asi největší odlišností je, že Google technologii SLAM (Simulation Localization and Mapping). Systém tedy vytváří prostředí, do kterého je umístěn automobil a na základě výsledků z této simulace řeší situace. Testovací vozy Toyota Prius zvládly projet města jako Los Angeles či San Francisco. V roce 2017 se podařilo snížit cenu jednoho LIDARu na 7500 dolarů (cca 172 tis. Kč). Do roku 2017 najely testovací vozy Lexus RX450, které vystřídaly Toyoty, více než 4 miliony kilometrů.²¹

Samořiditelné vozy Google vyčlenil do samostatné společnosti Waymo. Ta je vedená mužem jménem John Krafcik. Waymo je dokonce tak daleko, že ve městě Phoenix nabízí své vozy pro potřeby taxislužby. Samozřejmě ve zkušebním provozu. Podle aktuálních informací vozy Waymo najely více než 16 milionů kilometrů.²²

Ani vozům Waymo se nevyhnuly nehody. Špatně zareagovala posádka autonomního vozu, která má vůz hlídat a v případě nebezpečí toto nebezpečí odvrátit. Posádka však zareagovala hůř, než by v dané situaci reagovalo samo vozidlo a tím byla způsobena nehoda.²³ Vše se naštěstí však obešlo bez ztrát na lidských životech.

Podle videí, která jsem našel na serveru YouTube, která zachycují různá autonomní vozidla v pohybu, si lépe počíná společnost Google. U značky Tesla je vidět, že auta reagují pomaleji, občas se z ničeho nic zastaví a celkový pohyb není dostatečně plynulý.

²⁰ *Autonomní automobily. Retrospektiva, současná situace, etické aspekty autonomních vozů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/qzqgma/Bakalarska_prace_-_final_qyfrbujh.pdf Bakalářská. MASARYKOVA UNIVERZITA FILOZOFICKÁ FAKULTA. Vedoucí práce Doc. Mgr. Jana Horáková, Ph.D.

²¹ *Autonomní automobily. Retrospektiva, současná situace, etické aspekty autonomních vozů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/qzqgma/Bakalarska_prace_-_final_qyfrbujh.pdf

²² ŠURKALA, Milan. *Autonomní vozy Waymo už najely 10 milionů mil* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.svetmobilne.cz/autonomni-vozy-waymo-uz-najely-10-milionu-mil/6863>

²³ ŠURKALA, Milan. *Autonomní vůz Waymo měl nehodu, mohl za ni záložní řidič* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.svetmobilne.cz/autonomni-vuz-waymo-mel-nehodu-mohl-za-ni-zalozni-ridic/6977>

5. Odpovědnost a etické kodexy

Téma odpovědnosti a etických kodexů nelze vynechat. Česká republika je právní stát, kde existuje právní jistota, která zaručuje jednoznačnost a vymahatelnost práva. Právní odpovědnost má občan státu a je tedy zodpovědný za činy, které se staly nebo které se stanou vlivem jeho jednání.²⁴

5.1 Odpovědnost

Během testování autonomních vozů napříč všemi zeměmi došlo k dopravním nehodám. Společnost Uber a její autonomní vůz dokonce způsobil nehodu v USA ve městě Phoenix, při kterém zemřela žena. Autonomní řízení má však ještě svoje chyby. I kdyby byl systém již doladěný, i tak může řídicí počítač udělit chybné údaje vozu nebo pod vlivem povětrnostních podmínek nebo například velkého množství sněhu či námrazy na vozovce nabourat a způsobit zranění posádky, posádky jiného vozu nebo osob pohybujících se okolo vozovky. Nebo jako v případě společnosti Uber, může dojít dokonce k usmrcení kolemjdoucího člověka.²⁵

Aktuálně platná legislativa neumožňuje, aby robot nesl odpovědnost za činy, které udělal. Odpovědná osoba je tedy vždy konkrétní osoba, která by mohla předvídat a zabránit protiprávnímu jednání. Pokud je nehoda vyvolána špatným naprogramováním, může současná legislativa umožnit trestní stíhání výrobce vozu. Není však jasné, jakou odpovědnost by měly systémy, které se neustále učí z chyb jiných vozů. Otázka je, kdo tedy převezme odpovědnost při nehodě, kde došlo nejenom k materiálním škodám, ale i újmě na zdraví. Zda je to výrobce vozu, či jeho vlastník, anebo robot, který auto ovládal. Programátor kódu nemůže za nesprávné užívání robota v případě, že se vlastník vozu chce dopustit jeho nesprávného používání. Robot ovšem nemůže být z právního hlediska potrestán. Otázka odpovědnosti tedy není stále vyřešena.²⁶

²⁴ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Právní odpovědnost* [online]. c2018 [citováno 17.11.2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Pr%C3%A1vn%C3%AD_odpov%C4%9Bdnost&oldid=16071184>

²⁵ KASÍK, Pavel. *Samořídící Uber měl 6 sekund na to, aby zabránil smrtelné nehodě. Nesměl* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: https://technet.idnes.cz/uber-samoridici-auto-nehoda-vysetrovani-ff2-/tec/technika.aspx?c=A180524_181042_tec/technika_pka

²⁶ DRACHOVSKÁ, Karolína. *Odpovědnost samoříditelných aut aneb má smysl trestat roboty?* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.pravniprostor.cz/clanky/ostatni-pravo/ht-odpovednost-samoriditelnych-aut-aneb-ma-smysl-trestat-roboty>

5.2 Etické kodexy

Při řešení mravních problémů autonomních vozů se musíme podívat na dva etické směry a tím jsou utilitarismus a deontologie. Během vývoje ještě nebylo přesně stanoveno, podle jakých kritérií se budou vozy rozhodovat v kritických momentech.²⁷

5.2.1 Utilitarismus

Je filosofický a etický směr, který hledá blaho pro většinu za co možná nejmenší cenu utrpení.²⁸ Na příkladu autonomních vozidel bych ho popsal takto.

Autonomní vozidlo na sněhu již nedokáže zastavit tak, aby na přechodu nenajelo do skupinky lidí, která právě přechází vozovku. Vozidlo se nemůže rozhodnout, jak zareagovat. Pokud by auto, ve snaze vyhnout se chodcům, zabočilo doprava, kde se však nachází strom, ohrozilo by tím však posádku vozidla na zdraví. Další možnost je, že by vozidlo chtělo za každou cenu ochránit hlavně svou posádku, tím by nezabočilo doprava, ale smetlo by však skupinu chodců. Nebo se může automobil vyhnout doleva, kde na druhé straně přechodu stojí samotný člověk. Vůz tedy ochrání posádku, ochrání skupinku chodců na přechodu, ale ohrozí člověka stojícího na druhé straně chodníku.²⁹

5.2.2 Deontologie

Je filosofický a etický směr, který říká, že člověk by se měl rozhodovat dle zásad a povinností, které jsou předem jasně dané.³⁰ Tímto filozofickým směrem se nechala inspirovat robotika, jejíž zákony definoval Isaac Asimov. Na příkladu autonomních vozidel by se dal popsat následujícím způsobem.

Auto by mělo za jakékoliv situace chránit lidský život. Nehledě na zničení vozidla by mělo ochránit jak posádku, tak i lidi kolem, kteří by se mohli stát aktéry nehody. Pokud by člověk věděl, jak by se vozidlo mělo zachovat, mělo by člověka poslechnout i za cenu chybného

²⁷ *Autonomní automobily. Retrospektiva, současná situace, etické aspekty autonomních vozů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/qzqma/Bakalarska_prace_-_final_qyfrbujh.pdf
Bakalářská. MASARYKOVA UNIVERZITA FILOZOFICKÁ FAKULTA. Vedoucí práce Doc. Mgr. Jana Horáková, Ph.D.

²⁸ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Utilitarismus* [online]. c2017 [citováno 17. 11. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Utilitarismus&oldid=15408397>

²⁹ *Autonomní automobily. Retrospektiva, současná situace, etické aspekty autonomních vozů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/qzqma/Bakalarska_prace_-_final_qyfrbujh.pdf

³⁰ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Deontologie* [online]. c2017 [citováno 17. 11. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Deontologie&oldid=15566664>

jednání. Sám robot nebo počítač má chránit sám sebe před poškozením, pokud tím není ohrožena bezpečnost lidí uvnitř a vně vozu.

Tato teorie v některých věcech odporuje volnějším utilitarismu, který se rozhoduje na základě situace, co je v dané chvíli nejlepší pro většinu a dovoluje ublížit člověku.³¹

5.3 Čí lidský život má větší cenu

Stránky <http://moralmachine.mit.edu/> získali 40 milionů hodnocení z 233 zemí světa, ve kterých jsou účastníci podrobeni krizovým situacím, ve kterých vždy někdo musí zemřít. Na uživateli je, aby se rozhodl, kdo by v danou situaci měl přežít a kdo nikoliv. Uživatel dostane 13 modelových situací, v každé je autonomní vozidlo, které je použito jako smrtící nástroj.

Dle výsledků by mělo nejčastěji přežít dítě v kočárku, nejhůře dopadli staří lidé. Obecně děti a mladiství by měli podle dotazníku největší právo přežít nehodu. V rozhodování lidí sehrál velký vliv i povolání obětí, kdy lékaři a lékařky obsadili přední příčky „práva na život“.

Z výzkumu vzešlo i hodně, dle mého názoru, kontroverzních výsledků. Pravomocně odsouzení lidé skončili v žebříčku „práva na život“ až za psi. Uživatelé tedy upřednostnili zvíře, před lidskou bytostí, byť by tato oběť byla trestána odnětím svobody. Další pro mě velmi spornou věcí je větší preference přežití posádky vozu než chodců, a to i těch, kteří přechází dle pravidel na zelenou. Když se na tento výsledek podívám z hlediska studenta konstrukce vozidel a motorů se všemi svými znalostmi, i při nárazu do stromu s moderním vozidlem do rychlosti 70 km/h má větší šanci na přežití posádka vozu, než když vůz nabourá ve stejné rychlosti do chodce. V této rychlosti nemá chodec téměř žádnou šanci přežít.

Cílem výzkumu bylo zmapovat, jaké je většinové myšlení lidí. V budoucnu bude potřeba se přesně dohodnout na pravidlech, kterými se budou autonomní vozy řídit.³²

6. Zavěšení kol

Pod tímto pojmem se skrývá způsob připojení kol ke karoserii, popřípadě rámu vozidla. Zavěšení kol se často plete s pojmem náprava. Pod tímto pojmem se myslí část s funkčními celky: uložení kola, odpružení kola, brzda, řídicí a hnací ústrojí.

³¹ Wikipedie: Otevřená encyklopedie: *Zákony robotiky* [online]. c2018 [citováno 17. 11. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Z%C3%A1kony_robotiky&oldid=16481920>

³² KRUTILEK, Ondřej. *Dětem život, seniorům smrt. Lidé určili, kdo má přežít nehody autonomních aut* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: https://zpravy.idnes.cz/zivot-smrt-kocky-autonomni-auta-mit-deti-fpq-domaci.aspx?c=A181109_152616_domaci_onkr

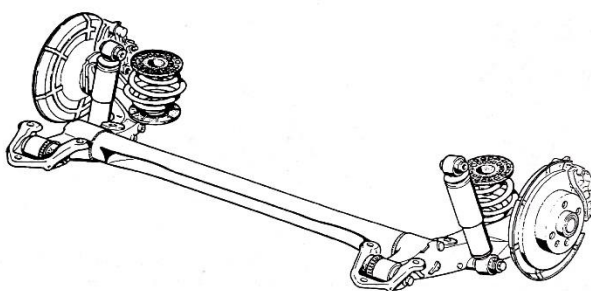
Zavěšení umožňuje nápravě svislý relativní pohyb kola vůči karoserii či rámu. Tento pohyb umožňuje pro pružení. Současně zavěšení slouží k eliminaci nežádoucích pohybů kola jako je boční posuv nebo naklápění kola.

Zavěšení přenáší velké množství sil a momentů mezi karoserií, popřípadě rámem vozu a koly. Mezi tyto síly se řadí: svislé síly od zatížení vozidla, podélné síly hnací, podélné síly brzdné, příčné odstředivé síly a momenty podélných sil hnacích a brzdných.³³

Následující stránky budou věnovány hlavně těm typům zavěšení a náprav, které by byly vhodné pro použití v autonomním vozidle TUL. Proto budou vynechány následující typy náprav: kliková s propojenými rameny tzv. spřažená náprava, kyvadlová úhlová náprava a kliková náprava.

6.1 Důvody vynechání určitých typů náprav

Spřažená náprava – z hlediska kinematiky je tato náprava přechodem mezi nezávislým odpružením. Podélná ramena jsou propojena příčkou, která je tuhá na ohyb, ale na krut je poddajná. To má za následek, že příčka zde funguje jako příčný stabilizátor. To je nevhodné, pokud bychom chtěli jednotlivá kola přizvedávat v závislosti na terénu tak, aby karoserie zůstala co nejvíce ve stabilní poloze. Další nevýhodou je určení pro provoz v hlavním směru jízdy. Tato náprava se hodí a je používána jako zadní nepoháněná náprava, což se nehodí do konceptu TUL, kde se předpokládá obousměrný provoz.³⁴



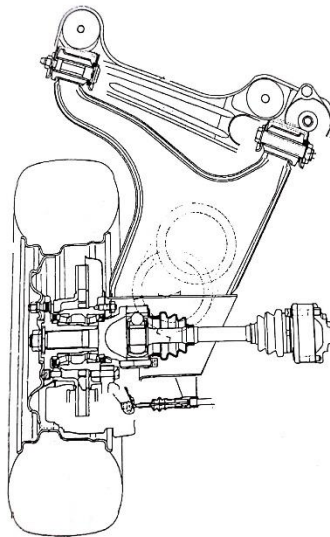
Obrázek 7 - Spřažená náprava Opel Astra r.v. 2000³⁵

Kyvadlová úhlová náprava – je konstruována jako zadní náprava. Tím se nehodí do konceptu obousměrného provozu. Díky šikmému závěsu dochází při pro pružení k samořízení vozu. To u autonomního vozu není žádoucí.

³³ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

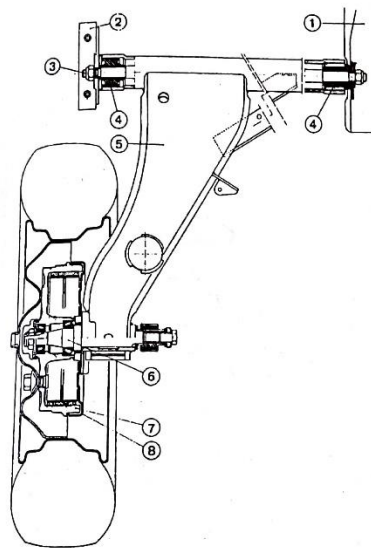
³⁴ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

³⁵ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.



Obrázek 8 - Kyvadlová úhlová náprava ³⁶

Kliková náprava – podobně jako kyvadlová úhlová, je i tato náprava navržena jako zadní náprava, která má určený hlavní směr jízdy. Navíc je ve většině případů určena jako nepoháněná náprava. Tím pádem se nehodí pro koncept autonomního vozu, kde se předpokládá obousměrný provoz, a navíc pohon 4x4.³⁷



Obrázek 9 - Kliková náprava ³⁸

³⁶ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

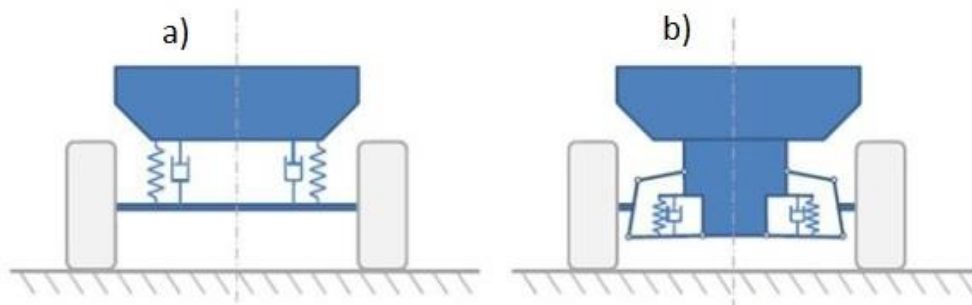
³⁷ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

³⁸ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

6.2 Druhy zavěšení kol

Zavěšení kol se dělí do dvou základních druhů

- a) Závislé
- b) Nezávislé



Obrázek 10- Zavěšení závislé a nezávislé³⁹

U závislého zavěšení jsou obě kola pevně uložena na společném nosníku, který se nazývá most nápravy. Díky tomuto nosníku tvoří obě kola jeden kinematický celek. Při jakémkoliv svislém pohybu na jednom z kole nápravy dochází k pohybu i druhého kola.

U nezávislého odpružení nejsou kola spojena přímo nosníkem, ale jsou spojena nepřímo přes karoserii, popřípadě přes rám vozu. Svislý pohyb jednoho kola nezpůsobí pohyb druhého kola.⁴⁰

7. Závislé odpružení – tuhá náprava

Jedná se o nejstarší typ zavěšení kol. Původně se používal u kočárů taženými koňmi, kde byla náprava odpružena dlouhými listovými pery. Dnes se s tímto typem nápravy můžeme setkat v osobních terénních vozech například Suzuki Jimny, kde je přední i zadní náprava tuhá. Dále se s touto nápravou můžeme setkat u užitkových vozů, kde často tvoří zadní nápravu nebo u nákladních vozů.⁴¹

7.1 Kinematika tuhé nápravy

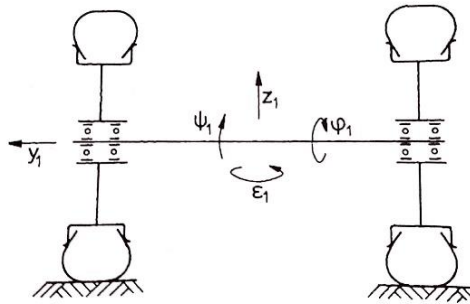
Při propružení pouze jedné strany nebo protiběžného propružení dochází vlivem sprážením kol pomocí nosníku ke změnám geometrie. To může vést k samořízení vozu nebo

³⁹SAJDL, Jan. *Zavěšení kol* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>

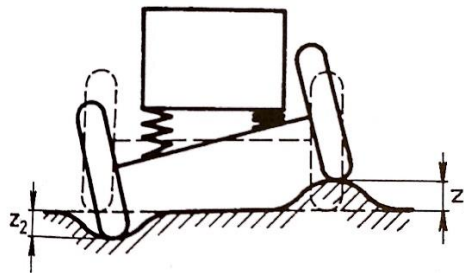
⁴⁰ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁴¹ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

nepředpokládané změny směru. Při jízdě dochází u tuhé nápravy ke dvěma hlavním pohybům: nadnášení z_1 a příčné kmitání neboli třepetání ψ_1 viz Obrázek 11 - Hlavní pohyby tuhé nápravy.⁴² Krásným příkladem třepetání nápravy je scéna z filmu Bullit (1968), kde se herec Steve McQueen při honičce snaží se svým Mustangem Fastback rozjet pod plným plynem a náprava za doprovodu kouře od pneumatik kmitá nahoru a dolů.



Obrázek 11 - Hlavní pohyby tuhé nápravy⁴³



Obrázek 12 - Změna geometrie při nerovnoměrném propružení⁴⁴

7.2 Odpružení tuhé nápravy

Nejčastějším typem odpružení tuhých náprav jsou listové pružiny. Kromě funkce odpružení mají za úkol i vedení nápravy a v případě většího množství listů i tlumení. Dříve se kvůli pohodlí používaly dlouhé listové pružiny s malým počtem listů. Větší počet listů způsobuje vnitřní tření pružin a tím horší komfort jízdy. Nevýhodou řešení bylo, že se dlouhé listové pružiny vlivem bočních sil, přenosu hnacího a brzdného momentu deformují. Proto se dnes častěji používají vinuté ocelové pružiny. K vedení nápravy nemohou již tedy sloužit pružiny, ale ramena, která jsou uchycena jedním koncem na karoserii a druhým na nápravu. Pro přenos bočních sil je používána Panhardská tyč. Ta způsobuje boční posunutí nápravy při

⁴² VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

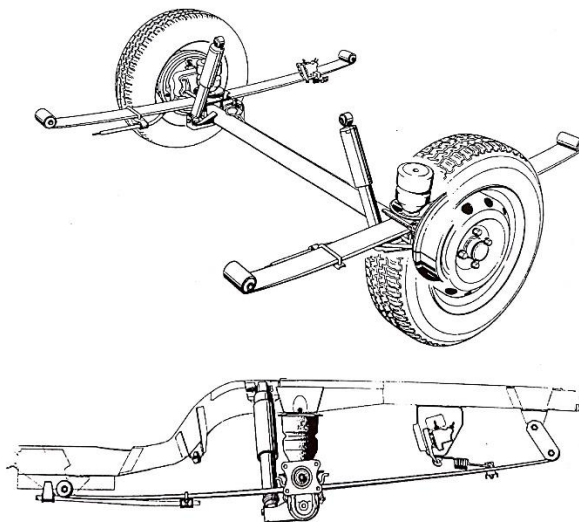
⁴³ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁴⁴ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

propružení. Jistá eliminace bočního posunutí je použití co nejdélejší možné Panhardské tyče, která je vodorovně umístěna.⁴⁵

7.3 Způsoby vedení tuhé nápravy

Jak již bylo uvedeno, k vedení tuhých náprav se mohou používat listové pružiny, které slouží nejenom k odpružení, ale i vedení. Listové pružiny mohou být doplněny ještě dvěma surnými tyčemi, pokud by byly listové pružiny nedostatečně tuhé.



Obrázek 13 - Odpružení pomocí dlouhých listových pružin⁴⁶

Další možnost vedení tuhých náprav je dvěma páry podélných ramen, které jsou podpořeny v příčném směru Panhardskou tyčí. Dvě z těchto ramen umístěna pod mostem a jsou vedena před nápravu stejně jako další dvě ramena nad mostem. Odpružení v tomto případě obstarávají vinuté pružiny.⁴⁷

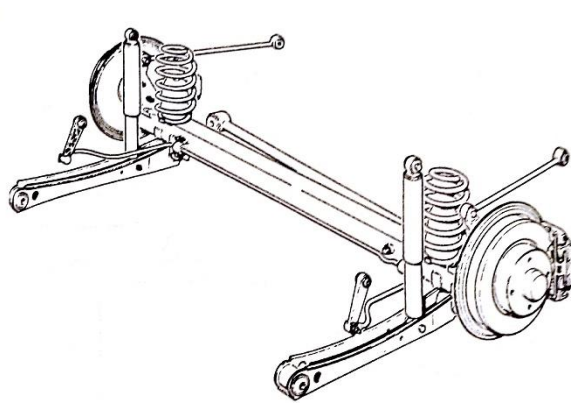
Umístění horních ramen může být i směřováno za nápravu. Vedení v tu chvíli obstarává Wattův přímovod. Při propružení se střed kola pohybuje kolmo nahoru a tím nedochází k samořízení vozu.⁴⁸

⁴⁵ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁴⁶ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁴⁷ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁴⁸ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.



Obrázek 14 - Tuhá náprava s Wattovým přímovodem a Panhardskou tyčí⁴⁹

Výše popsané způsoby uchycení tuhé nápravy však nezabrání předklánění a zaklánění karoserie při zrychlování a zpomalování vozu. Ojnicový systém uchycení však tuto problematiku řeší. Ojnice je příčným nosníkem upevněna ke karoserii. Ojnicí se myslí trubka, ve které se otáčí hnací hřídel. Táhla na nápravě zachycují podélné síly, tlumiče jsou za mostem nápravy a Panhardská tyč je ve vodorovné poloze.

V případě, že tuhá náprava je hnací nápravou, musí v mostě spojujícím nápravy být uložena rozvodovka. To činí tuhou nápravu velmi těžkou z hlediska neodpružených resp. neodtlumených hmot, které se snažíme mít co nejlehčí. Systém odpružení De-Dion umísťuje rozvodovku na karoserii vozu. Díky tomu je tuhá náprava lehčí. Celkově jde ale o složité řešení, které je i tak v porovnání s nezávislým odpružením těžší.⁵⁰

7.4 Výhody a nevýhody tuhých náprav

Obecně se dá považovat tuhá náprava za velice jednoduchý systém odpružení. Dále je její velkou předností odolnost vůči nárazům a celková robustnost. Tuhá náprava neubírá tolik, v porovnání s jinými nápravami, z vnitřního prostoru pro posádku v případě konceptu TUL vozu neubírá místo pro náklad. Výhoda nápravy v terénu je, že i při propružení vozu zůstává světlá výška nápravy konstantní.

Nevýhodou je celková vysoká hmotnost nápravy jako celku, a tím vysoká hmotnost neodpružených hmot. Další nevýhodou je pak nutnost umístit diferenciál tzv. „hrušku“ na nápravu. Tím se snižuje její světlá výška. Navíc při nárazu například na kámen může dojít k zničení diferenciálu a tím znemožnění další jízdy. Z pohledu koncepce TUL autonomního

⁴⁹ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁵⁰ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

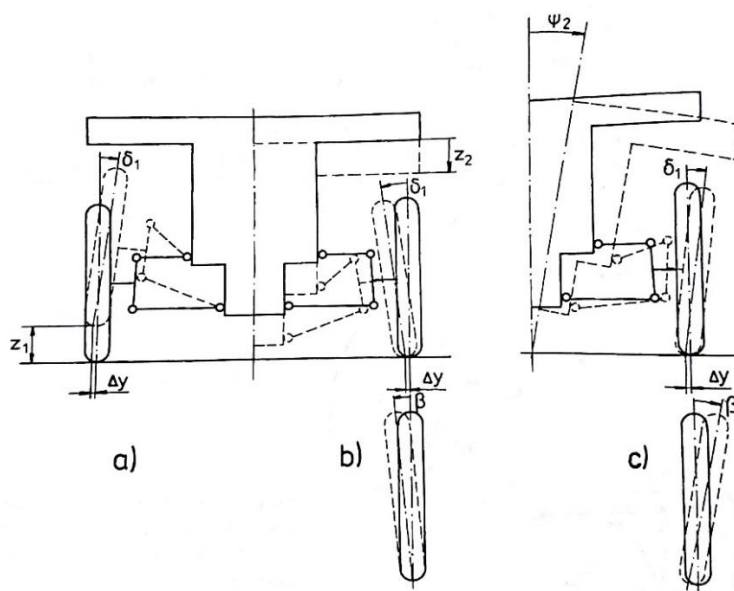
vozu je nevýhoda, že nejde samostatně přizvedávat jednotlivá kola pro stabilnější jízdu v terénu. Při propružení dochází k velkým změnám geometrie, a kromě ojniové nápravy není možnost eliminovat předklánění a zaklánění vozů při zrychlování či zpomalování.

8. Nezávislé zavěšení – lichoběžníková náprava

Toto zavěšení je tvořeno, jak již název napovídá, dvěma rameny (horním a spodním), obvykle trojúhelníkového tvaru, které po propojení pomocí těhlice kola a karoserie tvoří v příčném průřezu tvar lichoběžníku. S tímto typem odpružení nápravy se můžeme dnes setkat u lehčích nebo i těžkých nákladních vozidel. Paradoxně se tato náprava používá i v mnoha sportovních vozech jako je například Mazda MX 5 nebo i různé druhy formulí. Tuto nápravu používá na svém projektu i Formula Student TUL.⁵¹

8.1 Kinematika lichoběžníkové nápravy

Vlivem nesterjně dlouhých ramen, kdy nahoře jsou použita kratší ramena než ta spodní, kvůli více prostoru pro motor, dochází ke změnám geometrie při propružení nebo při náklonu karoserie ψ_2 . Jedná se hlavně o změnu odklonu kola δ_1 , boční posuv kola Δy a samořízení β .⁵²



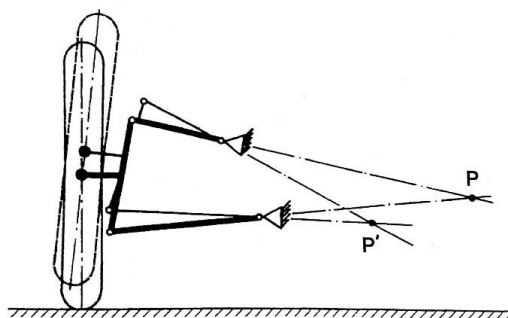
Obrázek 15 - Změny geometrie při a) propružení kola b) propružení karoserie c) při náklonu karoserie⁵³

⁵¹ NÁPRAVY MODERNÍCH OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ [online]. Brno, 2012 [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=54884. Bakalářská. VUT v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

⁵² VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

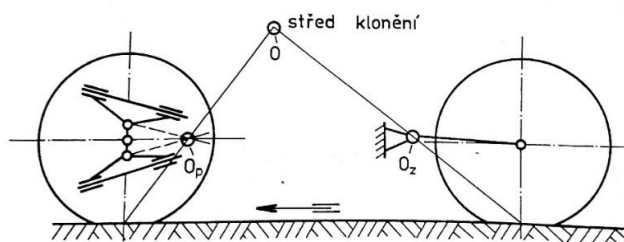
⁵³ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

Okamžitý střed klopení kola P by se měl nalézat co nejdále od kola, aby při propružení vznikaly jen minimální změny odklonu δ_1 . Střed klopení nalezneme tak, že přímkami prodloužíme horní i spodní ramena nápravy. V průsečíku těchto přímek se nalézá bod P, který je středem okamžitého klopení kola. Při použití stejně dlouhých ramen umístěných rovnoběžně se střed klopení P nalézá v nekonečnu. Tím pádem při propružení nápravy nedochází ke změně odklonu δ_1 a současně změna rozchodu vlivem bočního posuvu Δy je minimální.⁵⁴



Obrázek 16 - Změna odklonu kola při propružení⁵⁵

Velká výhoda lichoběžníkové nápravy spočívá, že polohou ramen lze určit jak střed klopení kol P, tak i výšku středu klonění. Okamžitým středem klonění kol je bod, který je pevně spojen s karoserií vozu a kolem něhož se při propružení otáčí kolo. Pokud střed klonění karoserie O leží v těžišti karoserie, dosáhneme geometrií náprav tzv. anti-dive efektu. Při brzdění nebo naopak zrychlování nevytváří tedy setrvačná síla vozidla $m \cdot y''$ žádný moment a tím nevzniká předklánění. Tohoto efektu se dosáhne pomocí šikmo uložených podélných os trojúhelníkových ramen.⁵⁶



Obrázek 17 - Poloha středů klonění přední nápravy O_p a zadní nápravy O_z ⁵⁷

⁵⁴ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁵⁵ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁵⁶ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁵⁷ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

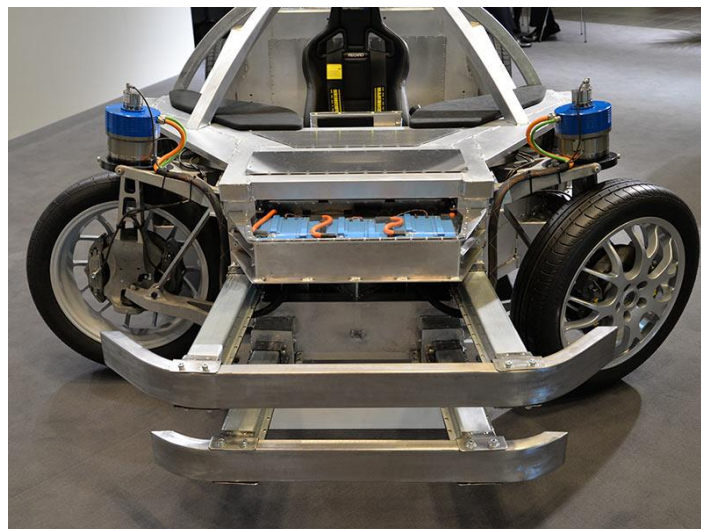
8.2 Odpružení lichoběžníkové nápravy

O odpružení se nejčastěji starají vinuté ocelové pružiny. Ty jsou umístěny společně s teleskopickým tlumičem na jedné ose. Celý systém pružina-tlumič je nejčastěji osazen na spodní trojúhelníkové rameno. I proto je spodní rameno masivnější a více zatěžované než horní.

8.3 Výhody a nevýhody lichoběžníkových náprav

Mezi velké výhody této nápravy patří malá neodpružená hmotnost, možnost nastavení klonění vozu při zrychlování a zpomalování. Další velkou výhodou je oproti tuhé nápravě nezávislé odpružení, díky tomu mohou jednotlivé nápravy být ovládány v závislosti na svažitosti terénu a tím udržení karoserie a nákladu v stabilní pozici. Oproti nápravě typu McPherson je to také větší odolnost proti nárazům, což se hodí hlavně do terénu. A pro projekt autonomního vozu TUL je důležitý aspekt nízké zástavby právě oproti McPherson. Tím pádem může mít vůz více podobu „skateboardu“. Výhodou, kterou jsem poznal během studia na škole RWTH ve městě Aachen, je možnost zatáčení jednotlivých náprav motorem umístěným v horní části tlumiče. Díky tomu mohou být kola natočena ideálním směrem nezávisle na sobě.

Nevýhodou lichoběžníků jsou změny geometrie při použití nestejně dlouhých ramen nápravy.



Obrázek 18 - Koncept SpeedE školy RWTH Aachen ⁵⁸

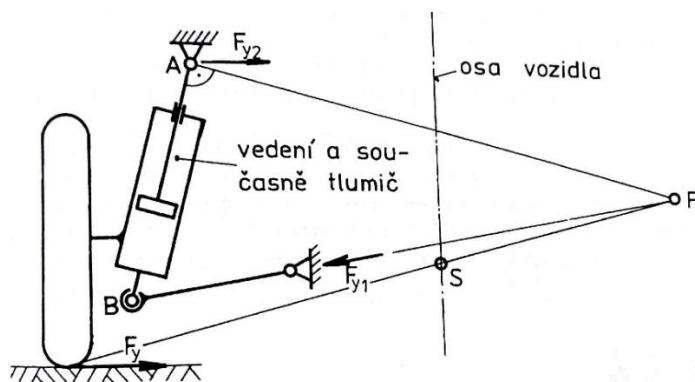
⁵⁸ INSTITUT FÜR KRAFTFAHRZEUGE RWTH AACHEN UNIVERSITY. *Forschungsprojekte - Elektromobilität SpeedE* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.ika.rwth-aachen.de/de/forschung/projekte/elektromobilit%C3%A4t/1862-speede.html>

9. Nezávislé zavěšení – McPherson

Náprava McPherson je derivátem lichoběžníkové nápravy. Místo horního ramene slouží k vedení kola v horní části posuvné vedení tvořené tlumičem a pružinou. S tímto typem odpružení se můžeme nejčastěji setkat u většiny osobních automobilů. Nejčastěji se tento typ nápravy nachází v přední části vozu kvůli zástavbě nápravy, která je vhodná pro uložení motoru. U některých aut je McPherson použit i na zadní nápravě. Příkladem je Honda Prelude či Honda Civic (r.v. 1994).⁵⁹

9.1 Kinematika nápravy Mc Pherson

Ve spodní části nápravy se nachází, podobně jako u lichoběžníkové nápravy, trojúhelníkové rameno. Místo B (viz Obrázek 19 - Mc Pherson boční síly a poloha středu klopení karoserie je zatíženo mnohem větší silou než místo A, protože leží blíže působíště sil od kola. Místo A je horní uložení nápravy. Konstrukce tlumiče musí být značně masivnější než při použití tlumiče například pro lichoběžníkovou nápravu z důvodu příčného zatížení. Okamžitý pól klopení P a klopení karoserie S se vždy nacházejí nad rovinou vozovky. Kolo mění odklon při propružení, tak i při náklonu karoserie. To může mít za následek kmitání do volantu. To vyvolává gyroskopický moment, který tvoří změna odklonu kola.⁶⁰



Obrázek 19 - Mc Pherson boční síly a poloha středu klopení karoserie ⁶¹

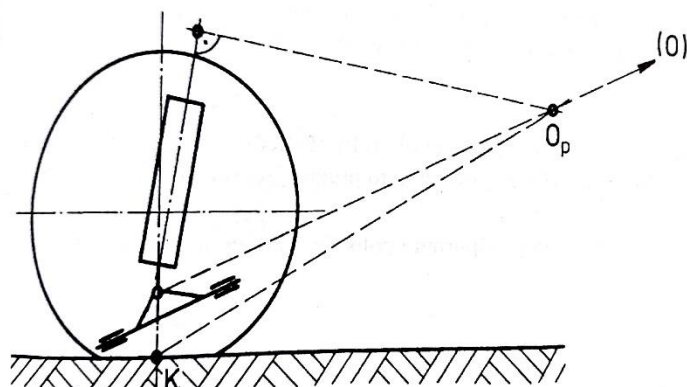
Podobně jako u lichoběžníkové nápravy i u McPherson lze docílit anti-dive efektu. Osa kývání spodního ramene musí mít šikmou plochu. Prodloužíme-li přímkou vedoucí

⁵⁹ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁶⁰ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁶¹ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

dotykovým bodem kola K a středem klonění nápravy O_p , získáme střed klonění karoserie O, který leží na oné prodloužené přímce.⁶²



Obrázek 20 - Střed klonění nápravy a střed klonění karoserie⁶³

9.2 Odpružení nápravy McPherson

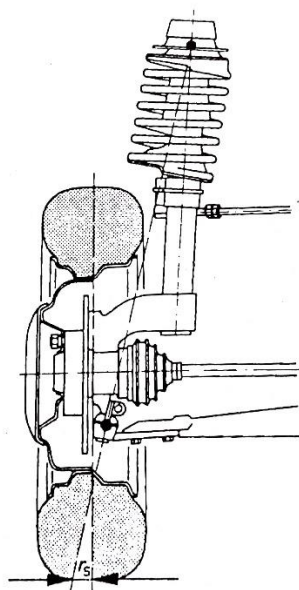
O odpružení nápravy se většinou starají vinuté pružiny. Protože zde není horní rameno, které by přenášelo sílu od pneumatiky, přenáší tuto sílu tlumič. Ten musí být masivní, aby nedocházelo k jeho deformaci. Na kluzných místech v tlumiči mezi pístem, válcem, pístnicí a vedením vzniká velké tření kvůli brzdícím silám, akceleraci a zatáčení. Tření může být natolik velké, že při drobných nerovnostech se může zablokovat pohyb tlumiče a tím nebude docházet k tlumení nerovností. Proto se horní část tlumiče může uložit do měkké pryže k zmírnění drobných vibrací od vozovky. Druhým řešením je šikmo umístit vinutou pružinu tak, aby při propružení směřovala proti bočním silám.

Spirálová pružina, pokud je pevně ukotvena na tlumiči i karoserii, je při zatáčení nápravy spirálovitě natahována. Musí být proto mezi pružinou a jejím uložením umožněno otáčení pomocí kuličkového, kulového nebo pryžového ložiska.⁶⁴

⁶² VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁶³ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

⁶⁴ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.



Obrázek 21 - eliminace bočních sil vyosením pružiny⁶⁵

9.3 Výhody a nevýhody nápravy typu McPherson

Mezi velké výhody nápravy McPherson patří nízká neodpružená hmotnost oproti tuhé nápravě. Dále pak, podobně jako u lichoběžníkové nápravy, možnost nastavení klonění a klopení vozu při brzdění nebo akceleraci. Nespornou výhodou je i nezávislé odpružení, díky kterému můžeme měnit světlou výšku jednotlivých náprav pro udržení vozidla a nákladu ve stabilní pozici. Výhodu, kterou jsem poznal během studia na RWTH ve městě Aachen je možnost zatáčení jednotlivých náprav motorem umístěným v horní části tlumiče podobně jako u lichoběžníkové nápravy. Tím je docíleno velkých úhlů natočení kol a současně může být vždy dodržena Ackermannova podmínka řízení.

Mezi nevýhody McPherson patří menší odolnost vůči nárazům či rázům od terénu. Nejslabší místo je právě tlumič s pružinou, který musí přenášet velké síly a zatížení. Zvláště pak v případě autonomního vozidla TUL, které je primárně určeno pro pohyb v terénu. Tato náprava se tedy více hodí pro použití v silniční osobní dopravě. Dalším záporem této nápravy je její vysoká zástavba. Při představě autonomního vozidla TUL, jehož platforma by měla připomínat zmiňovaný „skateboard“, není ideální, aby tlumič zasahoval nad výšku pneumatiky.

⁶⁵ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

10. Konečný výběr náprav

10.1 Lichoběžníková

S přihlédnutím k užití vozu převážně v nezpevněném terénu, celkové hmotnosti vozu, která se odhaduje mezi 2,5-3,5 tuny se jeví nejvhodněji použití právě lichoběžníkové nápravy. Splňuje téměř vše, co by měla náprava takovéhoho vozidla splňovat. Vysoká odolnost díky použití dvou trojúhelníkových ramen, možnost nezávislého přizvedávání kol, možnost nastavení klonění tak, aby nedocházelo ke klonění vozidla při akceleraci nebo deceleraci. Navíc svoji nízkou zástavbou překonávají McPherson nápravu. Ta je nejenom méně odolná, ale vysoká zástavba není vhodná pro platformu TUL.

Nevýhodou této nápravy je nižší světlá výška vozidla při propružení. Při přejezdu nerovností, kdy dochází k většímu stlačení pružících jednotek, se karoserie vozu sníží a může nastat kontakt s povrchem. Tento problém mají třeba nákladní vozy Tatra zvláště pak dakarské speciály Tatra Buggyra. Ty sice mají nezávislé výkyvné polonápravy, které na rovných úsecích pracují mnohem lépe než tuhé nápravy, ale při skocích dochází k propružení, světlá výška se snižuje a piloti si musí dávat pozor, aby diferenciál, který je schovaný uprostřed, nedosedl na zem. Při kontaktu s kameny by mohlo dojít k jeho poškození.

Pro tento typ nápravy se hodí nejlépe schéma pohonu A), ale i B) a C) viz Obrázek 25 – Návrhy pohonů pro autonomní vozidlo 1- planetová převodovka v kolech; 2 – elektromotor; 3- diferenciál; 4- redukční převodovka; 5- kolová redukce

10.2 Tuhá náprava

Stejně jako lichoběžníková náprava, i tato náprava je velice odolná a vhodná pro použití v těžkém terénu. To můžeme vidět i u dnešních off-roadových vozů, jako je třeba Jeep Wrangler, který používá tuhou nápravu na přední i zadní nápravě. Tato náprava je vhodná pro koncepci pohonu B) nebo C) viz Obrázek 25 – Návrhy pohonů pro autonomní vozidlo 1- planetová převodovka v kolech; 2 – elektromotor; 3- diferenciál; 4- redukční převodovka; 5- kolová redukce. Velkou výhodou, oproti lichoběžníkové nápravě, je, že při propružení zůstává světlá výška mezi diferenciálem konstantní. Při použití kolové redukce, podobně jako v případě Pragy V3S, bude světlá výška mnohem vyšší než při použití lichoběžníkové nápravy.

Tato náprava je vhodná i pro velká zatížení. Často se s ní můžeme setkat u nákladních vozů právě pro možnost velkého zatížení.

Při použití vzduchových vaků, bude i tuhá náprava mít funkci přizvedávání kol. Bude tím však ovlivněna geometrie vozu a může docházet k nechtěnému samořízení.

Nevýhodou tuhé nápravy je její značná hmotnost a tím velký nárůst neodpružené hmotnosti. Při použití ve vozech pro silniční použití má tento typ nápravy negativní vliv na jízdní vlastnosti. V pracovních strojích, které se pohybují výrazně nižší rychlostí, tento vliv již není tak podstatný. Při použití pneumatik Michelin Tweel a vzhledem k technickým parametrům vozu (viz kapitola 12.1) není problém neodpružené hmotnosti hlavním tématem řešení konstrukce nápravy vozu.



Obrázek 22 – Kolová redukce Praga V3S⁶⁶

10.3 Konečný výběr nápravy

Všechny možnosti byly zváženy a pro podmínky autonomního vozu bude nejvíce vyhovovat lichoběžníková náprava, která byla vybrána pro projekt autonomního vozu TUL. Schéma pohonu, které bude použito, je zobrazeno na Obrázek 25 – Návrhy pohonů pro autonomní vozidlo 1- planetová převodovka v kolech; 2 – elektromotor; 3- diferenciál; 4- redukční převodovka; 5- kolová redukce varianta B.

11. Charakteristika autonomního vozidla

Představa návrhu vozidla je následující. Kromě autonomního řízení, na kterém bude pracovat Fakulta mechatroniky, bude charakteristickým prvkem vozidla tvar připomínající „skateboard“. Na tuto pojízdnou platformu bude možno montovat různá příslušenství, nebo

⁶⁶ NEK, ČTK. *Praga V3S a její nástupci od automobilek Avia a Tatra ve velké galerii* [online]. [cit. 9.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.info.cz/auto/praga-v3s-a-jeji-nastupci-od-automobilek-avia-a-tatra-ve-velke-galerii-27729.html>

bude sloužit k přepravě materiálů různých druhů. Pohon vozidla bude čistě elektrický a bude mít pohon všech kol, aby se zvýšila průchodnost terénem.

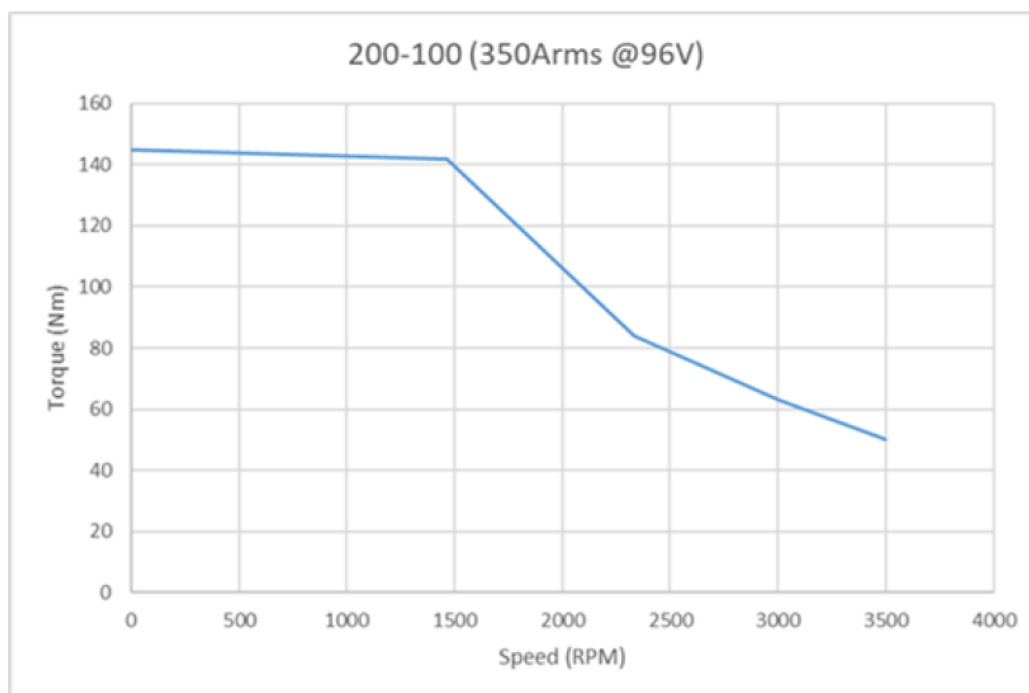
Další dominantou vozidla je obousměrný provoz. Nebude tedy určen hlavní směr pohybu jako u vozů určených na pozemní komunikace. To s sebou přináší i plné směrové řízení obou náprav. Díky tomu může vozidlo v těžkém terénu nebo na menších místech snadněji manévrovat.

Mezi další nápady, které byly zahrnuty do konstrukce, je možnost měnit světlou výšku vozu. Tím se zlepší průchodnost terénem, současně při nakládání nákladu může být vozidlo v co nejnižší výšce, aby se usnadnilo nakládání.

11.1 Motor autonomního vozu

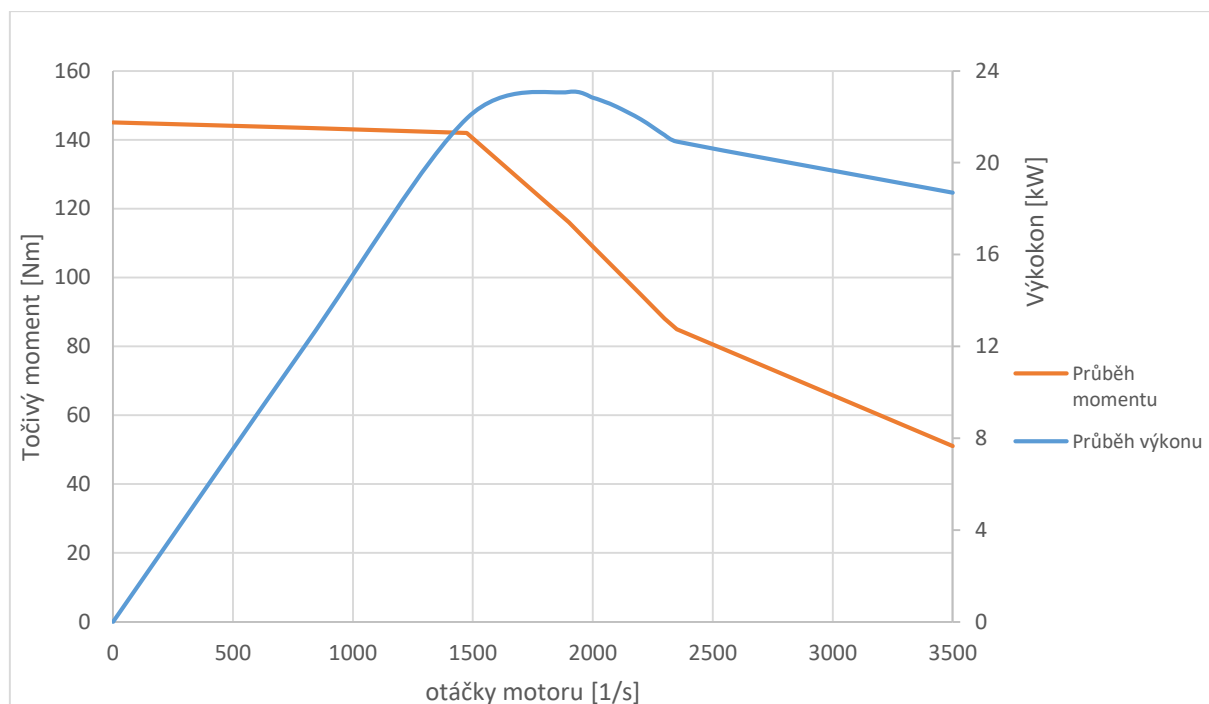
Jak již bylo zmíněno, pohon vozu bude čistě elektrický. K pohonu budou sloužit 2 motory Ashwoods IPM 200-100. Každý z motorů bude obstarávat pohon jedné nápravy. K motoru bude vždy připojena redukční převodovka s integrovaným diferenciálem. Protože se jedná o relativně nový motor, nejsou k dispozici podrobné datasheety. Při psaní této práce jsem vycházel z dat, která byla aktuálně k dispozici.

Maximální výkon	$P_{\max} =$	23	[kW]
Maximální moment	$M_{\max} =$	145	[Nm]
Maximální otáčky motoru	$n_{\max} =$	3500	[1/s]



Obrázek 23 – Průběh momentu motoru Ashwoods IPM 200-100 v závislosti na otáčkách

Na základě Obrázek 23 – Průběh momentu motoru Ashwoods IPM 200-100 v závislosti na otáčkách byla vytvořena momentová a výkonová charakteristika motoru Ashwoods IPM 200-100 pro umožnění dalších výpočtů jízdní dynamiky.



Obrázek 24 – průběh momentu a výkonu v závislosti na otáčkách pro motor: Ashwoods IPM 200-100

11.2 Výpočet převodového poměru, sil a momentů na kolech

Pro pohon vozu byl vybrán motor, který dosahuje maximálních otáček $n_{\max} = 3500$ [1/s]. Dále byla vybrána převodovka s celkovým převodem $i = 12$ [-]. Jako zásadní otázkou při určení maximální rychlosti a momentu na kolech, je výběr pneumatik. Původně bylo v plánu použít bezvzduchové pneumatiky Michelin Tweel (viz kapitola 12.1). Pro snadnější výběr nábojů kol a vzhledem k nedostupnosti a hmotnosti pneumatiky Tweel bylo dohodnuto, že se použijí standardizované ráfky s pneumatikami z vozidla VW Crafter o rozměrech 285/70 R17 popř. 235/65 R16. Ve výpočtech jízdní dynamiky budou figurovat pneumatiky 285/70 R17.

Potřebné hodnoty pro výpočet:

Poloměr kola VW Crafter $r_{kc} = 0,4152$ [m]

Maximální otáčky motoru	$n_{max} =$	3500	[1/min]
Převodový poměr redukční převodovky	$i =$	12	[-]
Maximální moment	$M_{max} =$	145	[Nm]

Výpočet maximální rychlosti vozidla v_{max} :

$$i = \frac{n_{max}}{n_k} \rightarrow n_k = \frac{n_{max}}{i}$$

$$v_{max} = d_{kc} \cdot \pi \cdot n_k$$

$$v_{max} = \left(2 \cdot 0,4152 \cdot \pi \cdot \frac{3500}{60} \right) \cdot 3,6$$

$$v_{max} = 45,66 \text{ [km/h]}$$

Výpočet hnací síly $F_{k1,2}$ na nápravu:

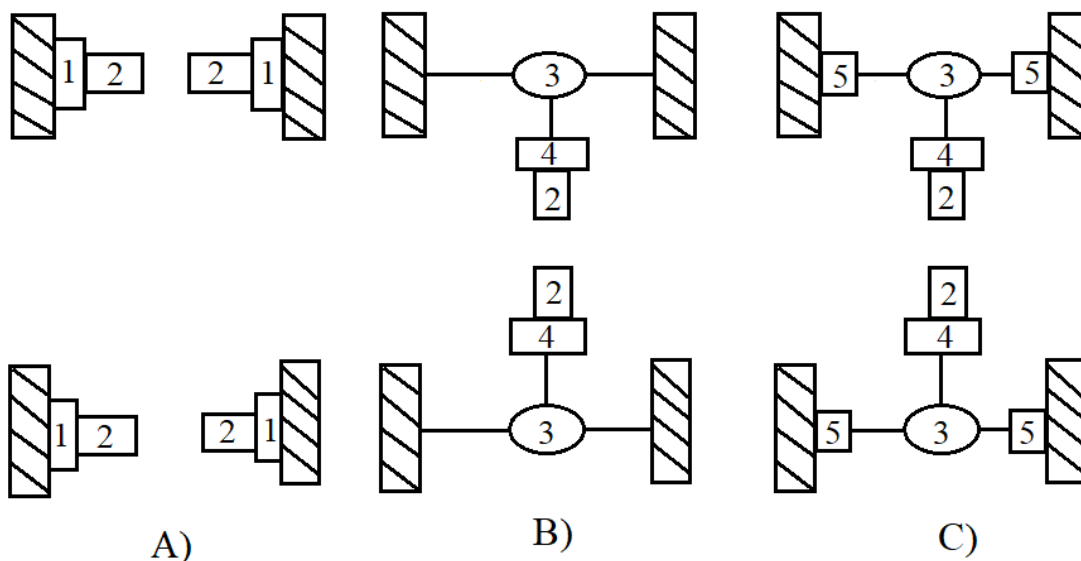
$$M_k = M_{max} \cdot i$$

$$F_k = \frac{M_k}{r_{kc}}$$

$$F_{k1,2} = \frac{1740}{0,4152} = 4190 \text{ [N]}$$

11.3 Typ pohonu autonomního vozidla

Jako návrhy pohonu byly určeny celkem tři typy pohonu vozidla. Každý typ pohonu má svoje výhody a nevýhody, které budou rozebrány v následujících kapitolách



Obrázek 25 – Návrhy pohonů pro autonomní vozidlo 1- planetová převodovka v kolech; 2 – elektromotor; 3- diferenciál; 4- redukční převodovka; 5- kolová redukce

A) Tento typ pohonu se nejvíce hodí pro lichoběžníkovou nápravu resp. pro každé nezávislé odpružení. Každé kolo je poháněno samostatným motorem, který má svoji planetovou převodovku.

Výhody: - každé kolo se může samostatně řídit. Na kola s nejvyšší trakcí bude přenesen maximální moment

- vhodný typ pohonu pro lichoběžníkovou nápravu

Nevýhody: - drahé řešení – 4 motory, 4 převodovky

- při prokluzu jednoho kola na nápravě nemůže pomoci druhý motor na nápravě se zvýšením momentu na kole s trakcí

- nižší světlá výška podvozku zvláště při propružení

B) Toto řešení se hodí jak pro použití tuhé nápravy tak i pro lichoběžníkové. Diferenciál (3) je umístěn na každé nápravě, každá náprava má svůj vlastní motor (2) spolu s redukční převodovkou (4).

Výhody: - vyšší světlá výška díky tuhé nápravě

- nedochází k výrazné změně světlé výšky při propružení

- možnost mít uzávěrku diferenciálu, zvýšení průchodnosti terénem

- nejnižší výrobní cena ze všech řešení: 2 motory, 2 diferenciály, 2 převodovky

Nevýhody: - hmotnost celého ústrojí, zvýšení neodpružené hmotnosti
 - nižší světlá výška než řešení C)

C) Typ pohonu C) je evolucí typu pohonu B) opatřený kolovou redukcí (5). Nápad je převzat z nákladního vozu Praga V3S (viz. Obrázek 22 – Kolová redukce Praga V3S

Výhody: - vyšší světlá výška než B) díky tuhé nápravě a použití kolové redukce
 - nedochází k výrazné změně světlé výšky při propružení
 - možnost mít uzávěrku diferenciálu, zvýšení průchodnosti terénem
 - nižší výrobní cena v porovnání s řešením A)
 - nižší zatížení diferenciálu a poloos momentem motoru

Nevýhody: - vyšší výrobní cena v porovnání s B): 2 motory, 2 převodovky, 2 diferenciály, 4 kolové redukce

Z těchto tří návrhů vzešlo konečně řešení. V autonomním vozidle bude tedy použito řešení B.

12. Výpočty podélné dynamiky vozidla

Následující odstavce a strany budou věnovány výpočtům podélné dynamiky autonomního vozu. Budou zde vypočítány síly působící na vozidlo, odporové síly a zrychlení v různých podmínkách jízdy. Výpočty budou vždy provedeny pro 2 různé povrchy – asfaltový povrch a suchou polní cestu. Budou uvažovány i dva různé stavy vozu – s nákladem a bez nákladu. K těmto podmínkám budou počítány následující parametry – zrychlení vozu, dosažení maximální rychlosti na různých površích, jízda vozidla do kopce a brzdění vozidla. Z výsledků pak budou určeny síly, které bude muset náprava přenášet na „karoserii“ vozu. Tyto síly pak budou zaneseny do výpočtů v CAD programu a pomocí MKP bude zjištěna pevnost celé nápravy.

12.1 Vlastnosti vozidla

Pro výpočty budou použita následující čísla a hodnoty:

Výška vozu	$h =$	1,6	[m] ⁶⁷
Rozchod vozu	$\check{s} =$	1,7	[m] ⁶⁸
Rozvor vozu	$l =$	2,7	[m] ⁶⁹
Hmotnost vozidla bez nákladu	$m_1 =$	2500	[kg]
Hmotnost vozidla s nákladem	$m_2 =$	3500	[kg]
Výška těžiště bez nákladu	$h_1 =$	0,7	[m]
Výška těžiště s nákladem	$h_2 =$	1	[m]
Hmotnost kola Michelin Tweel	$m_{kt} =$	80,3	[kg] ⁷⁰
Poloměr kola Michelin Tweel	$r_{kt} =$	0,3835	[m] ⁷¹
Hmotnost kola VW Crafter	$m_{kc} =$	25	[kg]
Poloměr kola VW Crafter	$r_{kc} =$	0,4152	[m]
Průměr brzdného kotouče	$d_b =$	0,314	[m] ⁷²
Poloměr působíště brzdné síly	$r_b =$	0,14	[m]
Tření mezi destičkami a kotoučem	$\mu_b =$	0,48	[-] ⁷³
Odpor vzduchu	$C_x =$	1,2	[-] ⁷⁴
Rameno valivého odporu	$e =$	0,01	[m]

Vnější rozměry konceptu (výška, šířka) byly převzaty z vozidla Škoda Kodiaq společně s průměrem předního brzdného kotouče.

⁶⁷ RUSOL, David. *Škoda Kodiaq má kompletní technická data. Umí jezdit i za 5 l/100 km* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.autorevue.cz/skoda-kodiaq-ma-kompletni-technicka-data-umi-jezdit-i-za-5-l/100-km>

⁶⁸ RUSOL, David. *Škoda Kodiaq má kompletní technická data. Umí jezdit i za 5 l/100 km* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.autorevue.cz/skoda-kodiaq-ma-kompletni-technicka-data-umi-jezdit-i-za-5-l/100-km>

⁶⁹ RUSOL, David. *Škoda Kodiaq má kompletní technická data. Umí jezdit i za 5 l/100 km* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.autorevue.cz/skoda-kodiaq-ma-kompletni-technicka-data-umi-jezdit-i-za-5-l/100-km>

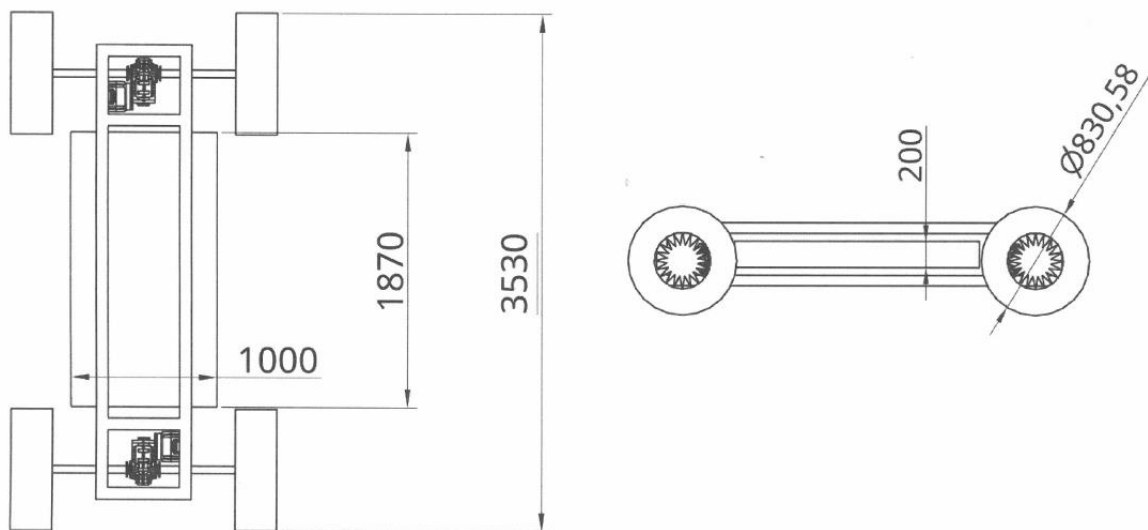
⁷⁰ MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf

⁷¹ MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf

⁷² AUTOMOBILOVEDILY24.CZ. *ATE Brzdový kotouč R: 314,0 mm* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.automobilovedily24.cz/ate/7005983>

⁷³ RENOVAK.CZ. *Ferodo Racing DS 3000* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <http://renovak-wa282.testbrana.cz/editor/filestore/File/Ferodo%20Racing/Ferodo%20Racing%20-%20DS3000%20-%20zavodni%20brzdove%20desticky%20-%20rally,%20okruhy,%20rally%20raid.pdf>

⁷⁴ KRÁLOVÁ, Magda. *Odpor prostředí* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/tekutiny/odpor-prostredi>



Obrázek 26 – rozměry konceptu podle baterie

Byly rovněž určeny další parametry vozu – hmotnost bez nákladu $m_1 = 2500$ [kg] a hmotnost s nákladem $m_2 = 3500$ [kg]. Reálný model bude mít zřejmě základní hmotnost m_1 zhruba 500 [kg] nižší. Přesto bylo v diplomové práci počítáno s větším zatížením kvůli dimenzování náprav.

Za předpokladu symetrického designu vozidla (předpoklad pro obousměrný provoz) a naložení nákladu rovnoměrně mezi přední a zadní nápravu, bude se těžiště nacházet ve stejné vzdálenosti od přední i zadní nápravy.

Jako pneumatiky byly v první fázi vývoje uvažovány bezvzduchové pneumatiky Michelin Tweel. Jejich nespornou výhodou oproti použití vzduchových pneumatik, je prakticky nemožnost proražení od ostrých předmětů. Autonomní vozidlo se bude převážně pohybovat po nezpevněných cestách, kde k proražení vzduchové pneumatiky může dojít velice snadno. Další velkou výhodou použití Michelin Tweel mnohem větší schopnost pružení a tlumení rázů než u použití plných tuhých pracovních pneumatik. [Na videích, které jsou dostupná od výrobce Michelin na internetu](#), je dobře vidět, že vozidlo Caterpillar Bobcat si s terénem a nerovnostmi poradí mnohem lépe než s konvenčními plnými tuhými pneumatikami.⁷⁵

V případě projektu TUL by bylo potřeba použít, kvůli vysoké hmotnosti vozidla, verzi pneumatik Michelin X Tweel SSL All Terrain. Plně naložené vozidlo bude mít hmotnost na jednom kole přibližně 875 [kg]. Tyto pneumatiky, podle katalogu výrobce, snesou

⁷⁵ MICHELIN. *Michelin Tweel comparison* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.youtube.com/watch?v=13nZKynpeGo>

zatížení 3700 [lbs] (1665 [kg]) na pneumatiku při rychlosti 15 [km/h].⁷⁶ Ostatní modely nejsou vhodné zejména kvůli maximální možné přípustné hmotnosti na jedno kolo.



Obrázek 27 – Michelin X Tweel SSL All Terrain na vozidle Caterpillar Bobcat⁷⁷

Velkou nevýhodou těchto pneumatik je jejich hmotnost 177 [lbs] (80,3 [kg]).⁷⁸ Neodpružená hmotnost jedné z náprav bude tvořit přes 160 [kg] jen v podobě pneumatik. Při použití vozidla v provozu na pozemních komunikacích při dosáhnutí rychlostí přes 90 [km/h] je tento údaj nemyslitelný. V našem případě, kdy vozidlo má konstrukční rychlost 45 [km/h] a předpokládá se pohyb v terénu, není tento údaj tolik znepokojiví.

Druhou velkou nevýhodou Michelin Tweel je nemožnost oficiálně koupit tyto pneumatiky mimo státy USA a Kanada.⁷⁹ Pro použití v autonomním voze by se musela zajistit a koupě ve státech na Americkém kontinentu, následně pak doprava přes oceán a poté transport z přístavu do areálu TUL. Při váze 4 pneumatik okolo 320 [kg] nebude doprava rozhodně levná.

Místo použití Tweel budou použity pneumatiky z VW Crafter o rozměrech 285/70 R17 popř. 235/65 R16. Jejich výhodou je velká úspora hmotnosti. Odhadovaná hmotnost je cca 25 [kg]. Úspora hmotnosti je tedy o cca 65 [kg] na pneumatice. Další výhodou je dostupnost. VW Crafter je dodávka, která se standardně prodává v Evropě, není problém tedy se sehnáním jak ráfků, tak pneumatik. Pro koncept budou jistě vhodnější.

Jako hodnota součinitele odporu vzduchu C_x byla vybrána 1,2 [-]. Tento údaj byl vybrán proto, že vozidlo nebude mít nějaké speciální aerodynamické prvky, jeho tvar bude spíše připomínat pojízdný kvádr. Jako součinitel C_x byla vybrána rovinná deska kolmo k proudu

⁷⁶ MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf

⁷⁷ MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf

⁷⁸ MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf

⁷⁹ MICHELIN. *Dealer Locator* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.michelintweel.com/dealerLocator.html>

vzduchu.⁸⁰ Vzhledem k maximální rychlosti vozu okolo 45 [km/h] budou odpory vzduchu řádově menší ve srovnání s valivým odporem či odporem stoupání nebo odporem zrychlení.

Brzdové kotouče byly vybrány z vozidla Škoda Kodiaq. Jejich průměr činí $d_b = 312$ [mm].⁸¹ Jako poloměr, na kterém se počítá účinek brzdové síly F_{sp} byl vybrán poloměr $r_b = 0,014$ [m].

Pokud je zde někde myšlena přední nebo zadní náprava, hovoří se vždy o nápravě, která v daném směru jízdy jede první.

12.2 Okolní podmínky jízdy

Pro výpočty budou použita následující čísla a hodnoty:

Hustota vzduchu (pro 20°C)	$\rho_{vzd} = 1,2047$	[kg/m ³] ⁸²
Součinitel odporu valení – asfalt	$f_1 = 0,015$	[-] ⁸³
Součinitel odporu valení – polní cesta	$f_2 = 0,045$	[-] ⁸⁴
Součinitel adheze – asfalt	$\varphi_1 = 0,8$	[-] ⁸⁵
Součinitel adheze – polní cesta	$\varphi_2 = 0,5$	[-] ⁸⁶
Tření mezi pneumatikou a suchým asfaltem	$\mu_1 = 0,8$	[-] ⁸⁷
Tření mezi pneumatikou a suchou polní cestou	$\mu_2 = 0,63$	[-] ⁸⁸

⁸⁰ KRÁLOVÁ, Magda. *Odpor prostředí* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/tekutiny/odpor-prostredi>

⁸¹ AUTOMOBILOVEDILY24.CZ. *ATE Brzdový kotouč R: 314,0 mm* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.automobilovedily24.cz/ate/7005983>

⁸² BUREŠ, Jiří. *Vzduch* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>

⁸³ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535

⁸⁴ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535

⁸⁵ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

⁸⁶ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

⁸⁷ MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=103401. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce STANISLAV TOKAŘ.

⁸⁸ MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=103401. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce STANISLAV TOKAŘ.

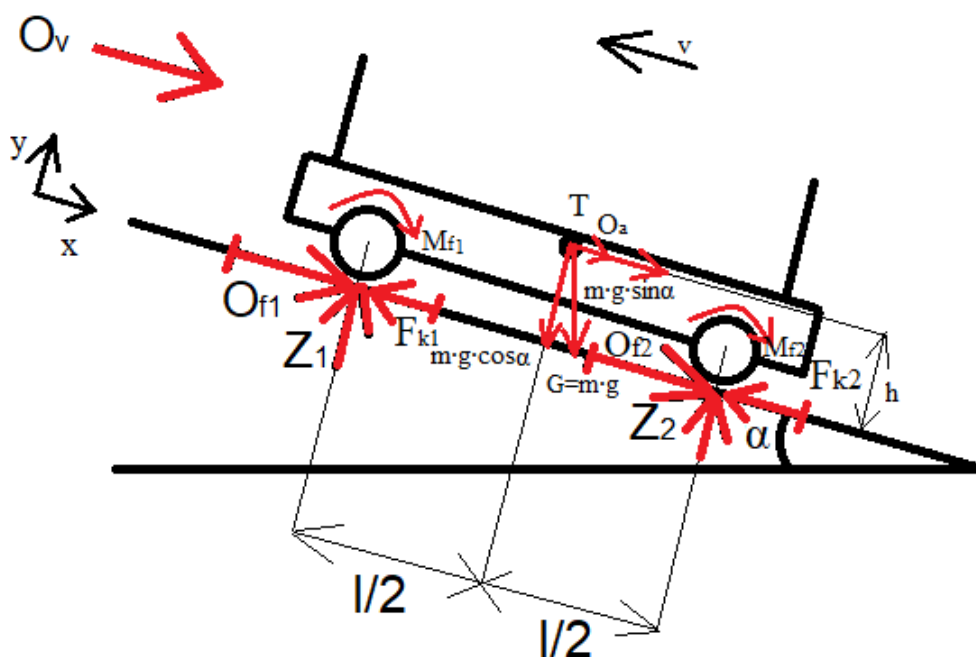
Hustota vzduchu byla vybrána pro standardní teplotu okolí 20 °C, se kterou je nejčastěji počítáno v příkladech.

Při výběru povrchu, na kterém se vozidlo bude pohybovat, byly zvoleny 2 různé povrchy. Pohyb vozidla se předpokládá povětšinou na nezpevněném povrchu. Přesto bude vozidlo jezdit i po zpevněných, asfaltovaných cestách. Jako zástupce zpevněných povrchů byl vybrán povrch – suchý asfalt, jako zástupce nezpevněných povrchů byla vybrána suchá polní cesta. Pro tyto dva povrchy jsou pak dále počítány jízdní dynamiky.

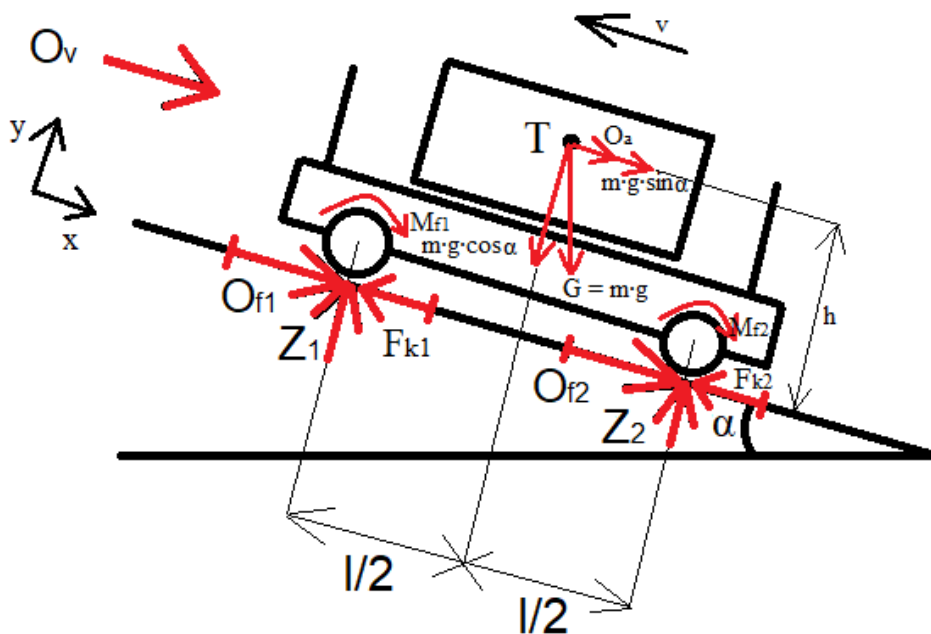
Za povšimnutí stojí údaj součinitele adheze φ_2 a součinitele tření μ_2 . Na asfaltovém povrchu je součinitel adheze φ_1 větší nebo stejně rovný součinitele tření μ_1 . Je tedy jasné, že při jízdě na asfaltu je maximální možná přenášená síla do doby, než dojde k prokluzu kola. Na polní cestě dojde k přenesení maximálního účinku při brzdění právě při zablokovaném kole. Kdy součinitel tření je vyšší než součinitel adheze.

12.3 Silové uvolnění vozidla při rozjezdu

Nejprve bylo třeba silově uvolnit vozidlo si zjistit zatížení jednotlivých kol, resp. náprav silami Z_1 a Z_2 a to pro dva stavy vozidla – bez nákladu a s nákladem a na obou površích – asfalt a polní cesta.



Obrázek 28 – Silové uvolnění: vozidlo bez nákladu při zrychlování



Obrázek 29 – Silové uvolnění: vozidlo s nákladem při zrychlování

O_v	odpor vzduchu	[N]
$O_{f1,2}$	odpor valení	[N]
O_a	odpor zrychlení	[N]
$m \cdot g \cdot \sin \alpha$	odpor stoupaní	[N]
G	tíhová síla	[N]
$F_{k1,2}$	síla od momentu motoru na kolech	[N]
l	rozvor	[m]
h	výška těžiště	[m]
$Z_{1,2}$	svislé zatížení náprav	[N]
$M_{f1,2}$	Moment odporu valení	[Nm]

12.4 Rovnice rovnováhy pro rozjezd

$$x: O_v + O_{f1} + O_{f2} + O_A + m \cdot g \cdot \sin \alpha = F_{k1} + F_{k2}$$

$$y: Z_1 + Z_2 = m \cdot g \cdot \cos \alpha$$

$$\rightarrow y: Z_1 = m \cdot g \cdot \cos \alpha - Z_2$$

$$M^2: Z_1 \cdot l - m \cdot g \cdot \frac{l}{2} \cdot \cos \alpha + m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot h + O_a \cdot h + M_{f1} + M_{f2} = 0$$

$$M_{f1} = Z_1 \cdot e; M_{f2} = Z_1 \cdot e$$

$$\rightarrow M^2: Z_2 = m \cdot g \cdot \cos\alpha + m \cdot g \cdot \cos\alpha \cdot \frac{e}{l} + O_a \cdot \frac{h}{l} + m \cdot g \cdot \sin\alpha \cdot \frac{h}{l} - \frac{1}{2} \cdot m \cdot g \cdot \cos\alpha$$

Moment od odporu vzduchu O_v je zanedbán vzhledem k nízké maximální rychlosti $v_{\max} = 45$ [km/h].

12.5 Použité vzorce při rozjezdu

Odpor vzduchu O_v :

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot C_x \cdot S \cdot v^2$$

ρ_{vzd} – hustota vzduchu = 1,2047 [kg/m³] ⁸⁹

S – velikost čelní plochy = h · š = 1,6 · 1,7 = 2,72 m²

v – rychlost vozu (0 – 12,68 [m/s])

C_x – součinitel odporu vzduchu = 1,2 [-]

Odpor valení O_f :

$$O_{f1,2} = Z_{1,2} \cdot f$$

$Z_{1,2}$ – Zatížení náprav [N]

f – valivý odpor (0,015 – asfalt ⁹⁰; 0,045 – suchá polní cesta ⁹¹)

Odpor zrychlení O_a :

⁸⁹ BUREŠ, Jiří. *Vzduch* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>

⁹⁰ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535

⁹¹ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535

$$O_a = F_{at} + F_{arot}$$

$$O_a = m_t \cdot a_x + 4 \cdot \frac{\theta_{red}}{r_{kc}^2} \cdot a_x$$

F_{at} – odporová síla zrychlení translačních hmot

F_{arot} – odporová síla zrychlení rotačních hmot

m_t – hmotnost vozidla [kg]

a_x – translační zrychlení v ose x [$m \cdot s^{-2}$]

r_{kc} – poloměr kola [m]

θ_{red} – redukovaná hmotnost rotačních hmot [$kg \cdot m^2$]

$$\theta_{red} = \theta_k \cdot n$$

n – počet kol [1/s]

θ_k – moment setrvačnosti kola [$kg \cdot m^2$]

Během výpočtů θ_{red} bylo počítáno pouze s pneumatikami, které mají vysokou hmotnost a velký poloměr. Ostatní rotující hmoty (hřídele v převodovce, převodová kola a kardany) byly zanedbány.

$$\theta_k = \frac{1}{2} \cdot m_{kc} \cdot r_{kc}^2 = 2,155 [kg \cdot m^2]^{92}$$

Moment setrvačnosti kola byl počítán pro případ plného disku s poloměrem r_{kc} a hmotnosti kola m_{kc} . Skutečný moment setrvačnosti kola výrobce neuvádí.

Odpor stoupání O_s :

$$O_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

m – hmotnost vozidla [kg]

g – gravitační zrychlení = 9,81 [$m \cdot s^{-2}$]

α – sklon vozovky [°]

Moment odporu valení $M_{f1,2}$:

$$M_{f1,2} = Z_{1,2} \cdot e$$

Vzniká deformací podložky a pneumatiky při valení

$Z_{1,2}$ – zatížení náprav [N]

e – rameno valivého odporu [m]

⁹² MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf

Síla na kolech jedné nápravy $F_{k1,2}$:

Výpočet síly na kolech od momentu motoru nápravy proveden v kapitole 11.2.

Trakce náprav:

$$X_{t1,2} = Z_{1,2} \cdot \varphi$$

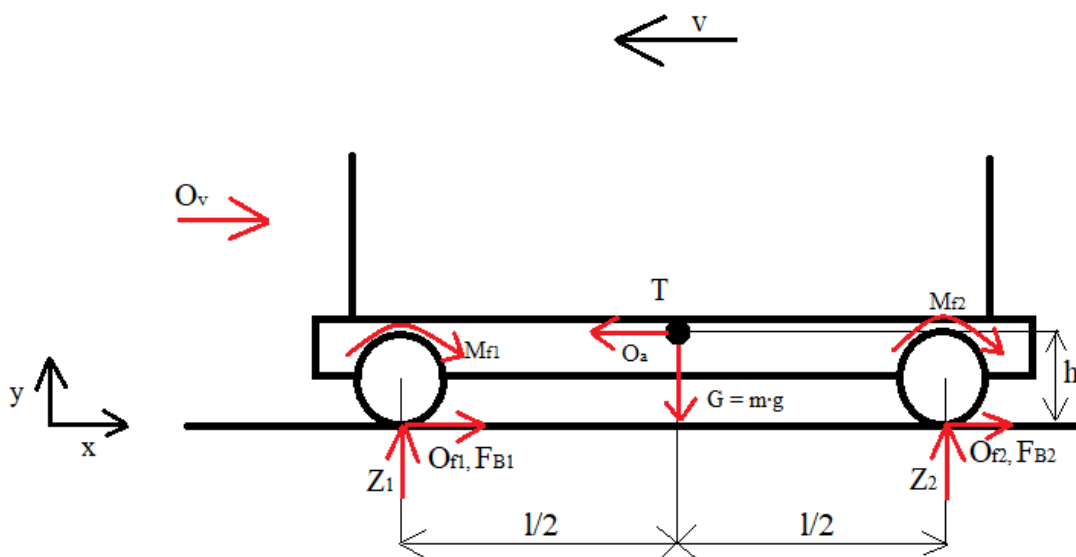
$Z_{1,2}$ – zatížení náprav [N]

φ – součinitel adheze [-]

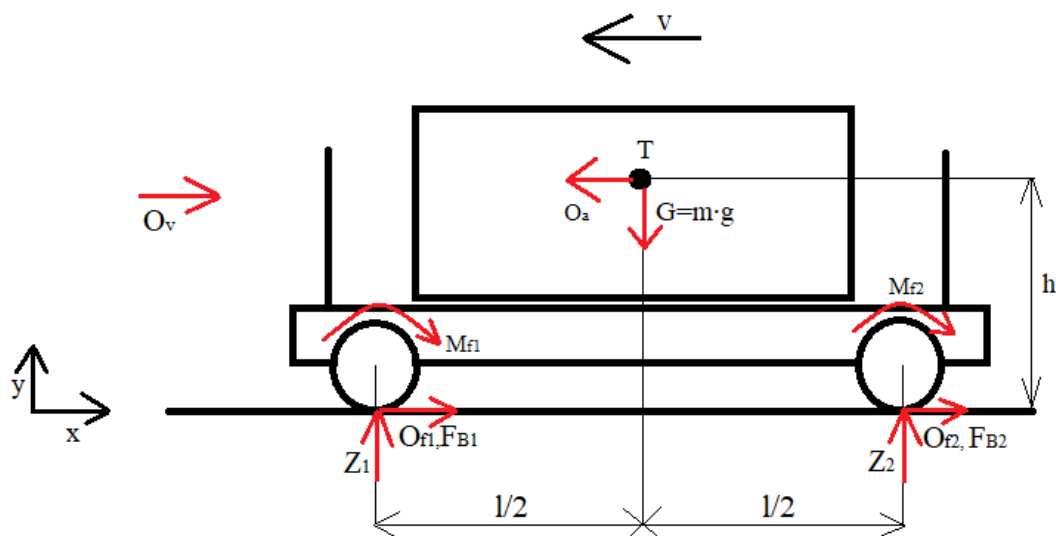
Podmínkou výpočtu jízdní dynamik je, aby součet všech odporových působících na auto byl roven součtu sil působících na nápravách $F_{k1,2}$. Při proměnném zrychlení a_x a proměnném sklonu vozovky α dosáhneme hodnot, které je schopno vozidlo vyjet do kopce, nebo v jakém čase je schopno zrychlit na svoji maximální rychlost. ·

12.6 Silové uvolnění vozidla při brzdění

Podobně jako u zrychlování vozidla, bylo prvním úkolem při brzdění vozidla udělat uvolnění sil a zjistit zatížení obou náprav silami $Z_{1,2}$ a to pro oba stavy vozidla – bez nákladu a s nákladem. Vozidlo bude rovněž brzděno na dvou površích – asfalt a polní cesta. Jako předpoklad brzdění se bude počítat s takovým brzdným účinkem, který je na hranici adheze kola.



Obrázek 30 – Silové uvolnění: vozidlo bez nákladu, brzdění



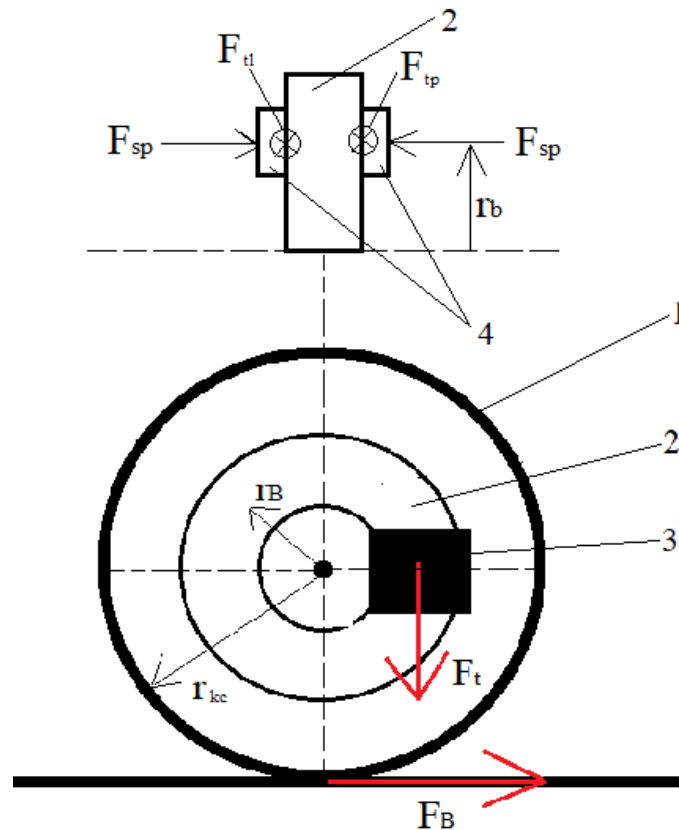
Obrázek 31 – Silové uvolnění: vozidlo s nákladem, brzdění

O_v	odpor vzduchu	[N]
$O_{f1,2}$	odpor valení	[N]
O_a	odpor zpomalení	[N]
$m \cdot g \cdot \sin \alpha$	odpor stoupaní	[N]
G	tíhová síla	[N]
$F_{k1,2}$	síla od momentu motoru na kolech	[N]
l	rozvor	[m]
h	výška těžiště	[m]
$Z_{1,2}$	svislé zatížení náprav	[N]
$F_{B1,2}$	maximální brzdná síla	[N]

12.7 Momentová rovnováha nápravy při brzdění

Během brzdění musí být momentová rovnováha na nápravě. Síla F_t – třecí síla mezi destičkami a kotoučem je v momentové rovnováze s brzdou silou na jednom kole F_B , která je vyjádřena jako $F_B = \frac{X_{t1,2}}{2}$; kde $X_{t1,2}$ je trakce nápravy. Trakce se spočítá jako $X_{t1,2} = Z_{1,2} \cdot \varphi$; $\varphi[-]$ je součinitel adheze mezi pneumatikou povrchem, po kterém se kolo odvaluje. Díky systému ABS nedojde k zablokování kola, kolo se tedy bude odvalovat. Současně ale bude docházet k určitému skluzu (viz Obrázek 47 – Skluz pneumatiky v závislosti na tření

pneumatiky a povrchu). Síla F_{sp} je počítána taková, aby se při brzdění přední náprava pohybovala na mezi adheze, a zadní kola budou zablokována resp. se budou odvalovat díky systému ABS.



Obrázek 32 – Silové uvolnění nápravy při brzdění. 1- pneumatika, 2- brzdový kotouč, 3- brzdový třmen s destičkami, 4- brzdové destičky

F_B	brzdná síla na jednom kole	[N]
r_{kc}	poloměr kola	[m]
r_b	poloměr působíště třecí síly F_t	[m]
F_t	celk. třecí síla mezi destičkami a kotoučem	[N]
$F_{tl,p}$	třecí síla mezi jednou destičkou a kotoučem	[N]
F_{sp}	síla od brzdové kapaliny na destičky	[N]

12.8 Rovnice rovnováhy při brzdění

12.8.1 Rovnice rovnováhy pro vozidlo při brzdění

$$x: F_{B1} + F_{B2} + O_v + O_{f1} + O_{f2} = O_a$$

$$y: Z_1 + Z_2 = m \cdot g$$

$$\rightarrow \mathbf{y}: Z_2 = m \cdot g - Z_1$$

$$\mathbf{M}^2: Z_1 \cdot l + M_{f1} + M_{f2} - m \cdot g \cdot \frac{l}{2} - O_a \cdot h = 0$$

$$M_{f1} = Z_1 \cdot e; M_{f2} = Z_1 \cdot e$$

$$\rightarrow \mathbf{M}^2: Z_1 = \frac{O_a \cdot h}{l} - m \cdot g \cdot \frac{e}{l} + m \cdot g \cdot \frac{1}{2}$$

Moment od odporu vzduchu O_v je zanedbán kvůli nízké maximální rychlosti $v_{\max} = 45$ [km/h].

12.8.2 Momentová rovnice rovnováhy pro nápravu při brzdění

$$F_B \cdot r_{kc} = F_t \cdot r_b$$

$$\rightarrow F_t = F_B \cdot r_{kc} \cdot \frac{1}{r_b}$$

Síla F_t se rozdělí na dvě stejně velké síly

$$\frac{F_t}{2} = F_{tl} = F_{tp}$$

$$\rightarrow F_{sp} = F_{tl,p} \cdot \mu_b$$

12.9 Použité vzorce při brzdění

Odpor vzduchu O_v :

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot C_x \cdot S \cdot v^2$$

ρ_{vzd} – hustota vzduchu = 1,2047 [kg/m³]⁹³

S – velikost čelní plochy = $h \cdot š = 1,6 \cdot 1,7 = 2,72$ m²

v – rychlost vozu (12,68 - 0 [m/s])

C_x – součinitel odporu vzduchu = 1,2 [-]

Odpor valení O_f :

$$O_{f1,2} = Z_{1,2} \cdot f$$

$Z_{1,2}$ – Zatížení náprav [N]

⁹³ BUREŠ, Jiří. Vzduch [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>

f – valivý odpor (0,015 – asfalt ⁹⁴; 0,045 – suchá polní cesta ⁹⁵)

Odpor zrychlení O_a :

$$O_a = F_{at} + F_{arot}$$

$$O_a = m_t \cdot a_x + 4 \cdot \frac{\theta_{red}}{r_{kc}^2} \cdot a_x$$

F_{at} – odporová síla zrychlení translačních hmot

F_{arot} – odporová síla zrychlení rotačních hmot

m_t – hmotnost vozidla [kg]

a_x – translační zrychlení v ose x [m·s⁻²]

r_{kc} – poloměr kola [m]

θ_{red} – redukovaná hmotnost rotačních hmot [kg·m²]

$$\theta_{red} = \theta_k \cdot n$$

n – počet kol [1/s]

θ_k – moment setrvačnosti kola [kg·m²]

Během výpočtů θ_{red} bylo počítáno pouze s pneumatikami, které mají vysokou hmotnost a velký poloměr. Ostatní rotující hmoty (hřídele v převodovce, převodová kola a kardany) byly zanedbány.

$$\theta_k = \frac{1}{2} \cdot m_{kc} \cdot r_{kc}^2 = 2,155 [kg \cdot m^2]^{96}$$

Moment setrvačnosti kola byl počítán pro případ plného disku s poloměrem r_{kc} a hmotnosti kola m_{kc} . Skutečný moment setrvačnosti kola výrobce neuvádí.

Trakce náprav:

$$X_{t1,2} = Z_{1,2} \cdot \varphi$$

$Z_{1,2}$ – zatížení náprav [N]

φ – součinitel adheze [-]

Při brzdění je trakční síla nápravy $X_{t1,2}/2$ rovna brzdě síla na kole F_B

$$\frac{X_{t1,2}}{2} = F_B$$

⁹⁴ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

⁹⁵ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

⁹⁶ MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf

Moment odporu valení $M_{f1,2}$:

$$M_{f1,2} = Z_{1,2} \cdot e$$

Vzniká deformací podložky a pneumatiky při valení

$Z_{1,2}$ – zatížení náprav [N]

e – rameno valivého odporu [m]

Podmínkou brzdění, podobně jako při zrychlování, je rovnováha všech sil působících na vozidlo. Síly $F_{B1,2}$ znázorněné na Obrázek 30 – Silové uvolnění: vozidlo bez nákladu, brzdění a Obrázek 31 – Silové uvolnění: vozidlo s nákladem, brzdějí brzdící síly. Brzdové destičky jsou přitlačeny určitou ke kotouči brzdy silou F_{sp} . Tím vzniká tření resp. třecí síla $F_{tl,p}$ mezi destičkami a kotoučem. Třecí síla je pak, dle Obrázek 32 – Silové uvolnění nápravy při brzdění. 1- pneumatika, 2- brzdový kotouč, 3- brzdový třmen s destičkami v rovnováze se silou s brzdou silou F_B .

13. Akcelerace vozidla na rovině

Simulace akcelerace vozidla byla provedena pro varianty vozu – bez nákladu ($m_1 = 2500$ kg) a s nákladem ($m_2 = 3500$ kg), pro variace povrchu – asfalt a suchá polní cesta a při nulovém sklonu povrchu $\alpha = 0^\circ$.

13.1 Akcelerace vozidla na rovině bez nákladu

Automobil bude zrychlovat na rovině bez nákladu při využití maximálního možného momentu a trakčních schopnostech vozidla. Trakční schopnosti jsou odvislé od povrchu, na kterém se vozidlo pohybuje. Vztah pneumatiky a povrchu je popsán součinitelem adheze φ a valivým odporem f . Obě jednotky jsou bezrozměrné. Těžiště vozidla bez nákladu se bude nacházet ve výšce $h_1 = 0,7$ [m].

Pro pohyb vozidla na asfaltu použijeme následující hodnoty:

$$\varphi_1 = 0,8 [-]^{97}$$

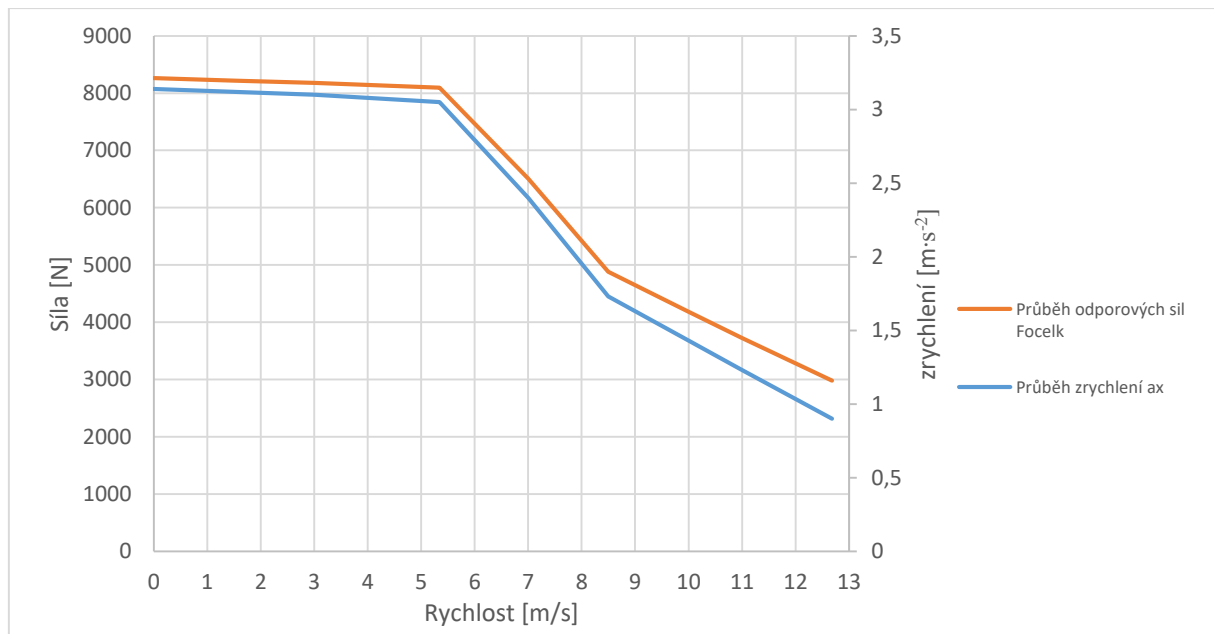
⁹⁷ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

$$f_1 = 0,015 [-]^{98}$$

Pro pohyb vozidla na suché polní cestě použijeme následující hodnoty:

$$\varphi_2 = 0,5 [-]^{99}$$

$$f_2 = 0,045 [-]^{100}$$

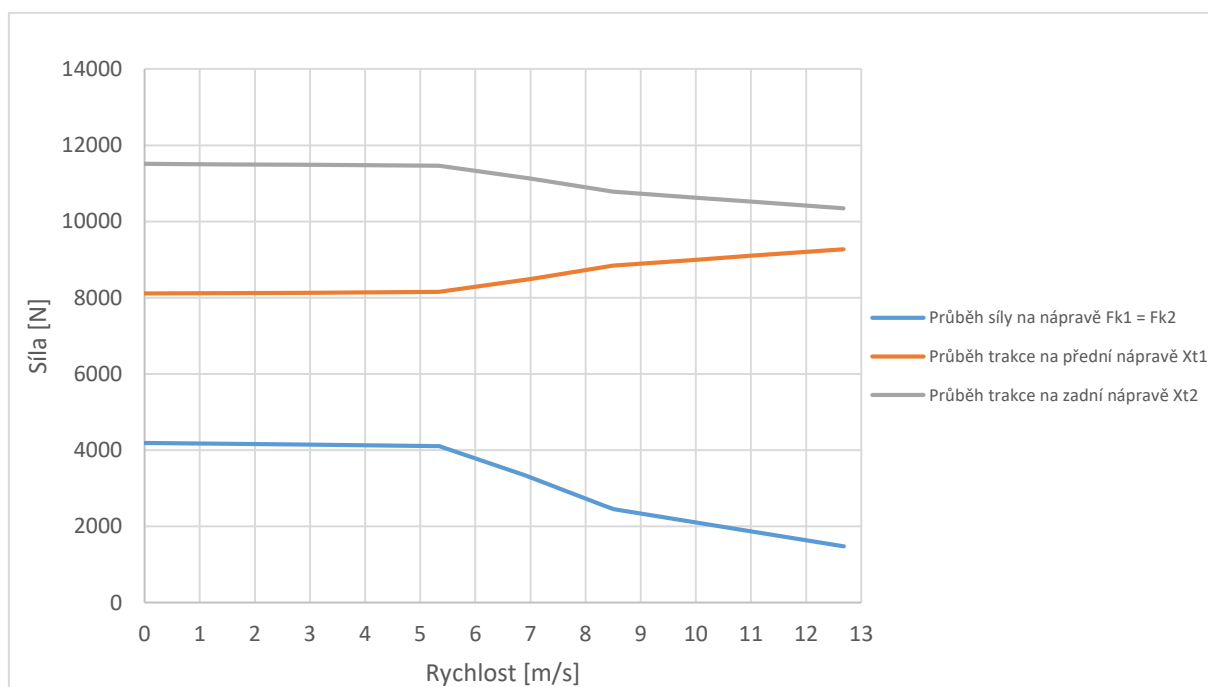


Obrázek 33 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: Bez nákladu, po rovině, povrch - asfalt

⁹⁸ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

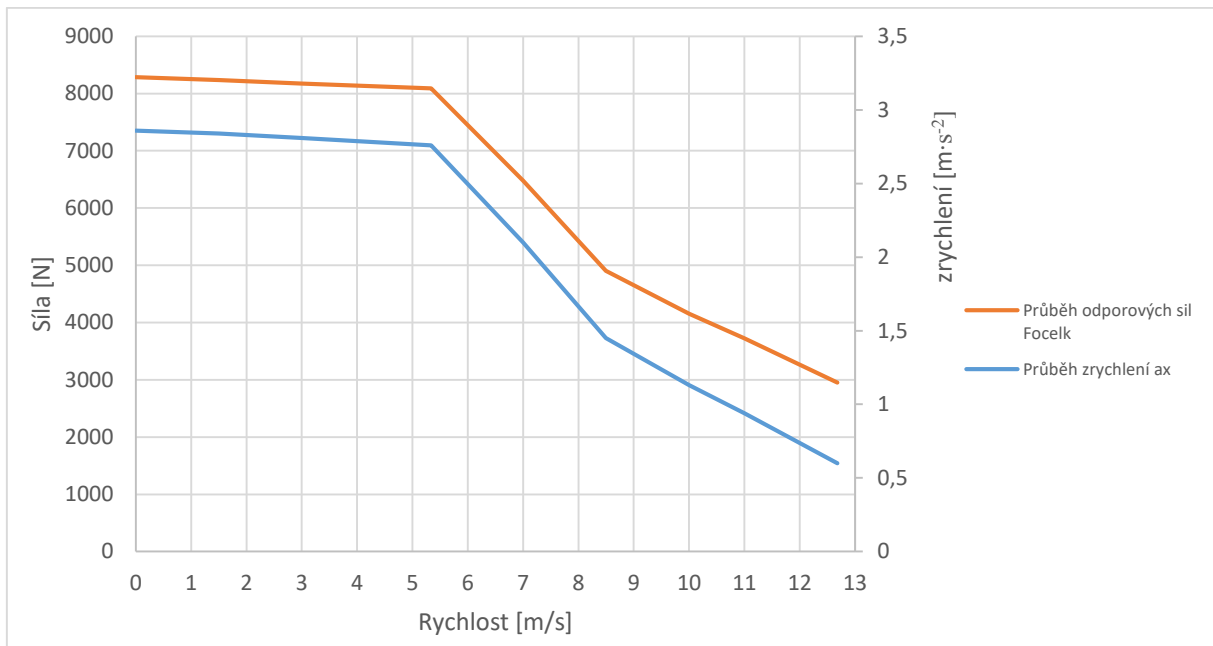
⁹⁹ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

¹⁰⁰ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

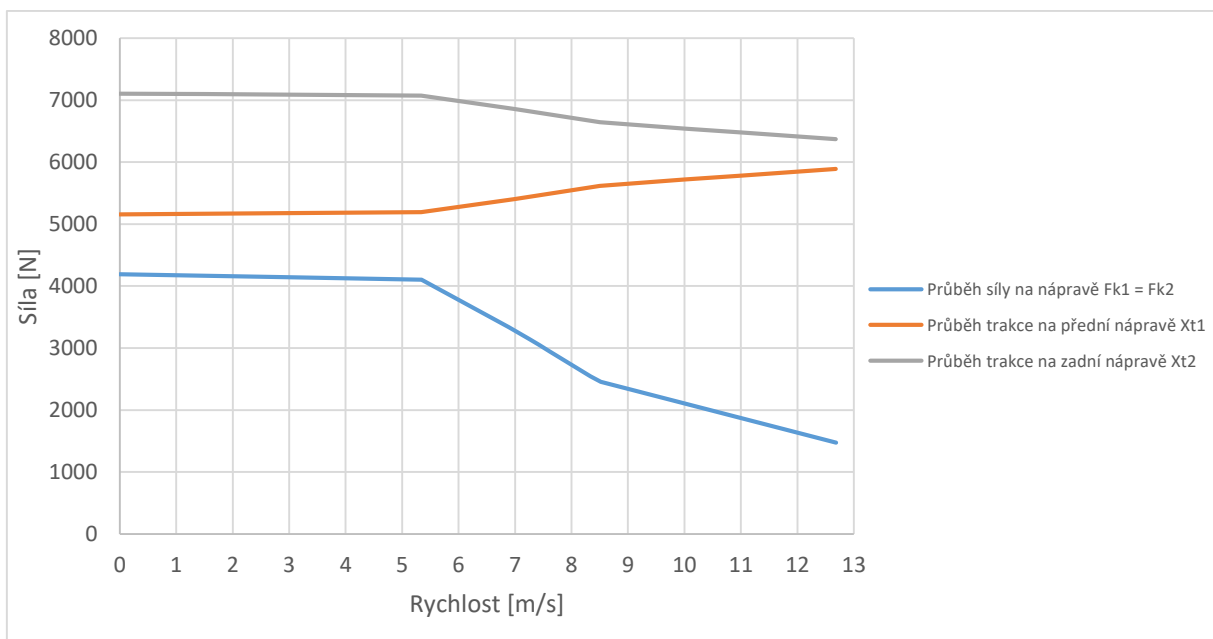


Obrázek 34 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: bez nákladu, po rovině, povrch- asfalt

V grafech Obrázek 33 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: Bez nákladu, po rovině, povrch - asfaltu Obrázek 34 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: bez nákladu, po rovině, povrch- asfalt je vidět zrychlení vozidla na asfaltu. Zrychlení postupně klesá zvyšujícím se odporem vzduchu a s klesajícím momentem motoru. Ještě v rychlosti $v = 12,68$ [m/s] je vidět jistá hodnota zrychlení. Rychlost $v_{\max} = 12,68$ [m/s] = 45,66 [km/h] odpovídá maximálním možným otáčkám motoru $n_{\max} = 3500$ [1/min]. Vozidlo tedy dosáhne své maximální rychlosti, která byla požadována. V druhém grafu můžeme vidět průběh trakce na obou nápravách. I při maximálním možném zrychlení nedojde k protočení přední nápravy. Tím je zaručen přenos maximálního momentu na vozovku a maximální možné zrychlení.



Obrázek 35 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: Bez nákladu, po rovině, povrch – polní cesta



Obrázek 36 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: bez nákladu, po rovině, povrch- polní cesta

V grafech Obrázek 35 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: Bez nákladu, po rovině, povrch – polní cesta a Obrázek 36 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: bez nákladu, po rovině, povrch- polní cesta je průběh zrychlení a průběh trakce obou náprav při zrychlování bez nákladu na polní cestě. Trakce na přední nápravě X_{t1} převyšuje hodnotu síly na nápravě F_{k1} . Tím pádem při zrychlení nedojde k protočení kol přední nápravy a zrychlení je maximální možné. I při dosáhnutí maximální rychlosti $v_{max} = 12,68$ [m/s] má vozidlo ještě určitou hodnotu zrychlení.

13.2 Akcelerace vozidla na rovině s nákladem

Vozidlo bude zrychlovat stejně jako v předchozích úlohách. V těchto podmínkách bude naloženo nákladem o hmotnosti $m_{\text{nakl}} = 1000$ [kg]. Ten zvýší těžiště vozu o 300 [mm] na hodnotu $h_2 = 1$ [m].

Pro pohyb vozidla na asfaltu použijeme následující hodnoty:

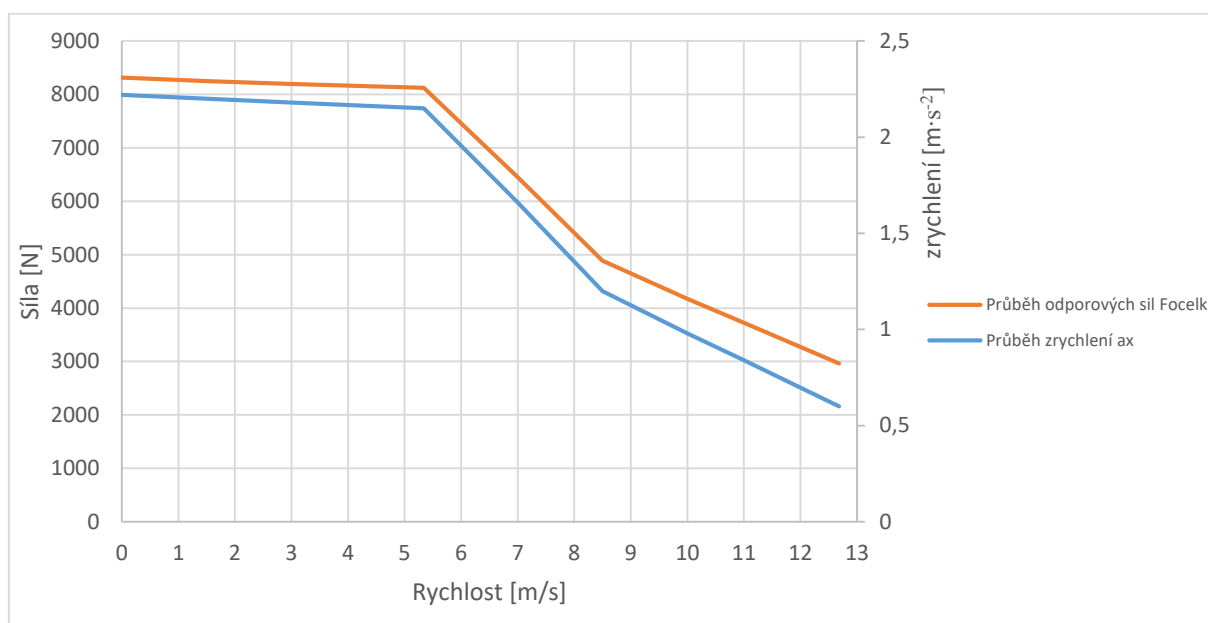
$$\varphi_1 = 0,8 \text{ [-]}^{101}$$

$$f_1 = 0,015 \text{ [-]}^{102}$$

Pro pohyb vozidla na suché polní cestě použijeme následující hodnoty:

$$\varphi_2 = 0,5 \text{ [-]}^{103}$$

$$f_2 = 0,045 \text{ [-]}^{104}$$



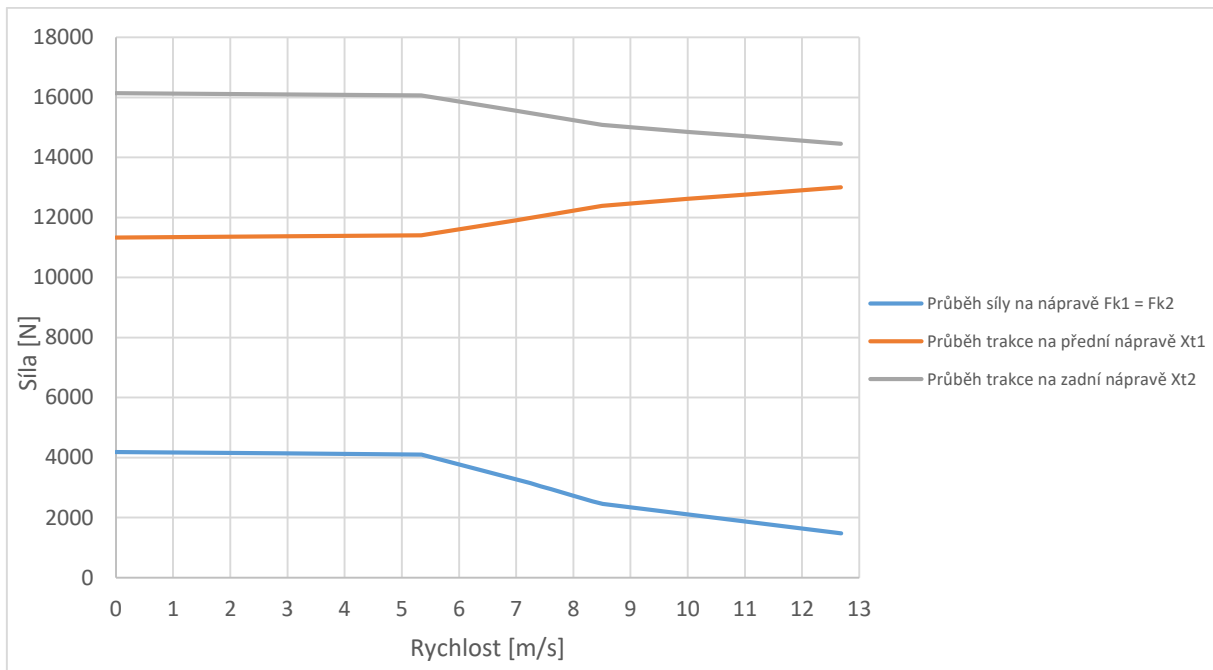
Obrázek 37 – Graf průběhu odporových sil a průběhu zrychlení: s nákladem, po rovině, povrch - asfalt

¹⁰¹ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

¹⁰² *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535

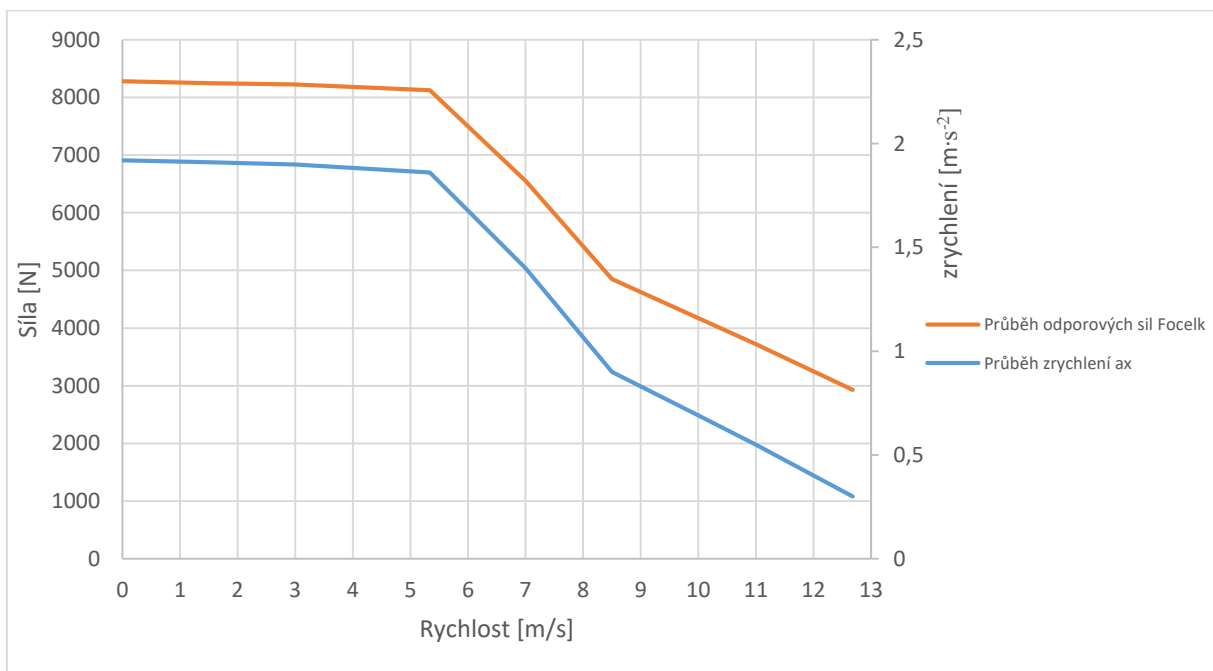
¹⁰³ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

¹⁰⁴ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535

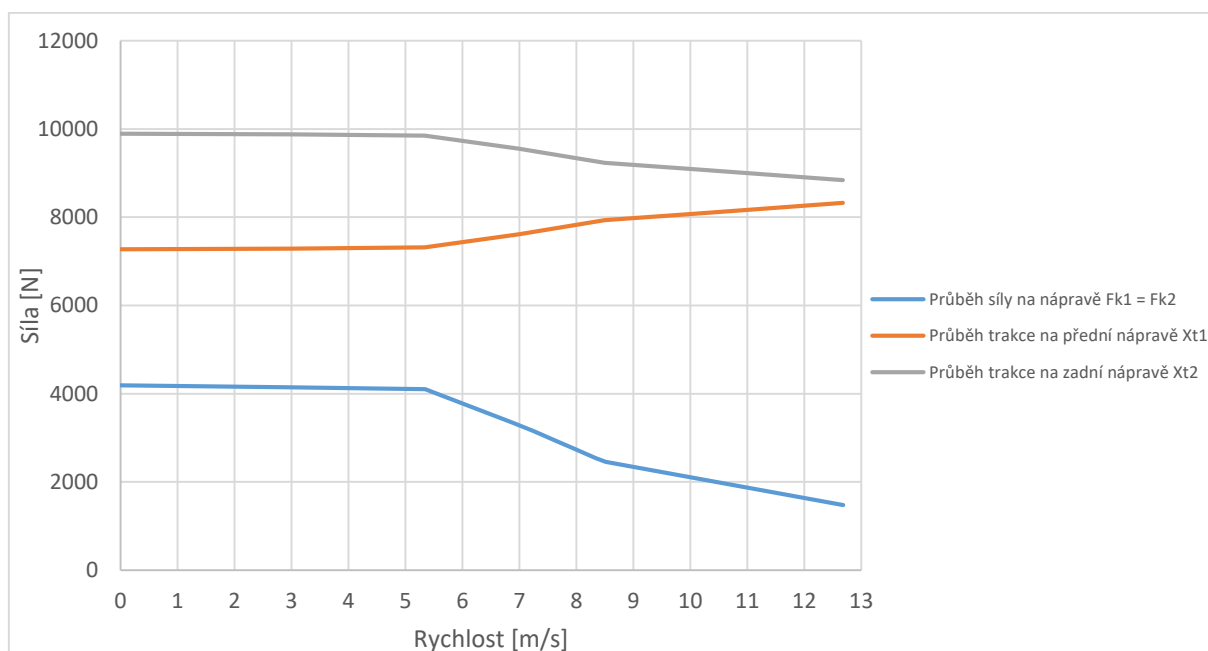


Obrázek 38 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: s nákladem, po rovině, povrch- asfalt

V grafech Obrázek 37 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: s nákladem, po rovině, povrch - asfalt a Obrázek 38 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: s nákladem, po rovině, povrch- asfalt je ukázán průběh zrychlení akcelerujícího vozidla s nákladem po asfaltu. Při zrychlení nedojde k protočení kol vlivem ztráty trakce ani u jedné z náprav. Maximální rychlost vozu $v_{max} = 12,68$ [m/s] bude dosažena, protože vozidlo má v tuto dobu ještě hodnotu zrychlení přibližně $0,6$ [m·s⁻²]. Následně se motor dostane do oblasti maximálních otáček a vozidlo dále nezrychluje.



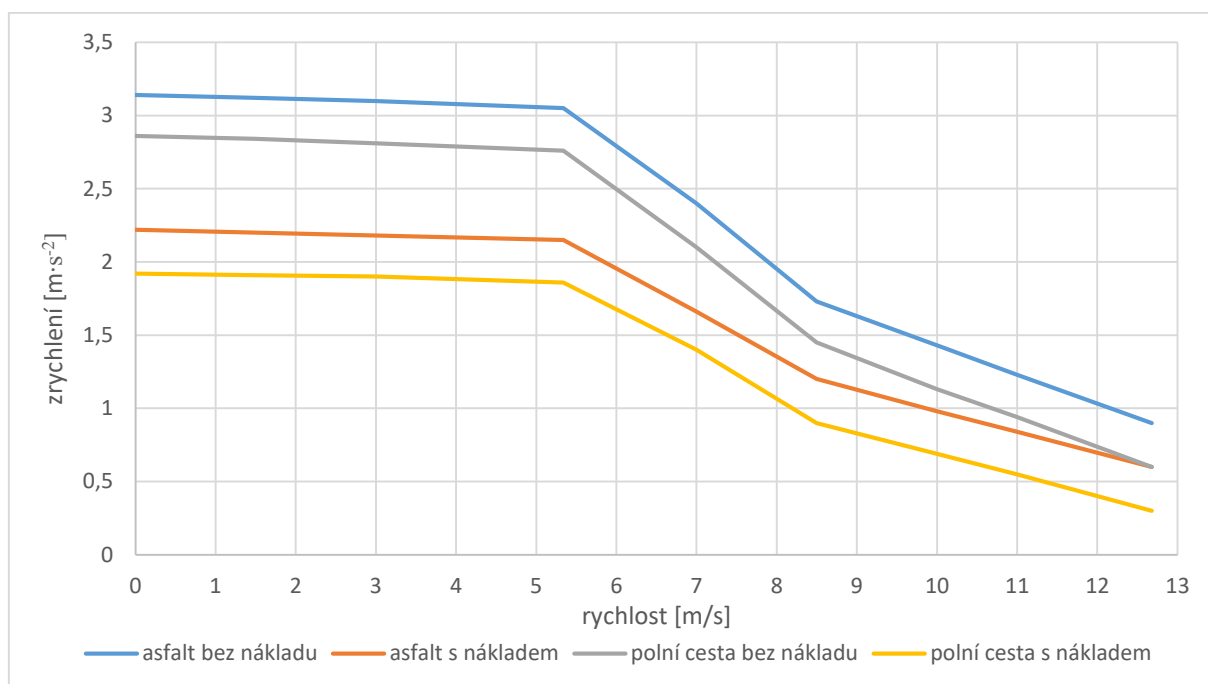
Obrázek 39 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: s nákladem, po rovině, povrch – polní cesta



Obrázek 40 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: s nákladem, po rovině, povrch – polní cesta

V grafech Obrázek 39 – Graf průběhu odporových sil a průběh zrychlení: s nákladem, po rovině, povrch – polní cesta a Obrázek 40 – Graf průběhu trakce na přední a zadní nápravě při zrychlování: s nákladem, po rovině, povrch – polní cesta je znázorněno zrychlení konceptu s nákladem na polní cestě. Hodnota síly na kolech přední nápravy F_{k1} nepřekročila hodnotu trakce X_{t1} . Vozidlo může tedy akcelarovat s využitím maximální síly motoru až do své maximální rychlosti. Ještě před dosažením maximální rychlosti v_{max} má koncept jistou hodnotu zrychlení to značí, že vozidlo dosáhne maximální rychlost i při jízdě do mírného kopce.

13.3 Porovnání akcelerací a výsledné hodnoty



Obrázek 41 – Graf porovnání zrychlení vozu při různých podmínkách

	Bez nákladu		S nákladem	
	Asfalt	Polní cesta	Asfalt	Polní cesta
a_{\max} [m·s ⁻²]	3,14	2,86	2,22	1,92
v_{\max} [m/s]	Dosažena	Dosažena	Dosažena	Dosažena
Čas zrychlení t_a [s] (0-12,68 [m/s])	7	8,9	10,2	15,3

Tabulka 1 – výsledné hodnoty zrychlení vozu při různých podmínkách

Vliv na klesající hodnotu zrychlení a tím horší čas zrychlení má kromě zvýšení hmotnosti i změna valivého odporu, kdy na polní cestě dosáhneme vyšších hodnot valivého odporu než na asfaltovém povrchu.

14. Rozjezd vozidla do kopce

Předpoklad rozjezdu do kopce je, že nejenom celková hodnota odporových sil bude rovna síle na obou nápravách $F_{k1,2}$, ale síla na nápravách od točivého momentu motoru bude větší než odporové síly. Vozidlo by tím pádem mělo zrychlit jistým, byť malým, zrychlením a dosáhnout po čase určité rychlosti. Pro zjednodušení výpočtů je však uvažováno, že zrychlení $a \approx 0$ [m·s⁻²].

Podobně jako při zrychlení po rovině vozidla jsou uvažovány následující stavy vozu – bez nákladu m_1 a s nákladem m_2 , stavy povrchu – asfalt a suchá polní cesta. Hlavní veličinou, na kterou je kladen důraz, je úhel α_{\max} , který je schopno vozidlo v daných podmínkách vyjet.

14.1 Rozjezd vozidla do kopce bez nákladu

Během rozjezdu do kopce je hledán takový úhel, kde součet odporových sil bude roven síle na nápravách $F_{k1,2}$ při zrychlení $a \approx 0$ [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] a zachování podmínky valení. Nesmí tedy dojít k prokluzu jedné z náprav. Hmotnost vozidla bude $m_1 = 2500$ [kg] a výška těžiště bude $h_1 = 0,7$ [m].

Pro pohyb vozidla na asfaltu použijeme následující hodnoty:

$$\varphi_1 = 0,8 \text{ [-]}^{105}$$

$$f_1 = 0,015 \text{ [-]}^{106}$$

Pro pohyb vozidla na suché polní cestě použijeme následující hodnoty:

$$\varphi_2 = 0,5 \text{ [-]}^{107}$$

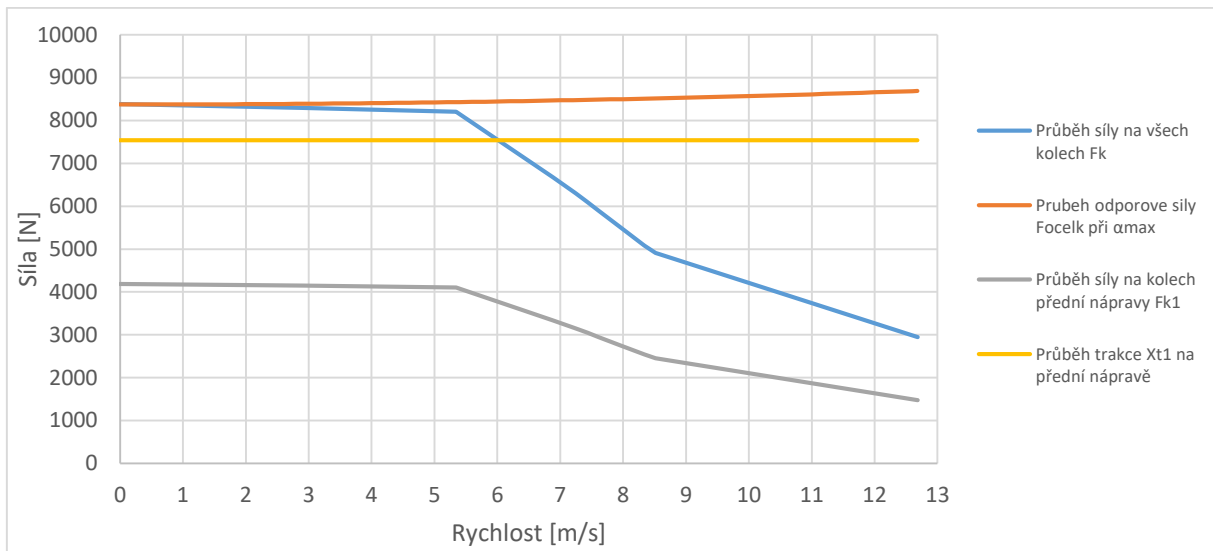
$$f_2 = 0,045 \text{ [-]}^{108}$$

¹⁰⁵ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

¹⁰⁶ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535

¹⁰⁷ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

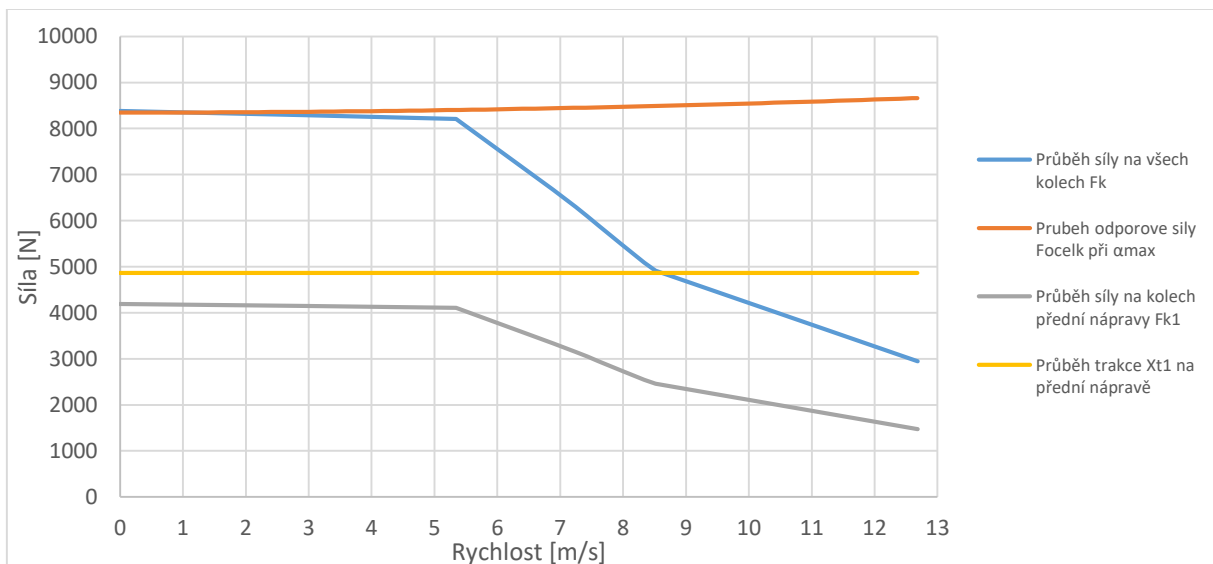
¹⁰⁸ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535



Obrázek 42 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{ocekl} při α_{max} , průběh trakce na přední nápravě X_{t1} a průběh síly na kolech přední nápravy F_{k1} pro podmínky: bez nákladu, do kopce, povrch -asfalt

V grafu Obrázek 42 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{ocekl} při α_{max} , průběh trakce na přední nápravě X_{t1} a průběh síly na kolech přední nápravy F_{k1} pro podmínky: bez nákladu, do kopce, povrch -asfalt je dobře vidět, že při úhlu $\alpha_{max} = 19,1$ [°] je síla na kolech rovna celkové odporové síly F_{ocekl} při zrychlení $a \approx 0$ [m·s⁻²].

Trakce přední nápravy X_{t1} převyšuje téměř dvojnásobně sílu na přední nápravě od motoru F_{k1} . Nedojde tedy k protočení žádného z kol vozu.



Obrázek 43 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{ocekl} při α_{max} , průběh trakce na přední nápravě X_{t1} a průběh síly na kolech přední nápravy F_{k1} pro podmínky: bez nákladu, do kopce, povrch – polní cesta

Maximální úhel pro rozjezd konceptu v do kopce bez nákladu na polní cestě v grafu Obrázek 43 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{ocekl} při α_{max} , průběh trakce na přední nápravě X_{t1} a průběh síly na kolech přední nápravy F_{k1} pro podmínky:

bez nákladu, do kopce, povrch – polní cesta má hodnotu $\alpha_{\max} = 17,3$ [°]. Tato hodnota je ovlivněna změnou valivého odporu, který je na polní cestě vyšší. Hodnota X_{t1} je však stále vyšší než hodnota síly na kole od motoru F_{k2} . Nedojde tedy k protočení předních kol a vozidlo se může rozjet bez problémů.

14.2 Rozjezd vozidla do kopce s nákladem

I zde bude hledán maximální možný úhel sklonu povrchu α_{\max} , který vozidlo vyjede na obou površích – asfaltu a polní cestě. Zrychlení bude mít hodnotu $a \approx 0$ [m·s⁻²]. Hmotnost vozidla bude mít hodnotu $m_2 = 3500$ kg a výška těžiště bude mít hodnotu $h_2 = 1$ m.

Pro pohyb vozidla na asfaltu použijeme následující hodnoty:

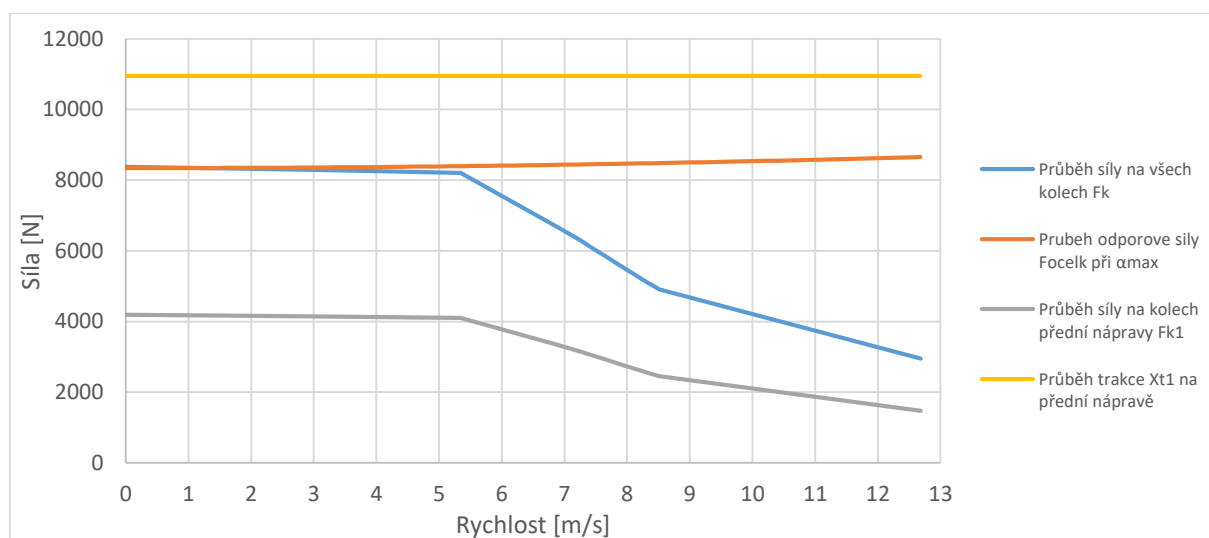
$$\varphi_1 = 0,8 \text{ [-]}^{109}$$

$$f_1 = 0,015 \text{ [-]}^{110}$$

Pro pohyb vozidla na suché polní cestě použijeme následující hodnoty:

$$\varphi_2 = 0,5 \text{ [-]}^{111}$$

$$f_2 = 0,045 \text{ [-]}^{112}$$



Obrázek 44 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{ocelk} při α_{\max} , průběh trakce na přední nápravě X_{t1} a průběh síly na kolech přední nápravy F_{k1} pro podmínky: s nákladem, do kopce, povrch – asfalt

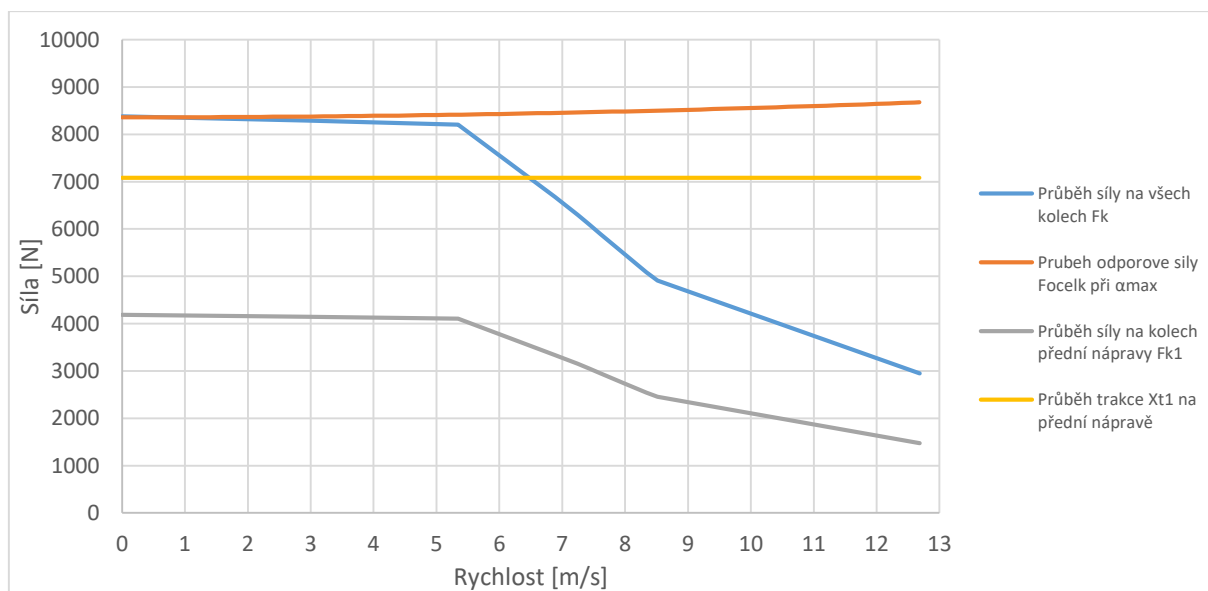
¹⁰⁹ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

¹¹⁰ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

¹¹¹ NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>

¹¹² *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

Maximální úhel α_{\max} pro rozjezd naloženého vozidla do kopce na asfaltu má hodnotu $\alpha_{\max} = 13,2 [^\circ]$. Podmínka valení zde nebude porušena. Hodnota trakce X_{t1} je téměř třikrát větší než síla na přední nápravě F_{k1} . Vozidlo se tedy rozjede bez problému do kopce.



Obrázek 45 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{ocekl} při α_{\max} , průběh trakce na přední nápravě X_{t1} a průběh síly na kolech přední nápravy F_{k1} pro podmínky: s nákladem, do kopce, povrch – polní cesta

I na Obrázek 45 – Graf průběhu síly na všech kolech F_k , průběh odporové síly F_{ocekl} při α_{\max} , průběh trakce na přední nápravě X_{t1} a průběh síly na kolech přední nápravy F_{k1} pro podmínky: s nákladem, do kopce, povrch – polní cesta je dobře vidět, že naložené vozidlo na polní cestě nemá s trakcí při stoupání o sklonu povrchu $\alpha_{\max} = 11,5 [^\circ]$ sebemenší problém. Trakce X_{t1} značně převyšuje hodnotu síly na předních kolech F_{k1} . Hodnota α_{\max} je ve srovnání s hodnotou naloženého vozu na asfaltovém povrchu nižší kvůli větší hodnotě valivého odporu.

14.3 Porovnání úhlů α pro jednotlivé podmínky

	Bez nákladu		S nákladem	
	Asfalt	Polní cesta	Asfalt	Polní cesta
$\alpha_{\max} [^\circ]$	19,1	17,3	13,2	11,5
$\alpha_{\max} [\%]$	34,63	31,15	23,45	20,35
$\alpha_{v\max} [^\circ]$	5,3	3,5	3,5	1,8
$\alpha_{v\max} [\%]$	9,28	6,12	6,12	3,14

Tabulka 2 – Porovnání úhlů rozjezdu α_{\max} a hodnot $\alpha_{v\max}$ pro jednotlivé podmínky

α_{\max} - Maximální sklon, které je vozidlo schopno vyjet [°]

$\alpha_{v_{\max}}$ - Maximální sklon, ve kterém vozidlo dosáhne maximální rychlosti v_{\max} [°]

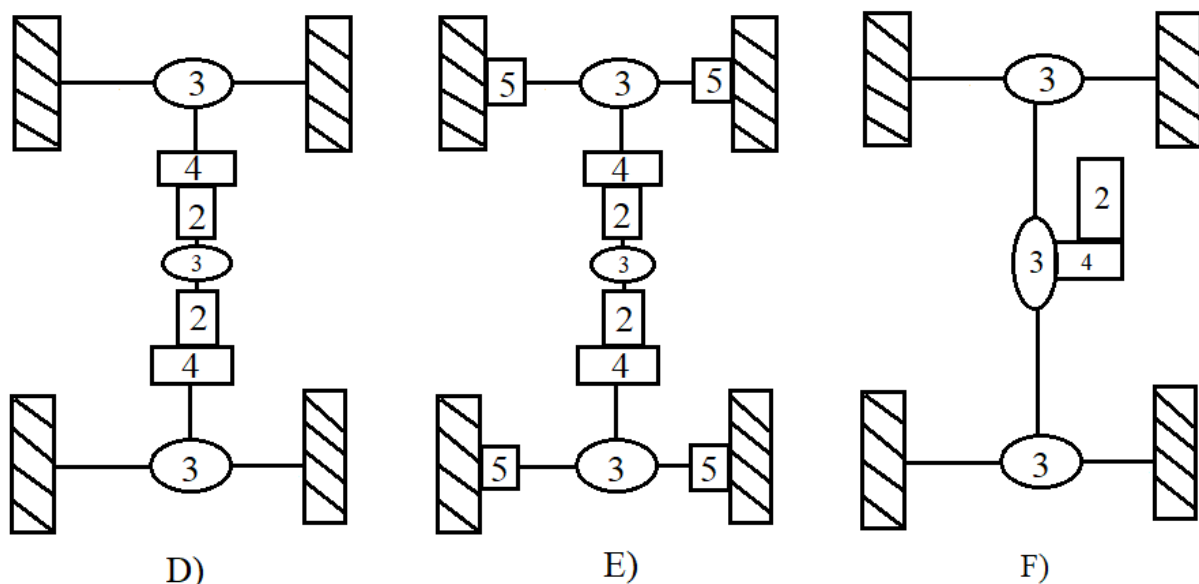
Při simulaci rozjezdu konceptu do kopce nedošlo ani v jednom z případů k protočení kol. Pokud bychom zvolili podmínky povrchu např. mokrá tráva nebo mokrá polní cesta, bojovalo by vozidlo s protáčením kol přední nápravy, protože by byl snížen součinitel adheze φ . Tímto faktorem by byl pak omezen maximální sklon povrchu α_{\max} , který dosáhl mnohem nižších hodnot.

Vliv na rozdílné výsledky rozjezdu má kromě změny hmotnosti vozu o náklad také součinitel valivého odporu povrchu.

15. Navrhované alternativní řešení typu

Z výsledků simulace jízdní dynamiky kapitol 13 a 14 je dobře patrné, že nenaložené vozidlo může ztratit trakci na přední nápravě, pokud by se podmínky zhoršily. Byla navržena další 3 řešení, které řeší problém ztráty trakce na přední nápravě.

Všechna tato řešení mají propojení přední a zadní nápravy. Jako nejvhodnější řešení problému by bylo instalovat mezinápravový diferenciál propojující oba motory nebo umístění jednoho středového motoru s centrální redukční převodovkou a centrálním mezinápravových diferenciálem.



Obrázek 46 – Navrhované alternativní řešení pohonu pro autonomní vozidlo na základě výpočtů jízdní dynamiky:
1 – planetová převodovka v kolech; 2 – elektromotor; 3 – diferenciál; 4 – redukční převodovka; 5 – kolová redukce

V úvahu připadá mezinápravový samosvorný diferenciál např. typu Torsen, který dříve využívala Audi.¹¹³ Jeho výhodou je, že může být neustále v záběru. Dovoluje rozdíly v rychlosti otáčení přední i zadní nápravy. Současně ale při větším vzájemném rozdílu rychlostí dokáže přenášet moment mezi nápravami.

Řešení se nabízí i v propojení obou motorů „natvrdo“. Jednalo by se o nouzové řešení, které by se mohlo použít jen v případě, kdy dochází k prokluzu jedné z náprav. Řešení pomocí pevného propojení obou náprav používá např. Jeep Wrangler.¹¹⁴ Ten má mezinápravový otevřený diferenciál, který pro základní jízdu v terénu stačí. V případě prokluzu jedné z náprav se nechá tento diferenciál úplně uzavřít spolu s nápravovými diferenciály. Výsledek je, že všechna čtyři kola se budou otáčet vždy stejně. Při pohybu v měkkém a kluzkém terénu nízkými rychlostmi není s řízením vozu větší problém. Při jízdě na pevném povrchu např. asfaltu, by mohlo ale dojít k poškození vozu nebo smyku vlivem nestejně rychlosti kol v zatáčkách.

16. Brzdění vozidla

Při brzdění vozidla budou simulovány následující podmínky. Vozidlo bude ve dvou stavech – bez nákladu a s nákladem a bude brzděno na povrchu – asfalt a polní cesta. Vše se bude odehrávat na rovině, sklon povrchu bude $\alpha_b = 0$ [°]. Hlavním kritériem výpočtu bude výpočet brzdné síly na brzdové destičky F_{sp} potřebný k co nejrychlejšímu zastavení vozidla a síly, které vznikají při brzdění.

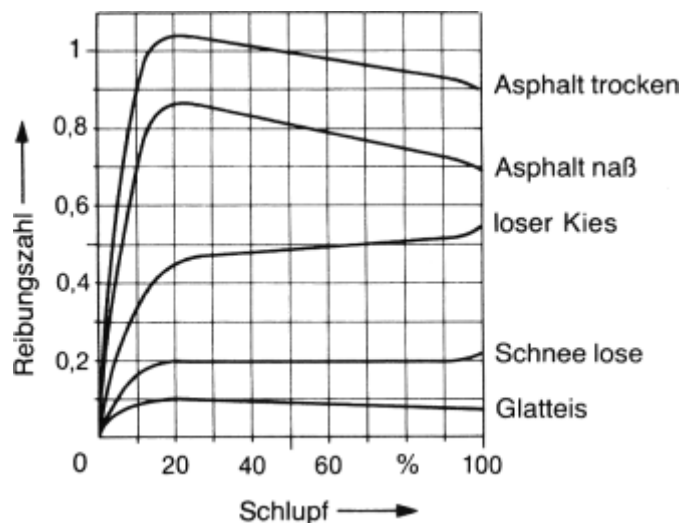
Při obousměrném provozu vozidla bude muset být každá náprava vybavena stejně velkými brzdami. Osobní vozy, které mají definovaný hlavní směr jízdy, mají na přední nápravě brzdy s větším průměrem kotoučů a větším počtem pístků než na zadní nápravě. V našem případě, kde není definována přední a zadní náprava, je nutno použít stejně velké brzdy na obou nápravách.

Stabilita při brzdění vozidla se počítá do smyku (zablokování) kol zadní nápravy. V našem případě, vlivem stejně velkých brzd na obou nápravách, dochází ke smyku zadní

¹¹³ Wikipedia contributors. (2019, January 10). Quattro (four-wheel-drive system). In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 15:20, January 13, 2019, from [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Quattro_\(four-wheel-drive_system\)&oldid=877707725](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Quattro_(four-wheel-drive_system)&oldid=877707725)

¹¹⁴ TERAFLEX SUSPENSIONS. *OPEN VS LOCKED DIFFERENTIALS* [online]. [cit. 13.1.2019]. Dostupný na WWW: https://teraflex.com/news_items/open-vs-locked-differentials

nápravy velice brzy, přední náprava však má pořád ještě velkou trakci a není zde porušena podmínka valení.



Obrázek 47 – Skluz pneumatiky v závislosti na tření pneumatiky a povrchu¹¹⁵

Na Obrázek 47 je graf popisující vztah skluzu pneumatiky v na velikosti tření mezi pneumatikou a povrchem. Skluz 0% znamená, že se pneumatika ještě odvaluje po povrchu, 100% skluz znamená blokaci kola.

Na suchém asfaltu (Asphalt trocken) má pneumatika největší tření okolo 20% skluzu. Je to zapříčiněné deformací pneumatiky. Ta zvýší svoji styčnou plochu s povrchem. Funkce ABS má za úkol udržet smyk kola mezi hodnotami 0–20% skluzu. Vozidlo má v té době největší možný brzdový účinek a současně se nechá ještě řídit pro případ výhybného manévru.

Na šterkovém povrchu (loser Kies) je dobře patrná zvyšující se tendence tření okolo 100% skluzu pneumatiky. Ten samý případ platí i pro sníh (Schnee lose). Je to tím, že kola před sebou tlačí šterk či sníh, který pomáhá zpomalit auto. Šterk je svojí charakteristikou podobný polní cestě. Dá se tedy předpokládat, že zablokovaná kola při brzdění na suché polní cestě dosáhnou lepších výsledků než kola nezablokovaná. Vozidlo ovšem ztrácí možnost řízení.

V případě autonomního vozidla TUL by pak měla být na vozidle umístěna redukce tlaku brzdné kapaliny, která by snižovala tlak na té nápravě vozidla, která se aktuálně nalézá jako druhá ve směru jízdy. Při brzdění by pak bylo vhodné využít i systém ABS, který by zaručil schopnost manévrovat při brzdění.

Během výpočtů bude počítáno se součinitelem adheze φ , protože se předpokládá použití systému ABS. Vztah pneumatiky a povrchu je tedy přechod mezi třením (zablokovaná kola) a valením.

¹¹⁵ BREUER, Stefan. *Der Kraftschluss mit der Fahrbahn* [online]. [cit. 14.1.2019]. Dostupný na WWW: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-09475-1_2

16.1 Brzdění bez nákladu

Brzdění bez nákladu bude probíhat pro vozidlo s hmotností $m_1 = 2500$ [kg] a výšce těžiště $h_1 = 0,7$ [m] na površích – asfalt a suchá polní cesta.

Pro pohyb vozidla na asfaltu použijeme následující hodnoty:

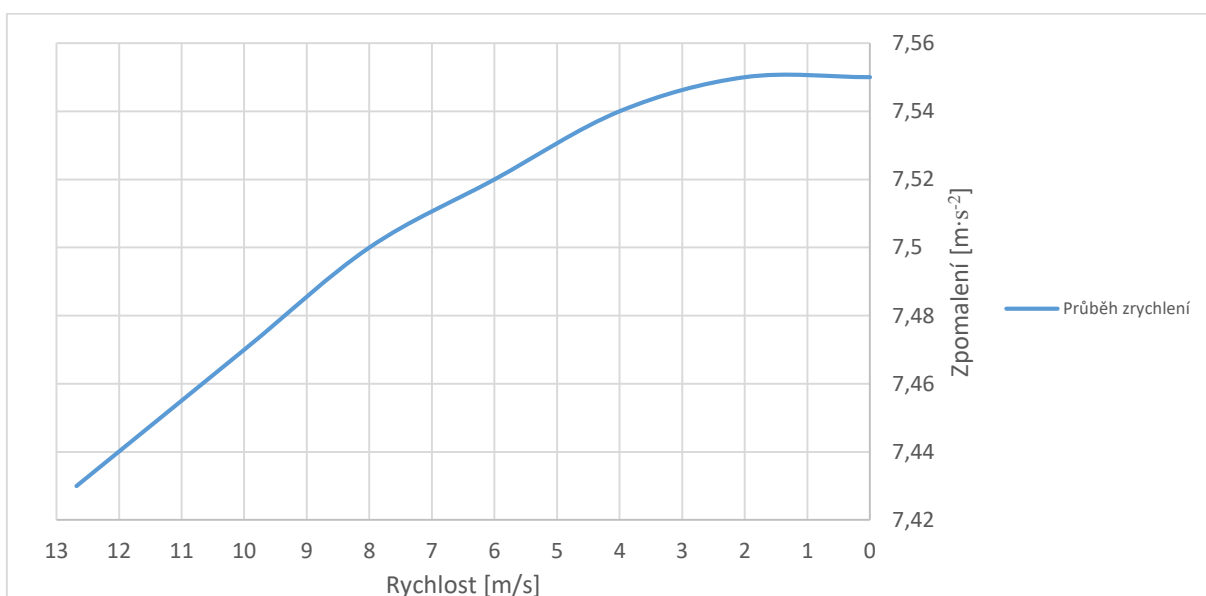
$$f_1 = 0,015 \text{ [-]}^{116}$$

$$\varphi_1 = 0,8 \text{ [-]}^{117}$$

Pro pohyb vozidla na suché polní cestě použijeme následující hodnoty:

$$f_2 = 0,045 \text{ [-]}^{118}$$

$$\varphi_2 = 0,63 \text{ [-]}^{119}$$



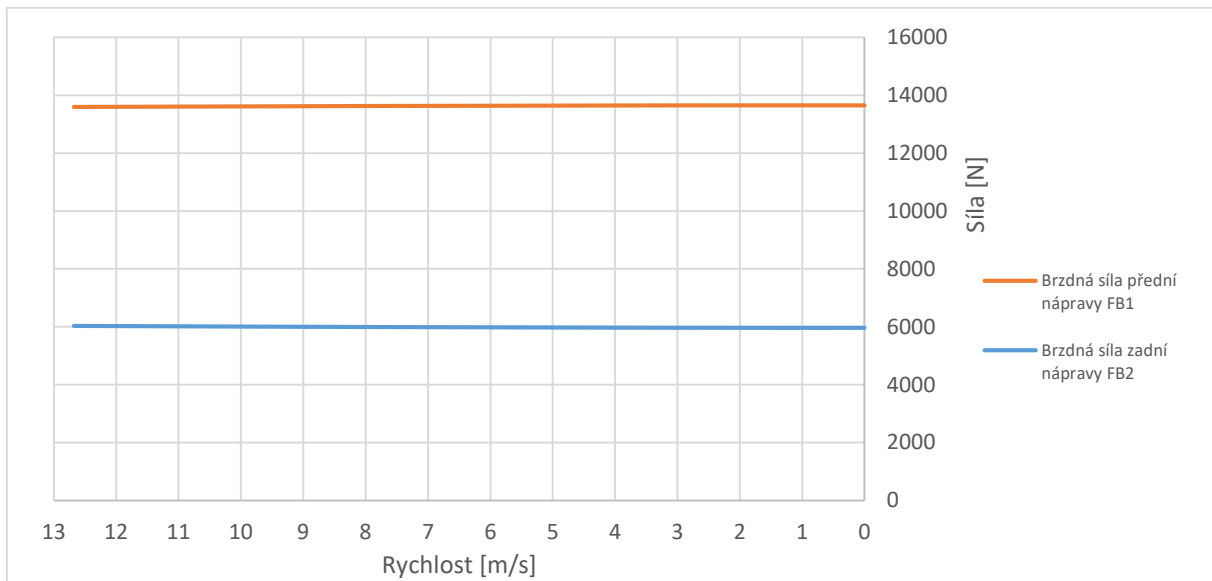
Obrázek 48 – Graf průběhu zpomalení: bez nákladu, brzdění, povrch – asfalt

¹¹⁶ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

¹¹⁷ MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_veřejne.php?file_id=103401. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce STANISLAV TOKAŘ.

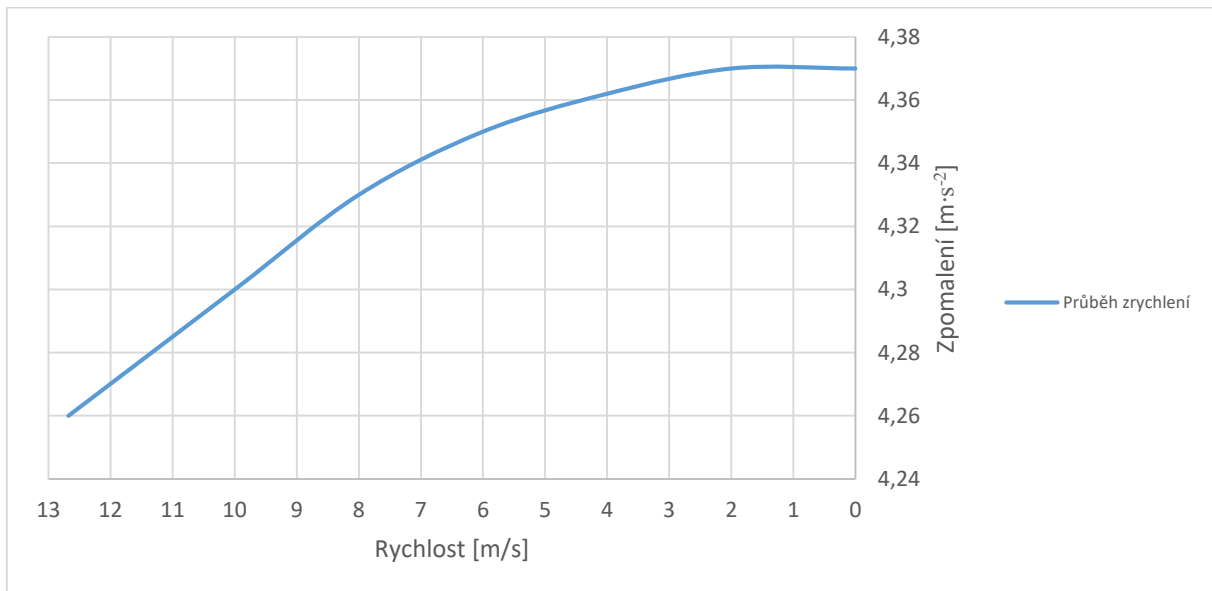
¹¹⁸ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

¹¹⁹ MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_veřejne.php?file_id=103401. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce STANISLAV TOKAŘ.

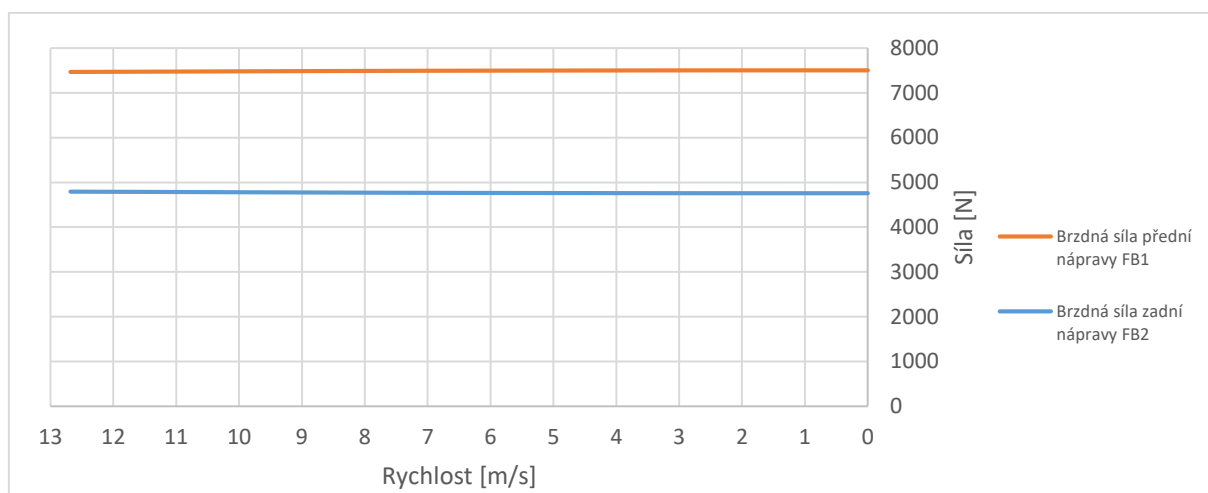


Obrázek 49 – Graf průběhů brzdných sil na přední a zadní nápravě: bez nákladu, brzdění, povrch – asfalt

Z Obrázek 49 je patrné, že vozidlo má kontakt i na zadní nápravě s vozovkou. Nedojde tedy k převrácení vozu přes přední osu. Maximální zpomalení, dle Obrázek 48 – Graf průběhu zpomalení: bez nákladu, brzdění, povrch – asfalt, má hodnotu $a_{\max} = 7,55 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-2}]$. Té dosáhne vozidlo těsně před samotným zastavením. Vliv na nelinearitu má též klesající odpor vzduchu. Rozdíl mezi počátečním a koncovým zrychlením je však téměř zanedbatelný. To je patrné i z průběhu brzdných sil F_{B1} a F_{B2} , které jsou téměř lineární.



Obrázek 50 – Graf průběhu zpomalení: bez nákladu, brzdění, povrch – polní cesta



Obrázek 51 – Graf průběhů brzdných sil na přední a zadní nápravě: bez nákladu, brzdění, povrch – polní cesta

V obrázcích Obrázek 50 a Obrázek 51 je popsáno brzdění nenaloženého vozidla na polní cestě. Podobně jako na asfaltu, má vozidlo maximální zpomalení $a_{\max} = 4,37 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-2}]$ téměř před zastavením. Na Obrázek 51 je pak dokázáno, že ani zde nedojde k převrácení vozu přes přední nápravu. Důkazem je, že zadní náprava má stále přenáší brzdnou sílu a tím pádem má i kontakt s povrchem. Vliv na nižší hodnoty zpomalení má součinitel adheze φ_2 ,

16.2 Brzdění s nákladem

Brzdění bylo simulováno pro naložené vozidlo s hmotností $m_2 = 3500 \text{ [kg]}$ a s výškou těžiště $h_2 = 1 \text{ [m]}$ na pro površích – asfalt a suchá polní cesta.

Pro pohyb vozidla na asfaltu použijeme následující hodnoty:

$$f_1 = 0,015 \text{ [-]}^{120}$$

$$\varphi_1 = 0,8 \text{ [-]}^{121}$$

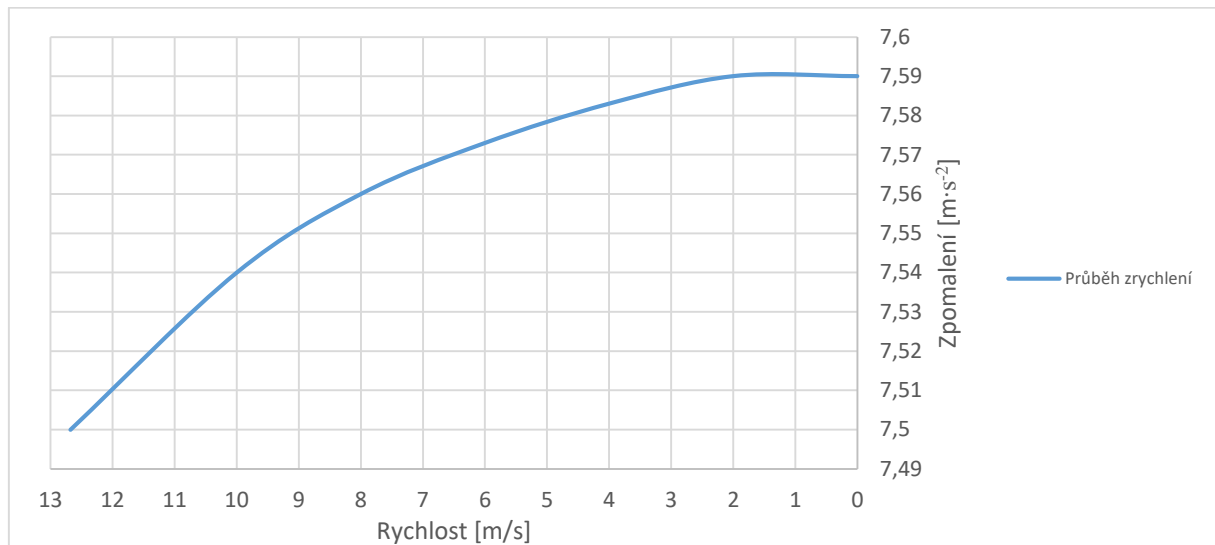
Pro pohyb vozidla na suché polní cestě použijeme následující hodnoty:

¹²⁰ *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

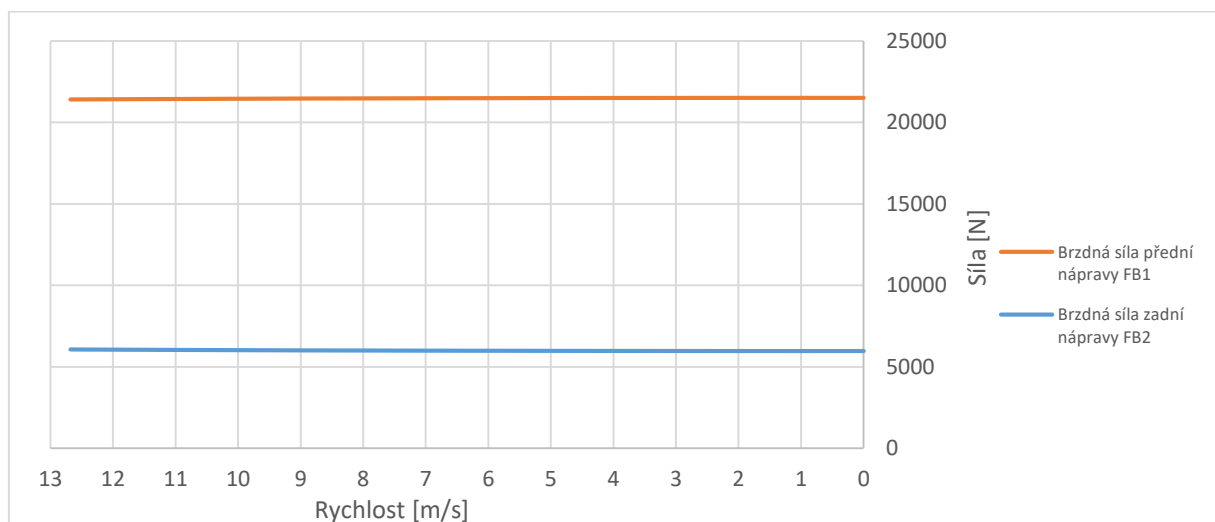
¹²¹ MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=103401. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce STANISLAV TOKAŘ.

$$f_2 = 0,045 [-]^{122}$$

$$\varphi_2 = 0,63 [-]^{123}$$



Obrázek 52 – Graf průběhu zpomalení: s nákladem, brzdění, povrch – asfalt



Obrázek 53 – Graf průběhů brzdných sil na přední a zadní nápravě: s nákladem, brzdění, povrch – asfalt

Na obrázcích Obrázek 52 – Graf průběhu zpomalení: s nákladem, brzdění, povrch – asfalt a Obrázek 53 – Graf průběhů brzdných sil na přední a zadní nápravě: s nákladem, brzdění, povrch – asfalt je simulován průběh zpomalení a trakcí na obou nápravách při brzdění naloženého vozidla na asfaltu. Vzhledem ke zvýšenému těžišti, vlivem nákladu, je zatížení zadní nápravy při brzdění je o něco nižší než v případě nenaloženého vozu. Přední

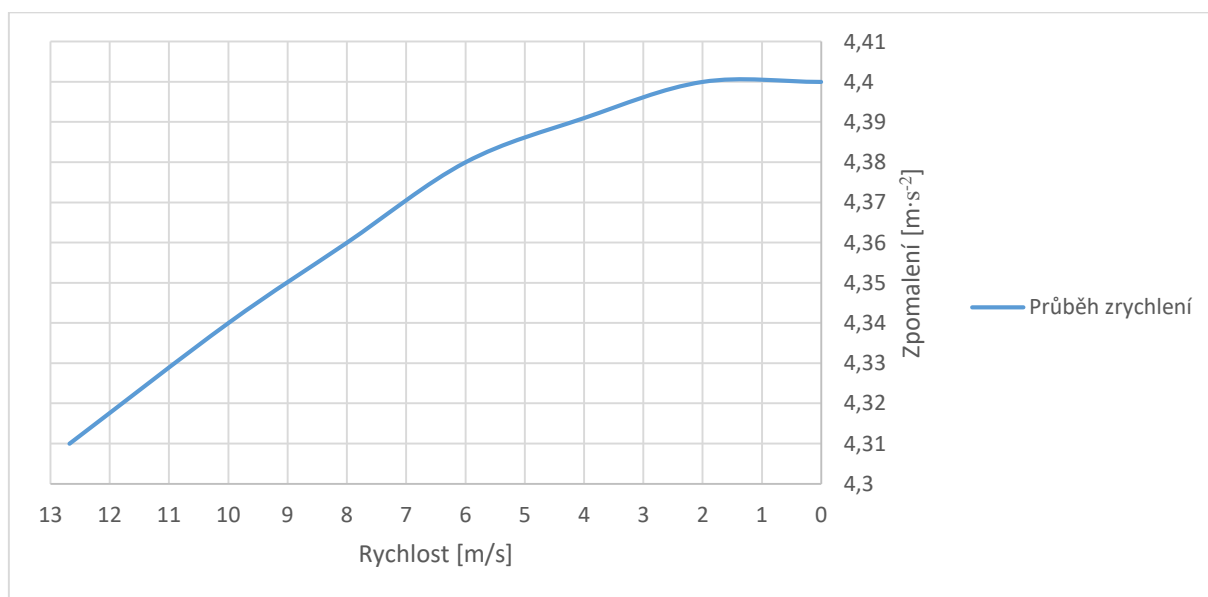
¹²² *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Valivý odpor* [online]. c2018 [citováno 12. 12. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Valiv%C3%BD_odpor&oldid=15835535>

¹²³ MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=103401. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce STANISLAV TOKAŘ.

náprava je zatížena přibližně 4x větší silou než náprava zadní. K převrácení vozu přes přední osu však nedojde. Při zvýšeném těžišti, které by bylo vyšší než $h_2 = 1$ [m], by však taková situace mohla nastat.

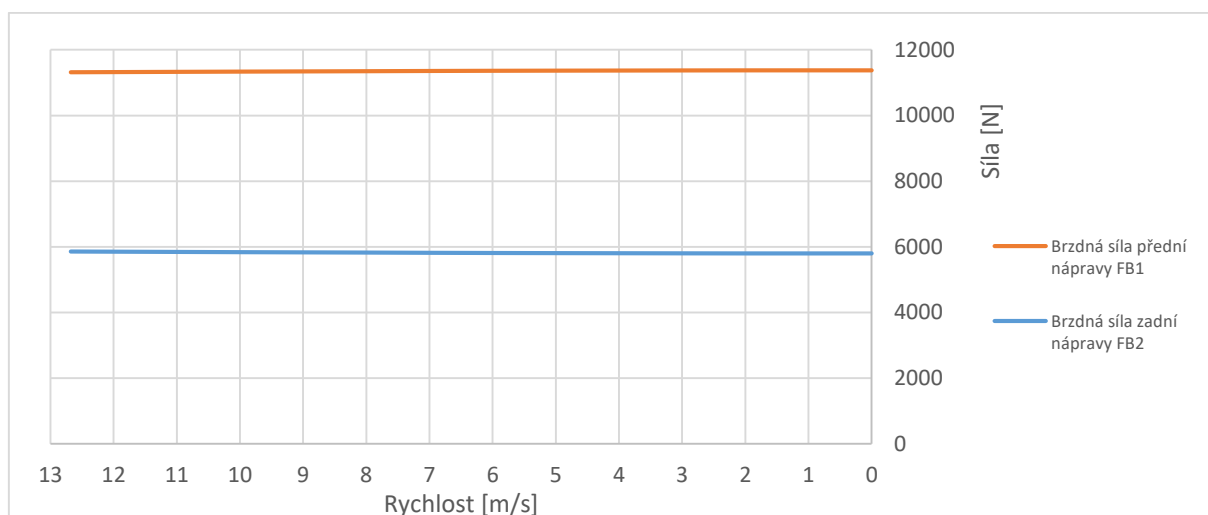
Pro případ převrácení by bylo vhodné umístit do vozidla regulační systém tlaku brzd (ABS) společně se snímačem polohy resp. úhlu vozu. Podobný systém používají motocykly s názvem MSC (Motorcycle Stability Control).¹²⁴

Podobně jako výkonné motocykly nebo okruhové závodní motocykly mají anti-wheeel systém – systém zabraňující jízdě po zadním kole při akceleraci, mají dnes i běžně dostupné motocykly systém podobný ESP v automobilech. Jedná se právě o MSC, které zabraňuje smyku motocyklu v zatáčce např. při ukvapeném zmáčknutí přední brzdy nebo právě při krizovém brzdění. Během sledování závodů 300 Zataček Gustava Havla jsem byl již několikrát svědkem pozdního brzdění, které vedlo k jízdě motocyklu po předním kole a následné nehodě jezdce. Díky krátkému rozvoru a velkému zpomalení motocyklu a relativně vysoko umístěnému těžišti, hrozí převrácení při brzdění přes přední osu nejenom závodním motocyklům, ale jakémukoliv motocyklu se silnějšími brzdami. Systém MSC by těmito situacím měl předejít.



Obrázek 54 – Graf průběhu zpomalení: s nákladem, brzdění, povrch – polní cesta

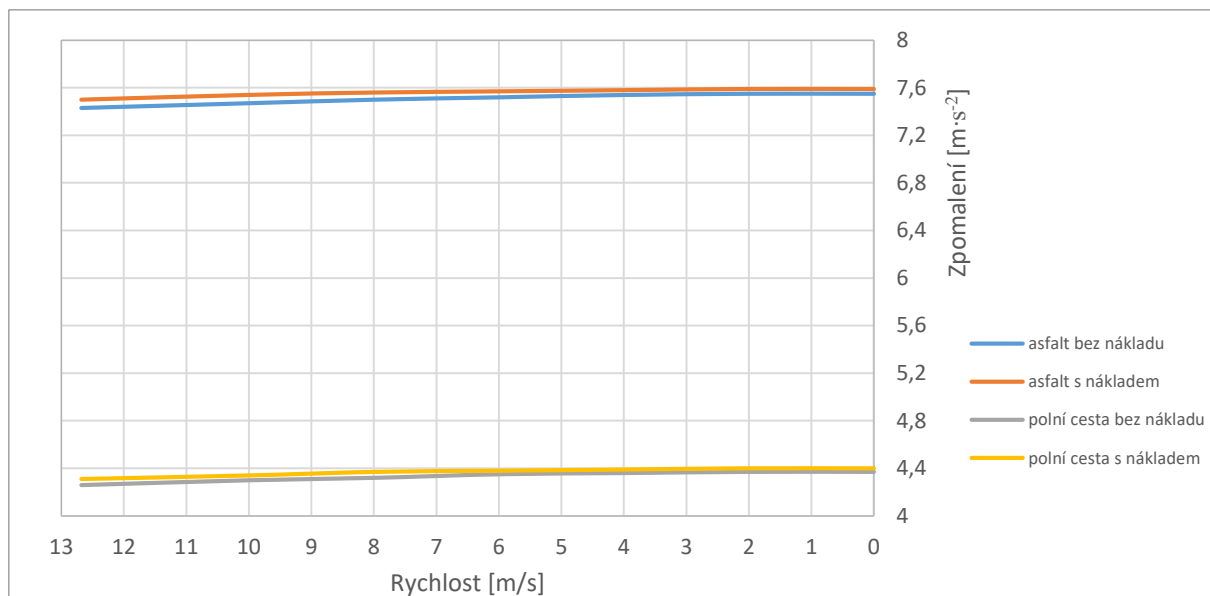
¹²⁴ BESIP, MINISTERSTVO DOPRAVY ČR. *asistenční systémy na motocyklech* [online]. [cit. 15.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.ibesip.cz/Besip/media/Besip/data/web/soubory/motocyklista/besip-systemy-nr.pdf>



Obrázek 55 – Graf průběhů brzdných sil na přední a zadní nápravě: s nákladem, brzdění, povrch – polní cesta

Na rozdíl od asfaltového povrchu, na polní cestě při brzdění nehrozí převrácení přes osu přední nápravy i při zvýšeném těžišti. Zpomalení, které je popsáno na Obrázek 54 – Graf průběhu zpomalení: s nákladem, brzdění, povrch – polní cesta, je výrazně nižší, než při brzdění na asfaltu. Zatížení zadní nápravy, popsané na Obrázek 55 – Graf průběhů brzdných sil na přední a zadní nápravě: s nákladem, brzdění, povrch – polní cesta, je tím pádem vyšší. Adheze mezi pneumatikou a povrchem na polní cestě není tak velká, aby i při vyšším těžišti, než je h_2 , hrozilo převrácení.

16.3 Porovnání hodnot při brzdění



Obrázek 56 – Porovnávací graf závislosti zpomalení na rychlosti pro různé podmínky

Na Obrázek 56 – Porovnávací graf závislosti zpomalení na rychlosti pro různé podmínky jsou porovnána zpomalení pro různé podmínky. Z výsledků vyplývá, že hodnoty zrychlení jsou pro naložené a nenaložený stav vždy velice podobné. Dá se říci, že během zpomalení nemá rozdíl hmotnosti vliv na hodnotu zpomalení za předpokladu velmi silných brzd. Jediný vliv na hodnotu zpomalení má součinitel adheze φ . Velikým úskalím je výška těžiště. Při vysokém těžišti, vysoké hodnotě součinitele adheze a silným brzdám může nastat situace převrácení přes přední nápravu. Ve výše simulovaných podmínkách však taková situace nehrozí.

Ostatní hodnoty při brzdění jsou poté uvedeny v Tabulka 3 – Porovnávací tabulka hodnot při brzdění v různých podmínkách:

	Bez nákladu		S nákladem	
	Asfalt	Polní cesta	Asfalt	Polní cesta
Doba zastavení t_z [s]	1,68	2,92	1,67	2,89
Dráha zastavení s_z [m]	10,72	18,56	10,63	18,42
Maximální zrychlení a_{\max} [m·s ⁻²]	7,55	4,37	7,59	4,4
Síla na destičky F_{sp} [N] ¹²⁵	21092	11590	33222	11610,48

¹²⁵ DEGENSTEIN, T.; WINNER, H.. *Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während des Bremsvorgangs* [online]. [cit. 15.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.fzd.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet_fzd/publikationen/3/2006/2006_degenstein_brake_tech.pdf

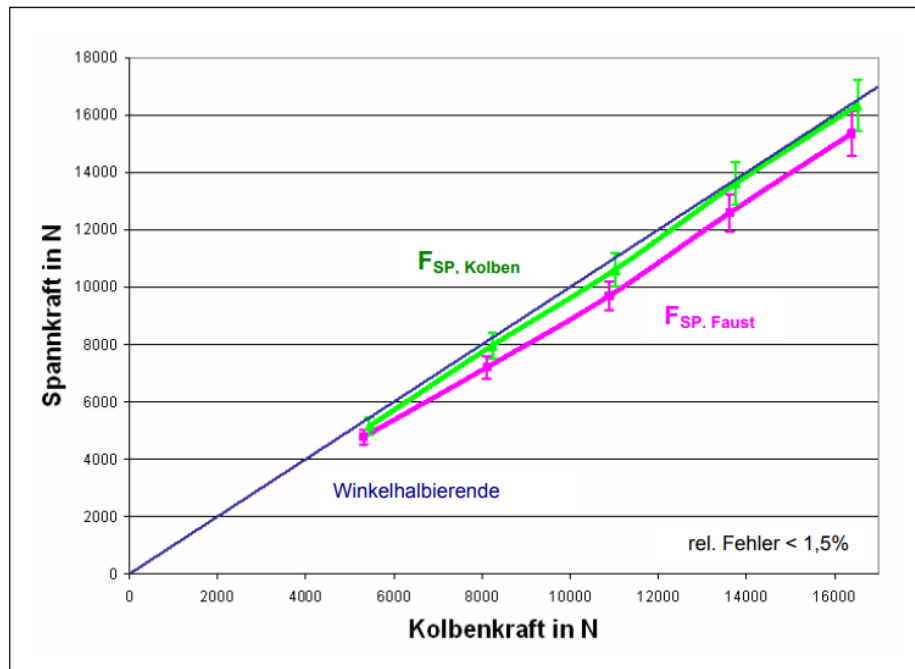
Tabulka 3 – Porovnávací tabulka hodnot při brzdění v různých podmínkách

Hodnoty F_{sp} (síly na destičky), které jsou schematicky znázorněny v kapitole 12.7, jsou počítány do hodnoty meze adheze přední nápravy. Pokud bychom chtěli takto radikálně brzdit vozidlo o hmotnosti konceptu TUL, bylo by vhodné použít brzdy s větším průměrem kvůli výrazně vyšší hmotnosti.

Hodnoty F_{sp} vypočítané při simulaci brzdění vozidla odpovídají reálným hodnotám, které působí v brzdovém třmenu na destičky. Pokud se zaměříme na nenaložené vozidlo o hmotnosti $m_1 = 2500$ [kg], je možné považovat koncept TUL, za „osobní“ vozidlo.

Na univerzitě ve městě Darmstadt uvedli pánové [T. Degenstein a H. Winner](#) v roce 2006 ve svém článku „Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während des Bremsvorgangs“ naměřené hodnoty pro brzdovou sílu, která se musí vyvinout na destičky.

Výsledky jejich měření jsou na Obrázek 57:



Obrázek 57 – Graf síly při brzdění na třmenu a na pístkách¹²⁶

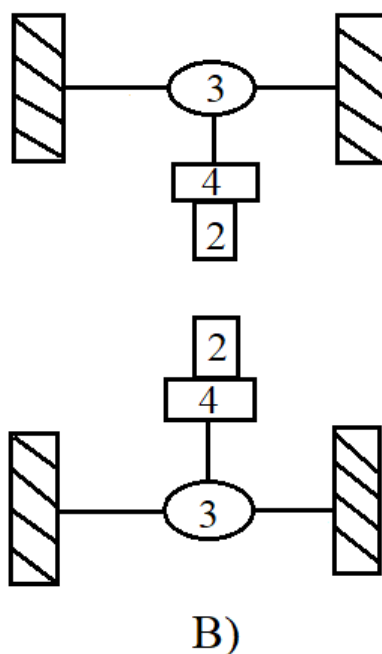
Síly, které tlačí destičky na kotoučovou brzdu na Obrázek 57, mají hodnoty od cca 6000 [N] do hodnoty cca 16 000 [N]. Při testech byl použit kotouč z osobního vozu včetně třmenu. Vypočtené hodnoty F_{sp} pro koncept TUL se blíží naměřeným hodnotám.

¹²⁶ DEGENSTEIN, T.; WINNER, H.. *Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während des Bremsvorgangs* [online]. [cit. 15.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.fzd.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet_fzd/publikationen_3/2006/2006_degenstein_brake_tech.pdf

17. Konstrukční návrh nápravy

Hlavní částí diplomové práce je samotná konstrukce nápravy autonomního vozu. Jako nejvhodnější typ nápravy byla vybrána lichoběžníková náprava. Její nesporné výhody v kompaktnosti zástavby a nezávislého odpružení předčily vlastnosti nápravy tuhé. Navíc lichoběžníková náprava je vzhledem ke své relativní jednoduchosti snadno vyrobitelná ve školních podmínkách TUL.

Jako schéma pohonu byla nakonec vybrána varianta B z kapitoly 11.3. Jedná se o nejjednodušší řešení ze všech navrhovaných. I díky absenci kolové redukce, která je zejména vhodná pro tuhé nápravy, je navržené řešení lichoběžníkové nápravy ideální.



Obrázek 58 – Schéma pohonu pro autonomní vozidlo; 2 – elektromotor; 3- diferenciál;
4- redukční převodovka;

17.1 Ramena nápravy

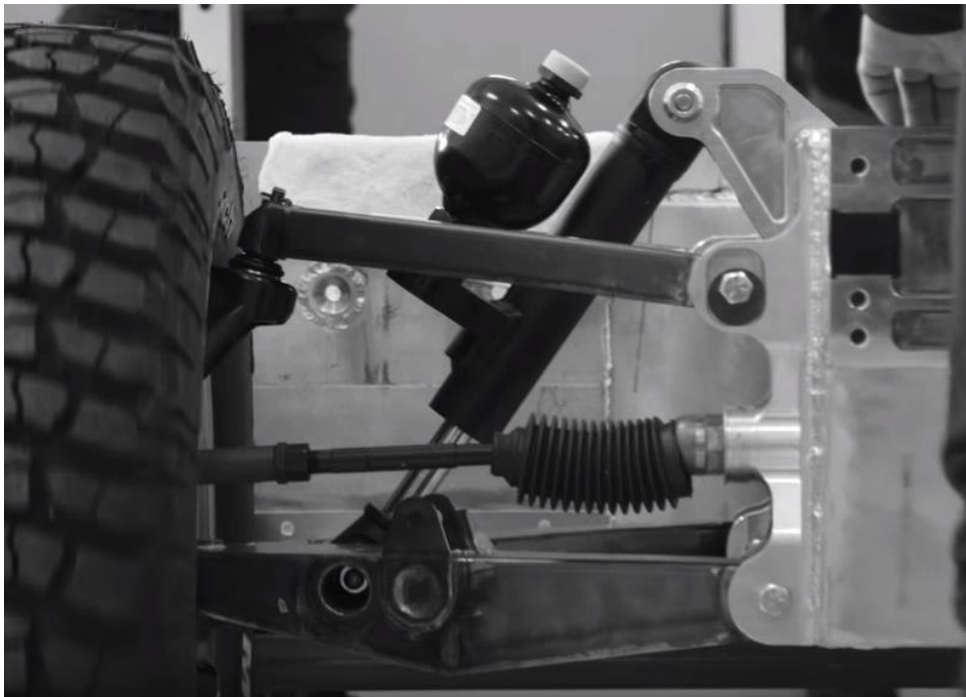
U lichoběžníkových náprav se osvědčil trojúhelníkový tvar, kdy na dvou koncích trojúhelníku je náprava otočně spojena s karoserií vozidla. Třetí konec pak slouží k uchycení těhlice. Tento postup byl použit i při konstrukci této nápravy.

Protože se jedná o prototyp, který zatím nebude mít sériovou podobu, není vhodné koncipovat ramena jako odlitky nebo výkovky. Pro větší série se jak odlitky nebo výkovky vyplatí. Avšak pro prototypovou výrobu by u odlitky znamenalo vyrobit formu. U výkovku by

bylo potřeba konstruovat zápustek, jehož následná výroba je velice drahá. Oba tyto postupy by se při výrobě 4 spodních ramen a 4 horních ramen nevyplatily.

Ramena budou tedy konstruována jako svařence. Původní návrh na konstrukci ramen byl, že budou svařena z ocelových profilů. Tento postup bude použit při konstrukci a výrobě horního ramene nápravy. Toto rameno přenáší pouze tlakové popř. tahové zatížení, ve vodorovném směru pak zachycuje síly od brzdění.

Spodní rameno však jako svařenec z profilů nebude. Na spodním ramenu bude umístěn tlumič. Ten navíc nebude umístěn symetricky, ale bude muset být vyosen kvůli hnací hřídeli. Spodní rameno bude zatíženo nejen na ohyb (tlak od tlumiče resp. od kola), tak i na krut vzhledem k asymetrickému zatížení od tlumiče. Inspirací pro návrh spodního ramene jako svařence z ocelových výpalků byl projekt Bollinger Motors.



Obrázek 59 – Ramena náprav vozidla Bollinger Motors ¹²⁷

Na Obrázek 59 je dobře vidět jednoduché horní rameno a spodní, mnohem masivnější, rameno. Stejně jako projekt TUL, tak i Bollinger Motors má lichoběžníkovou nápravu, hydraulické tlumiče i pohon všech kol s dvěma motory pro každou nápravu jeden.¹²⁸ Návrh z ocelových výpalků, které budou následně svařeny, zajistí potřebnou tuhost ramene.

¹²⁷ BOLLINGER MOTORS. *SUSPENSION OVERVIEW* - Bollinger Motors [online]. [cit. 4.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://youtu.be/2SjsemJNuqE?t=13>

¹²⁸ BOLLINGER MOTORS. *SUSPENSION OVERVIEW* - Bollinger Motors [online]. [cit. 4.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://youtu.be/2SjsemJNuqE?t=13>



Obrázek 60 – Vyosení tlumiče kvůli prostoru pro hnací hřídel na automobilu Mazda MX-5 NB

17.2 Brzdy, brzdový kotouč

Finální výpočty brzd probíhaly ve spolupráci s firmou ZF Jablonec. Jako vhodný brzdový třmen byl nakonec vybrán třmen z vozidla Ford F-150. Jedná se o zadní brzdový třmen, jednopístkový, s elektronickou parkovací brzdou. Při výběru vhodného brzdového kotouče byl zjištěn problém. Na evropském trhu není oficiálně možno koupit díly na Ford F-150. Jedná se o velký pick-up výhradně určený pro trh v USA. Průměr brzdového kotouče, který je vhodný pro F-150 je 340 mm. Po konzultaci byl vybrán největší možný brzdový kotouč z katalogu ZF (dříve TRW), který je k dostání na evropském trhu. Ten má průměr 320 [mm] a je určen na BMW 330i nebo 330d verze E46.

Kvůli obousměrnému pohybu vozu budou na obou nápravách stejné brzdy. Tím je myšleno jak brzdový kotouč, tak třmen. Do výpočtů brzd firmou ZF Jablonec byla zahrnuta i brzdná síla od rekuperace elektrické energie.

Simulace brzdění vozu, která v této práci počítána, je pouze orientační a slouží hlavně k zjištění sil působících na nápravu. Tyto hodnoty jsou poté využity při simulaci zatížení MKP.

17.3 Hnací hřídel, náboje, ložiska

Hnací hřídel, náboj a ložisko byly vybrány podle brzdového kotouče tak, aby nevznikla kolize mezi jednotlivými nakupovanými komponenty. Nejjednodušší je tedy vybrat všechny

tyto díly z jednoho vozu. V případě konceptu autonomního vozu TUL se jedná o vůz BMW 330i nebo 330d verze E46.

Na základě výběru těchto dílů byly následně pevně dány přesné rozměry umístění jednotlivých dílů. Kolem nich je pak následně namodelována těhlice spojující obě ramena.

17.4 Těhlice

Těhlice je část spojující horní rameno se spodním. Je pevně a současně pohyblivě uložena v kulových čepch tak, aby se nechalo těhlicí v uloženích otáčet. Vzhledem k pevně daným rozměrům brzdového třmenu, brzdového kotouče, náboje, ložiska náboje a hnací hřídele je těhlice konstruována kolem těchto pevných částí.

Těhlice je navržena jako obrobek, který se bude obrábět na CNC. Jako materiál, který se použije na výrobu, byl vybrán hliník s označením EN AW 6061. Tento materiál se nachází v knihovně materiálů softwaru Creo. Ve většině osobních vozů je těhlice vyrobena jako ocelový výkovek. Ten nejlépe odolává velkému zatížení, které je pro těhlici typické. Obrobek z materiálu EN AW 6061 nemá tak dobré mechanické vlastnosti ve srovnání s ocelovým výkovkem. Tím pádem návrh těhlice není „lightweight“ verze podobně jako od konstruktérů formule TUL, kde je zásadní faktorem neodpružená resp. neodtlumená hmotnost. Ale u mého návrhu je snaha dosáhnout co možná největší pevnosti, tuhosti a odolnosti.

Největší úskalí spatřuji v uloženích kulových čepů na těhlici. Přes kulové čepy se budou předávat velké síly na relativně malých plochách v těhlici. V těchto místech bude zřejmě docházet ke špičkám napětí. Další úskalí je v technologii výroby těhlice, kdy obráběním budou vznikat ostré vruby, které nejsou vhodné pro přenášení velkých sil.

17.5 Tlumič

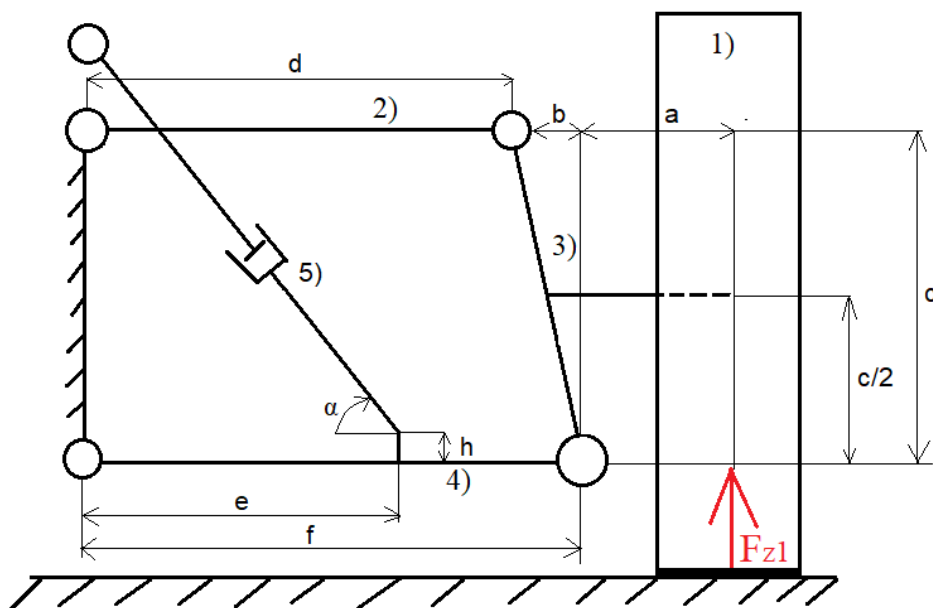
Klíčovým prvkem projektu TUL je možnost měnit světlou výšku vozu nebo dorovnávat sklon povrchu tak, aby se vozidlo stále nacházelo co nejbližší stabilní poloze. Systém pružení bude vyřešen přes pneumaticko-hydraulický tlumič. Pomocí hydraulického čerpadla umístěného na voze bude možné měnit světlou výšku vozu.

Systém odpružení vozidla bude řešen následně a není součástí této diplomové práce.

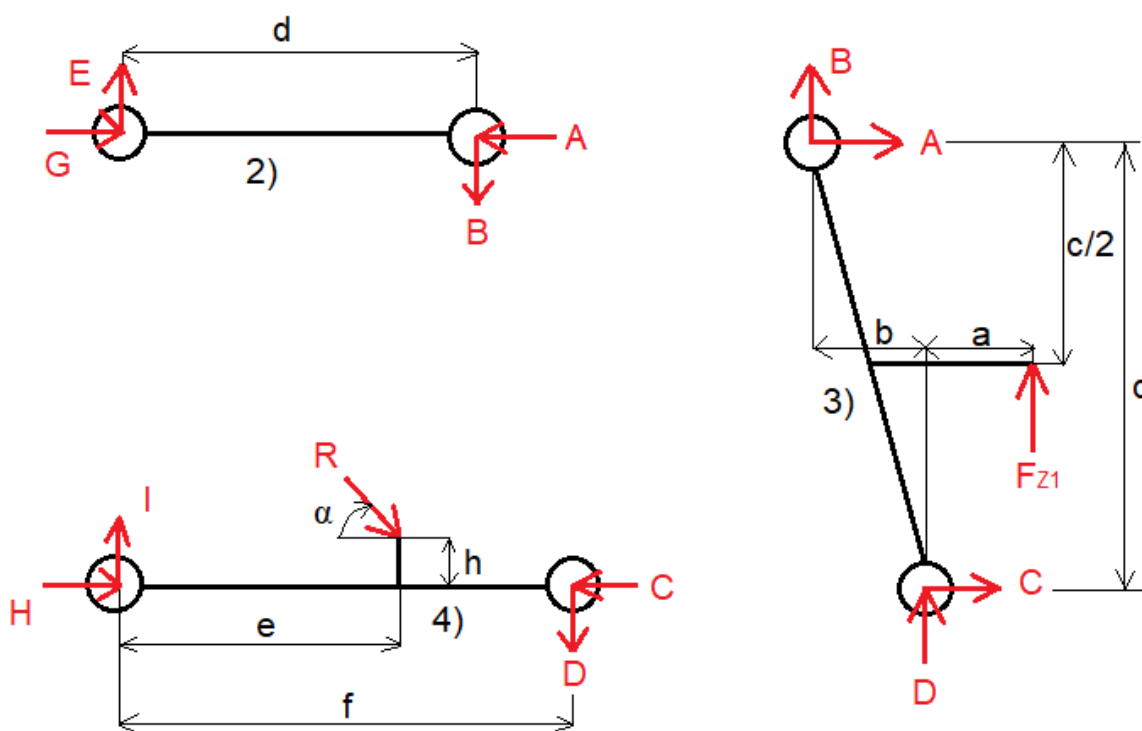
17.5.1 Výpočet zatížení tlumiče a ramen

Při výpočtech zatížení se vycházelo ze základního uložení tlumiče, které je popsáno na Obrázek 61. Jako síla F_{z1} byla určena síla, která vzniká při zatížení přední nápravy naloženého

vozidla při brzdění na asfaltu (16.2). Zatížení přední nápravy při brzdění dosáhlo hodnoty $Z_1 = 26879$ N. Zatížení jednotlivých kol přední nápravy má hodnotu $F_{z1} = Z_1/2 = 13439$ [N].



Obrázek 61 – Schéma nápravy a tlumiče; 1) pneumatika; 2) horní rameno; 3) těhlice; 4) spodní rameno; 5) pneumaticko-hydraulický tlumič



Obrázek 62 – Silové uvolnění nápravy

Vzdálenost kola od působišťe na rameno	a =	0,081	[m]
Vzdálenost spodního uložení ramene od horního	b =	0,03	[m]
Svislá vzdálenost ramen	c =	0,35	[m]
Délka horního ramene	d =	0,47	[m]
Vzdálenost tlumiče od působišťe	e =	0,378	[m]
Délka dolního ramene	f =	0,5	[m]
Vzdálenost uchycení tlumiče od ramene	h =	0,045	[m]
Úhel sklonu tlumiče	$\alpha =$	45,5	[°]
Svislá síla od kola při brzdění	$F_{z1} =$	13439	[N]
Síla od tlumiče na spodním rameno	R =	?	[N]

17.5.2 Rovnice rovnováhy

3):

$$A + C = 0$$

$$B + D + F_{z1} = 0$$

$$F_{z1} \cdot a - A \cdot c - B \cdot b = 0$$

2):

$$G - A = 0$$

$$E - B = 0$$

$$-E \cdot d = 0$$

4):

$$H - C + R \cdot \cos\alpha = 0$$

$$I - D - R \cdot \sin\alpha = 0$$

$$R \cdot \sin\alpha \cdot (f - e) - I \cdot f - R \cdot h \cdot \cos\alpha = 0$$

Výsledky:

$$A = 3110 \quad [N]$$

$$B = 0 \quad [N]$$

$$C = -3110 \quad [N]$$

$$D = -13439 \quad [N]$$

$$E = 0 \quad [N]$$

G =	3110	[N]
H =	-17338	[N]
I =	2643	[N]
R =	21473	[N]

Zatížení tlumiče v nadeřinované poloze nápravy má hodnotu $R = 21473$ [N]. K této hodnotě zatížení je vhodné najít hydraulický válec, jehož síla v tlaku bude buď srovnatelná, nebo vyšší, aby tlumič zvládl dané jízdní podmínky bez poškození.

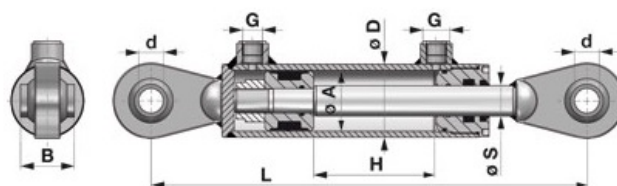
17.5.3 Zdvih tlumiče

V projektu autonomního vozu TUL bylo zadáno, že vozidlo musí umět měnit světlostou výšku o $\Delta s = 250$ [mm]. Při využití geometrie náprav z Obrázek 61 a podmínky změny světlosté výšky o hodnotu $\Delta s = 250$ [mm] je definován minimální zdvih tlumiče.

Z geometrie vychází minimální zdvih tlumiče $z_t = 164$ [mm], aby změna světlosté výšky dosáhla hodnoty Δs . Jako ideální tlumič, který by šel použít, je hydraulický válec od firmy www.kardanka.cz. Jedná se o dvoučinný hydraulický válec o zdvihu 200 [mm] a se silou v tlaku $3,53$ [t] = 34629 [N].¹²⁹ Síla v hydraulickém válci, která vznikne na nápravě při brzdění naloženého vozidla na asfaltu, má hodnotu $R = 21473$ [N].

¹²⁹ CS TECHNIKA S.R.O.. *Hydraulický válec s kloubovou hlavou 456 mm* [online]. [cit. 9.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.kardanka.cz/hydraulicky-valec-s-kloubovou-hlavou-456-mm-25171.html>

Specifikace



Síla v tahu:	2,65 t při 180 bar
Síla v tlaku:	3,53 t při 180 bar
Délka tahu:	200 mm
Průměr oka:	20,2 mm
Vnitřní průměr válce:	50 mm
Průměr pístnice:	25 mm
Rozměr B:	44 mm
Rozměr D:	60 mm
Rozměr G:	3/8"
Rozměr L:	456 mm
Pracovní tlak:	180 bar
Max. tlak:	210 bar

Obrázek 63 – Specifikace tlumiče z webových stránek www.kardanka.cz¹³⁰

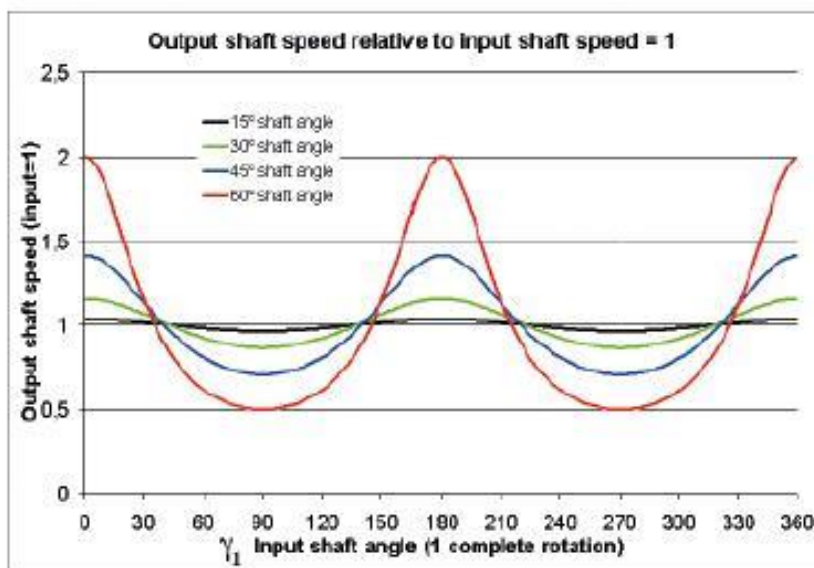
Při použití tohoto válce dojde k větším změnám zdvihu, než bylo požadováno. Z geometrie nápravy poté vychází, že při použití tohoto válce bude možná změna světlé výšky o hodnotu $\Delta s = 309$ [mm]. Minimální hodnota světlé výšky bude $s_{\min} = 77$ [mm] a maximální hodnota světlé výšky bude $s_{\max} = 386$ [mm] při použití kol s průměrem $d_{kc} = 830,5$ [mm].

V definovaných podmínkách by stačil píst o menším zdvihu (potřebný zdvih je $z_t = 164$ [mm]). Bohužel válce s menším zdvihem mají i nižší sílu v tlaku, tím pádem by nemusely vydržet zatížení. Volím tedy výše popsany hydraulický válec právě z důvodů optimální únosnosti.

Osobně bych pak nevyužíval maximální délku (zdvih) válce kvůli velkým změnám geometrie vozu a větší zátěži na komponenty. Hlavním kritériem jsou kulové čepy, které jsou obecně schopny pracovat v úhlu do 30 [°]. Podrobněji je kulovým čepům věnována kapitola 17.6. Při překročení limitního úhlu by pak mohlo dojít k jejich zničení.

¹³⁰ CS TECHNIKA S.R.O.. *Hydraulický válec s kloubovou hlavou 456 mm* [online]. [cit. 9.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.kardanka.cz/hydraulicky-valec-s-kloubovou-hlavou-456-mm-25171.html>

V případě hnací poloosy z BMW je použito jako kloubové spojení typ Rzeppa (Birfieldův kloub). Jedná se o stejnoběžné spojení mezi různoběžnými hřídeli. Jeho výhoda oproti Kardanovu kloubu je v konstantním převodu $i = 1$ [-] i při maximálním úhlu zatočení. Obecně se předpokládá maximální úhel natočení kol do 50 [°] pro daný kloub spojení Rzeppa.¹³¹



Obrázek 64 – Změny rychlosti otáčení Kardanova kloubu při různých úhlech¹³²

17.6 Kulové čepy nápravy

Těhlici spojující obě ramena nápravy je potřeba uchytit otočně k ramenům nápravy, aby bylo umožněno zatáčení resp. natáčení těhlice a tím změna směru jízdy.

Tento díl bude rovněž použit ze sériové produkce. Bylo potřeba nalézt takový kloub, který bude odolný, stavěný pro velká zatížení a také pro velký rozsah zdvihu náprav. Nakonec byl vybrán kulový kloub z Toyoty Land Cruiser Prado 90.¹³³

Hmotnost nenaloženého vozidla Toyota potom činí 2555 [kg] a maximální přípustná hmotnost se pohybuje na hranici 3300 [kg]¹³⁴. Hmotnostní zatížení tedy téměř odpovídá hmotnosti projektu TUL a dá se tedy předpokládat, že tento kloub požadovanou hmotnost snese.

¹³¹ NĚMEČEK, Pavel. *Hnací hřídele* [online]. [cit. 15.4.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2782>

¹³² ŠEREMETA, Marek. *Revoluce v ustavování strojů s kardanovou hřídelí* [online]. [cit. 9.4.2019]. Dostupný na WWW: [http://udrzbapodniku.cz/index.php?id=47&no_cache=1&tx_tnews\[tt_news\]=5948&cHash=72554bafb5&type=98](http://udrzbapodniku.cz/index.php?id=47&no_cache=1&tx_tnews[tt_news]=5948&cHash=72554bafb5&type=98)

¹³³ AUTOMOBILOVEDILY24.CZ. *Kloub Přední náprava* [online]. [cit. 15.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.automobilovedily24.cz/stark/7790680>

¹³⁴ AUTONOTO. *Toyota Land Cruiser V8 4.5 D-4D VX* [online]. [cit. 15.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://autonoto.cz/katalog/detail/toyota-land-cruiser-v8-4-5-d-4d-vx>

Podle orientačního měření je maximální úhel sklonu kulového čepu, který bude použit ve vozidlo $\alpha_{\xi} = 25$ [°]. Maximální úhel sklopení čepu, který bude vyžadován po kulových kloubech v autonomním voze při dané geometrii a zdvihu tlumiče, bude mít hodnotou při $\alpha_{\xi r} = 23$ [°]. Použité kulové čepy budou vyhovovat. Přesto bych z důvodu bezpečnosti nevyužíval plný rozsah hydraulického válce právě kvůli limitům rozsahu kulových čepů.

17.7 Směrové řízení

Směrové řízení bude na autonomním voze TUL řešeno na obou nápravách. Vozidlo bude tedy moci nezávisle natáčet kola na jedné nápravě nezávisle na druhé nápravě. Směrové řízení bude umístěno za osou nápravy kol.

Směrové řízení bylo dodáno od firmy ZF Frýdlant. Jedná se o hřebenové řízení s elektrickým posilovačem na vozidlo Ford. Bližší specifikace vozidla není známa. Osobní vozidla mají délky ramen náprav okolo 300 [mm]. Této délce poté odpovídají i táhla jdoucí ze směrového řízení ZF. V projektu TUL se však předpokládá velký rozsah zdvihu kol. Proto je třeba, aby ramena náprav byla delší. Tím nedochází k tak velkým změnám geometrie při změně zdvihu kol.

Bohužel CAD model od firmy ZF Frýdlant je needitovatelný nejde s ním pracovat v programu Creo, ve kterém probíhá celá konstrukce nápravy. V konstrukčním návrhu nápravy není tedy použit, ale jeho parametry (zdvih pístnice a šířka) jsou zahrnuty ve výpočtech zatočení kol.

Řešení směrového řízení je poté v modelu a ve výkresu naznačeno a má stejné parametry (zdvih) jako řízení ZF.

17.7.1 Výpočet geometrie zatáčení

Pro výpočet změn geometrie při zatáčení a propružení byl použit program Lotus Suspension Analysis v4.03. Do softwaru byly přeneseny rozměry nápravy z CAD Creo a poté proběhla simulace. Po simulaci v programu Lotus byly optimalizovány rozměry a uložení řízení, které se následně přenesly zpět na konstrukční návrh. Tím se dosáhlo ideálních hodnot geometrie, aby při simulovaných podmínkách docházelo k co nejmenším změnám.

Zdvih tyče řízení „*Rack travel*“ byl použit z technického výkresu řízení od firmy ZF, které se použije při konstrukci vozidla. Hodnota zdvihu má velikost $R_t = 82$ [mm].

Hlavními kritérii, která byla sledována při simulaci, byly:

- Maximální úhlové zatočení kol při maximálním vysunutí tyče řízení
- Změna sbíhavosti na základě propružení
- Změna šířky rozchodu v závislosti na propružení

Kvůli stabilitě jízdy a potlačení kmitání náprav byl zkonstruován příklon rejdové osy. Tento příklon slouží k samočinnému vracení řízených kol do pozice pro přímou jízdu v před. Při zatáčení kol dochází k jejich zvedání.¹³⁵ Kola se tedy budou přirozeně vracet do přímého směru, protože tam je i nejnižší světlá výška.

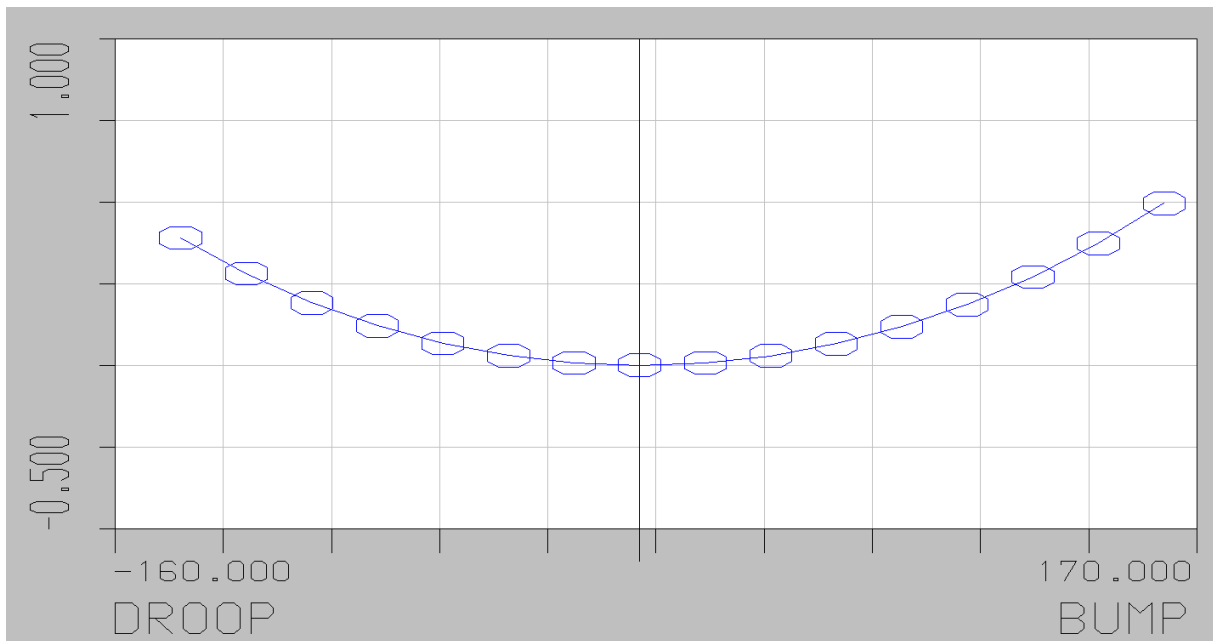
17.7.2 Výsledné hodnoty úhlů zatáčení

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

RACK TRAVEL (mm)	TOE ANGLE RHS (deg)	TOE ANGLE LHS (deg)	CAMBER ANGLE RHS (deg)	CAMBER ANGLE LHS (deg)
-82.00	-31.35	30.83	0.84	0.81
-76.88	-29.14	28.75	0.71	0.69
-71.75	-26.99	26.69	0.60	0.59
-66.63	-24.89	24.67	0.50	0.49
-61.50	-22.83	22.67	0.42	0.41
-56.37	-20.82	20.70	0.34	0.34
-51.25	-18.83	18.75	0.28	0.28
-46.12	-16.88	16.82	0.22	0.22
-41.00	-14.95	14.91	0.17	0.17
-35.88	-13.04	13.01	0.13	0.13
-30.75	-11.15	11.13	0.09	0.09
-25.63	-9.27	9.26	0.06	0.06
-20.50	-7.40	7.39	0.04	0.04
-15.37	-5.54	5.54	0.02	0.02
-10.25	-3.69	3.69	0.01	0.01
-5.12	-1.84	1.84	0.00	0.00
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
5.12	1.84	-1.84	0.00	0.00
10.25	3.69	-3.69	0.01	0.01
15.37	5.54	-5.54	0.02	0.02
20.50	7.39	-7.40	0.04	0.04
25.63	9.26	-9.27	0.06	0.06
30.75	11.13	-11.15	0.09	0.09
35.88	13.01	-13.04	0.13	0.13
41.00	14.91	-14.95	0.17	0.17
46.12	16.82	-16.88	0.22	0.22
51.25	18.75	-18.83	0.28	0.28
56.37	20.70	-20.82	0.34	0.34
61.50	22.67	-22.83	0.41	0.42
66.63	24.67	-24.89	0.49	0.50
71.75	26.69	-26.99	0.59	0.60
76.88	28.75	-29.14	0.69	0.71
82.00	30.83	-31.35	0.81	0.84

Obrázek 65 – Průběh úhlu natočení pravého a levého kola (TOE ANGLE RHS, LHS) a průběh odklonu kol (CAMBER ANGLE RHS, LHS) na základě vysunutí tyče řízení (RACK TRAVEL)

¹³⁵ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.



Obrázek 66 – Průběh změny sbíhavosti v závislosti na sklonění (DROOP) a zvednutí nápravy (BUMP)

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

BUMP TRAVEL (mm)	HALF TRACK CHANGE (mm)
-140.00	-19.15
-120.00	-13.99
-100.00	-9.67
-80.00	-6.17
-60.00	-3.46
-40.00	-1.53
-20.00	-0.38
0.00	0.00
20.00	-0.38
40.00	-1.53
60.00	-3.45
80.00	-6.15
100.00	-9.63
120.00	-13.92
140.00	-19.03
160.00	-24.99

Obrázek 67 – Změna rozchodu kol (HALF TRACK CHANGE) v závislosti na propružení (BUMP TRAVEL)

BUMP TRAVEL (mm)	CAMBER ANGLE (deg)
-140.00	-0.2257
-120.00	-0.1621
-100.00	-0.1104
-80.00	-0.0695
-60.00	-0.0385
-40.00	-0.0169
-20.00	-0.0042
0.00	0.0000
20.00	-0.0042
40.00	-0.0167
60.00	-0.0376
80.00	-0.0671
100.00	-0.1056
120.00	-0.1536
140.00	-0.2118
160.00	-0.2810

Obrázek 68 – Průběh odklonu v závislosti (CAMBER ANGLE) na propružení (BUMP TRAVEL)

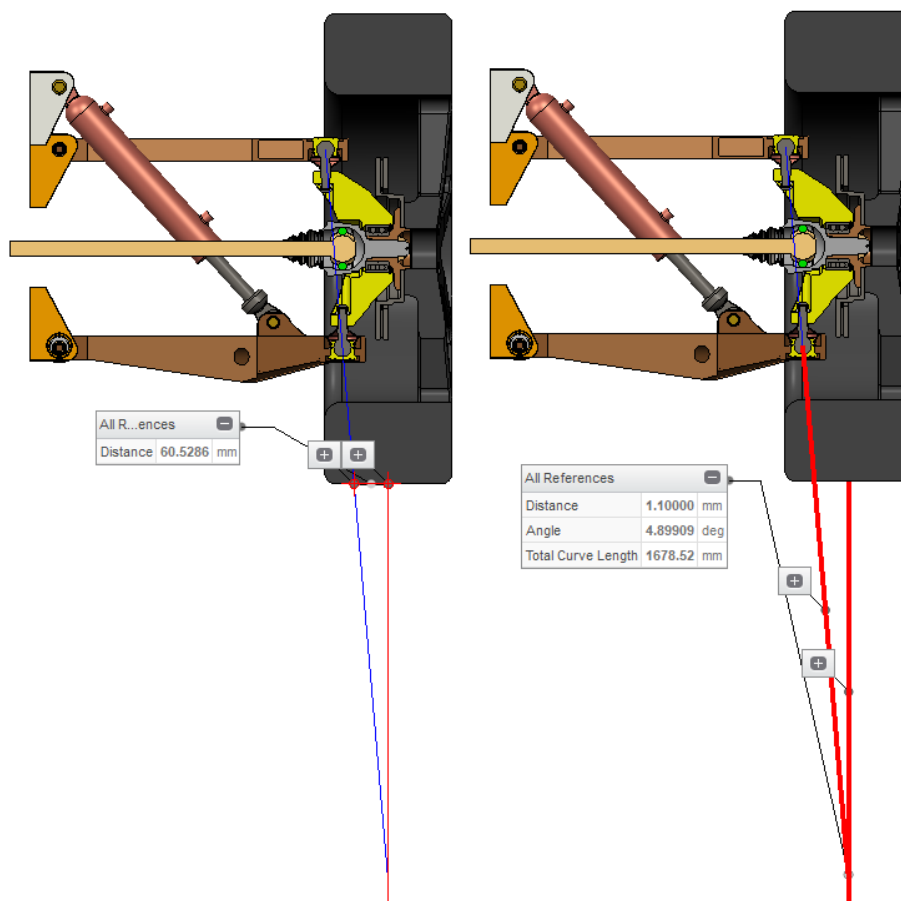
17.7.3 Vratný moment řízení

K výpočtu vratného momentu jsou potřeba hodnoty uvedené na Obrázek 69. Hodnoty poloměru rejdu r_0 a příklon rejdové osy σ byly konstruovány tak, aby podle odborné literatury dosáhly optimálních hodnot pro nákladní vozy. Doporučené hodnoty pro nákladní vozy jsou: $r_{0d} = 60$ [mm]; $\sigma_d = 5$ [°].¹³⁶ Síla F_{z2} byla volena ze zatížení kola naloženého vozu při stání nebo jízdě konstantní rychlostí po hladkém povrchu. $F_z = (m_2 \cdot g)/4 = (3500 \cdot 9,81)/4 = 8584$ [N]. Hodnota vychýlení kola o úhel rejdu δ pochází z Obrázek 65. Střední hodnota vychýlení δ_s je aritmetický průměr úhlů rejdu vnitřního a vnějšího kola.

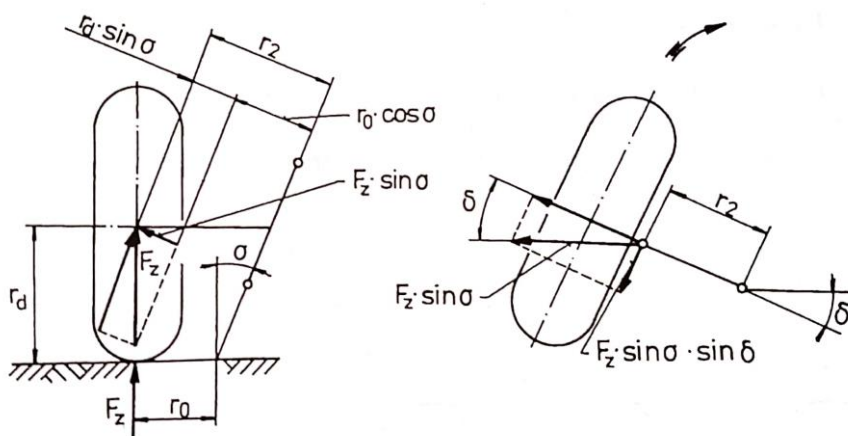
Pro výpočet byly použity následující hodnoty:

Zatížení jednoho kola	$F_{z2} =$	8584	[N]
Poloměr rejdu	$r_0 =$	0,0605	[m]
Příklon rejdové osy	$\sigma =$	4,89	[°]
Vzdálenost kola od těhlice	$r_2 =$	0,0958	[m]
Střední hodnota vychýlení	$\delta_s =$	31,09	[°]

¹³⁶ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.



Obrázek 69 – Geometrie nápravy pro výpočet vratného momentu vycházející z konstrukce



Obrázek 70 – Geometrie nápravy pro výpočet vratného momentu vycházející z odborné literatury¹³⁷

$$M_{\sigma} = 2 \cdot F_z \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta_s \cdot r_2$$

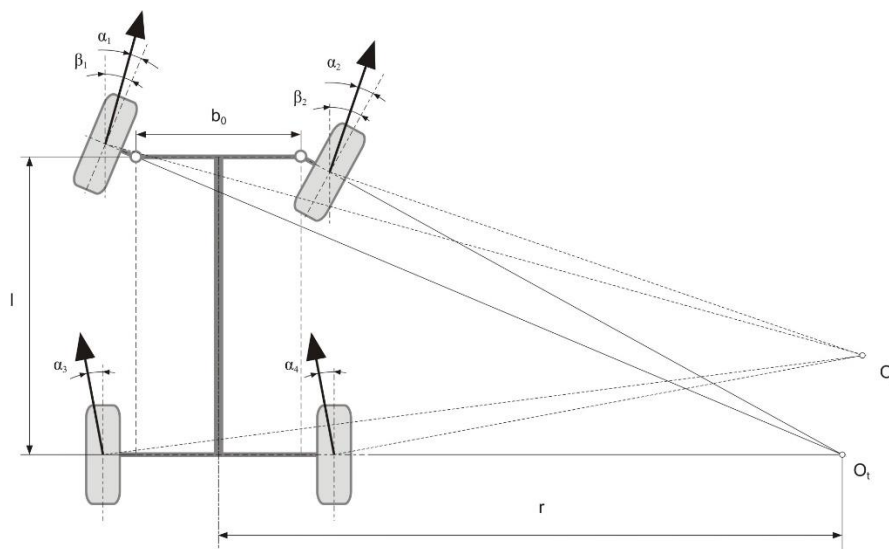
$$M_{\sigma} = 72,4 \text{ [Nm]}$$

¹³⁷ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

17.7.4 Ackermannova podmínka geometrie řízení

Pro řešení Ackermannovy podmínky geometrie řízení jsou zapotřebí přesné rozměry vozu. Jedná se zvláště o rozvor a šířku mezi rameny.

Při řešení konstrukčního návrhu této nápravy nebyly stanoveny přesné a pevně dané rozměry vozu. Rozvor, který byl použit při výpočtech podélné dynamiky, je pouze orientační s přesností ± 100 [mm]. Tato tolerance nemá podstatnější vliv na výpočty podélné dynamiky, pro výpočet Ackermannovy podmínky geometrie je však klíčová.



Obrázek 71 – Ackermannova geometrie řízení ¹³⁸

17.7.5 Záklon rejdové osy

Záklon rejdové osy se používá pro vracení se kol do přímého směru. Díky závleku je kolo vlečeno, nikoliv tlačeno. Vlivem odporu valení, který působí za rejdovou osou, je kolo přirozeně vraceno do přímého směru jízdy.

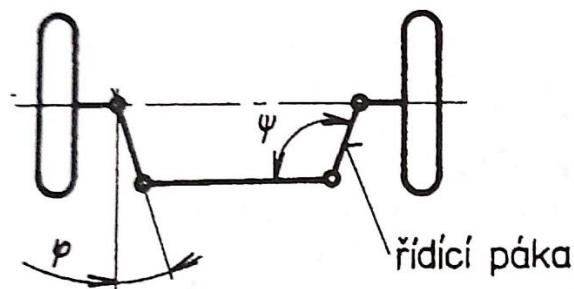
Pro koncept TUL je tento záklon nevhodný. Používá se hlavně u osobních vozidel, u kterých je definován hlavní směr pohybu. Couvání je použito pouze na krátké vzdálenosti a nízké rychlosti. U tohoto projektu se ovšem předpokládá obousměrný provoz. Jízdní vlastnosti vozidla by při použití závleku byly v jednom směru dobré, v druhém by bylo vozidlo velice nestabilní, docházelo by ke kmitání řízení a velkému zatížení samotného řízení.

Bylo proto stanoveno, že v návrhu nápravy nebude počítáno se záklonem rejdové osy, aby jízdní vlastnosti byly v obou směrech pohybu stejné.

¹³⁸ SAJDL, Jan. *Ackermannova podmínka* [online]. [cit. 22.4.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/>

17.7.6 Bezpečnostní úhel

Mechanismus řízení je vytvořen jako lichoběžník. Bezpečnostním kritériem, které je nezbytné při konstrukci, je tupý úhel ψ . Ten by neměl překročit při zatočení levého kola úhel $\psi = 160$ [°]. Při překročení tohoto úhlu by hrozilo, že se páky mohou vzpříčit a kolo pak nelze natočit zpět.¹³⁹

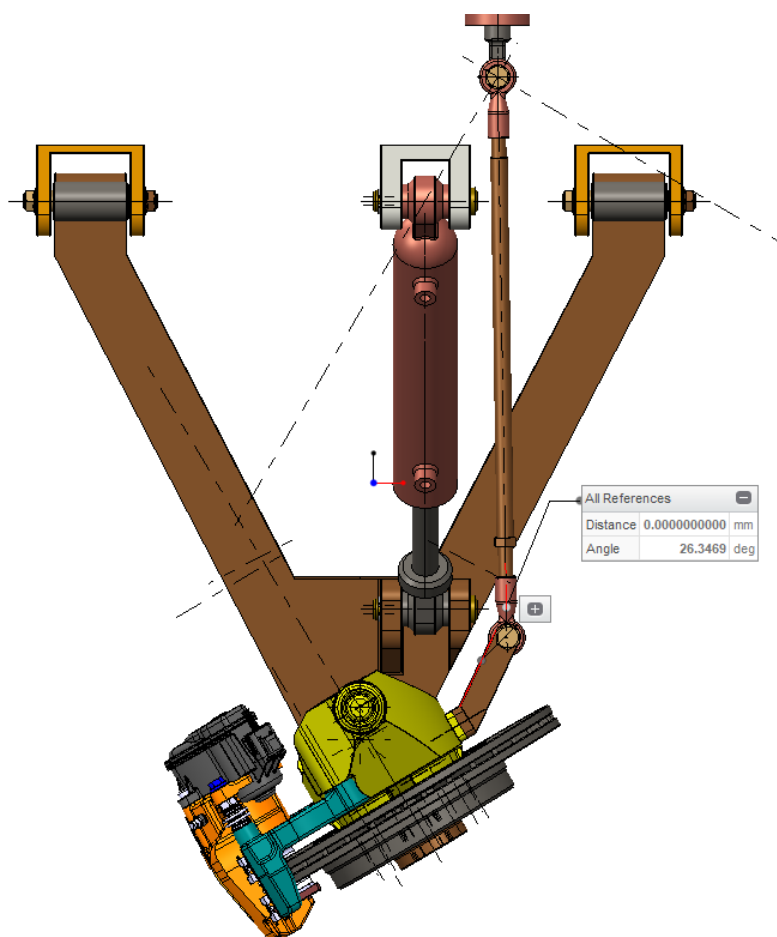


Obrázek 72 – Lichoběžník řízení¹⁴⁰

V konstrukčním návrhu pak bylo dosaženo ostrého úhlu $\tau = 26,3$ [°] (viz Obrázek 73 – Tupý úhel ψ v konstrukčním návrhu nápravy. Při dopočítání tupého úhlu poté vychází hodnota $\psi = 153,7$ [°]. Úhel 160 [°] nebyl překročen. Tím je zabráněno vzpříčení kola při zatáčení.

¹³⁹ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.

¹⁴⁰ VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.



Obrázek 73 – Tupý úhel ψ v konstrukčním návrhu nápravy

17.8 Anti-dive – zamezení předklánění karoserie

Při návrhu nápravy nebylo použito řešení, které se často využívá u lichoběžníkových náprav. Na Obrázek 17 je tento systém detailněji popsán. Jedná se o systém geometrie uchycení náprav takovým způsobem, aby při brzdění nedocházelo k předklánění vozidla.

Pokud je střed klonění ve stejné poloze jako těžiště vozu, nemá setrvačná síla vozidla působící žádný moment vzhledem ke středu otáčení karoserie.

Při konstrukci bylo uvažováno, že klonění karoserie při brzdění nebo akceleraci obstarají hydraulicko-pneumatické tlumiče. Při brzdění nebo akceleraci by se přiškrtl průtok hydraulické kapaliny a tím by se předešlo klonění karoserie.

Podobný systém využívaly sportovní motocykly v 80. letech, kdy byl omezen průtok tlumičové kapaliny a tím bylo omezeno potápění motocyklu při brzdění.¹⁴¹

¹⁴¹ DOBEŠ, Jan. *Podvozky motocyklů* [online]. Brno, 2012 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: https://is.mendelu.cz/lide/clovek.pl?zalozka=13;id=3104;studium=44301;zp=31080;download_prace=1;lang=cz

Během konstrukce nebyla známa přesná výška těžiště. Jeho výška byla určena pro naložené a nenaložené vozidlo orientačně, aby se mohla dopočítat podélná dynamika vozidla. Další problém představovala podmínka změny světlé výšky o hodnotu Δs . Proto řešení se zesílením podélných os uložení nebylo použito a bylo navrženo řešení pomocí hydraulických tlumičů.

18. Pevnostní kontrolní výpočet pomocí MKP

Na závěr konstrukčního návrhu nápravy je zhodnocení výsledků napětí a posunutí. Pro výpočet pomocí metody FEM (Finite Element Method) byl použit software Creo Simulate. Touto metodou byly zkontrolovány díly, které jsou nejvíce zatíženy z celé soustavy nápravy. Nejvíce zatíženými díly jsou: spodní rameno nápravy a těhlice.

Spodní rameno nápravy je zatíženo jak na ohyb, tak i na krut kvůli asymetricky umístěnému tlumiči. Těhlice předává veškeré příčné i podélné síly, které vznikají jízdou. Proto byly vybrány tyto dva díly

Pro těhlici byly vybrány dva stavy – statické zatížení hmotností vozidla a dynamické zatížení. V dynamickém zatížení byly simulovány podmínky brzdění naloženého vozu na asfaltu z kapitoly 16.2.

Podmínky pro simulaci spodního ramene byly pouze v dynamickém stavu, který odpovídal brzdění naloženého vozu na asfaltu rovněž z kapitoly 16.2.

U těhlice je použit postup obrábění, kdy je těhlice vyrobena z jednoho kusu hliníkové slitiny na CNC stroji. Spodní rameno nápravy je vyrobeno jako svařenec z ocelových výpalků.

18.1 Použité materiály

Materiály byly vybrány z knihovny materiálů v programu Creo.

Pro těhlici byla použita slitina hliníku EN AW 6061 s následujícími vlastnostmi:

Poissonovo číslo	$\mu =$	0,3	[-]
Youngův modul pružnosti	$E =$	68,947	[GPa]
Hustota	$\rho_{Al} =$	2710	[kg·m ³]
Mez kluzu	$R_{p0,2} =$	55	[MPa] ¹⁴²
(Po tepelném zpracování T4 mez kluzu $R_{p0,2} = 145$ [MPa], po tepelném zpracování T6 mez kluzu $R_{p0,2} = 276$ [MPa] ¹⁴³).			

Pro rameno byla použita ocel 11 423 s následujícími vlastnostmi:

Poissonovo číslo	$\mu =$	0,27	[-]
Youngův modul pružnosti	$E =$	199,948	[GPa]
Hustota	$\rho_{Fe} =$	7827	[kg·m ³]
Mez kluzu (pro ocel 11 423)	$R_e =$	226	[MPa] ¹⁴⁴

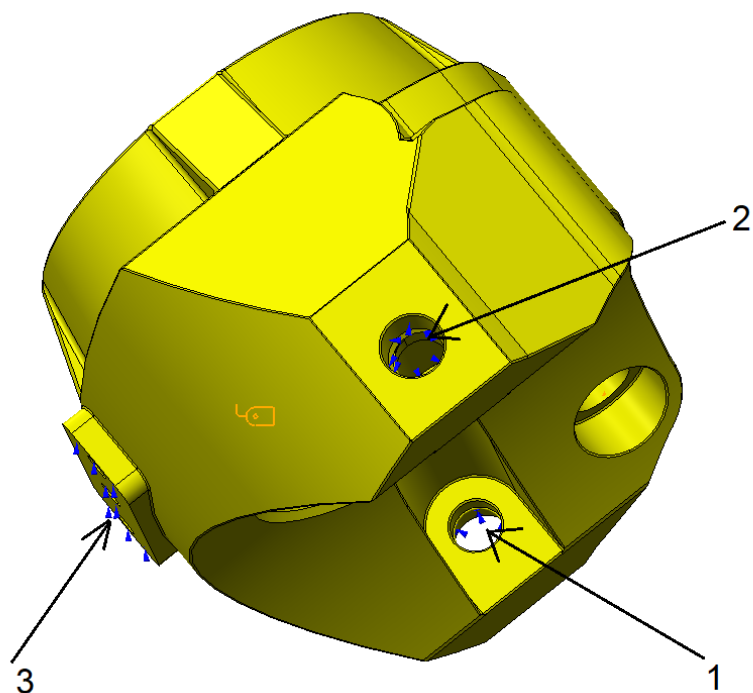
18.2 Použité síly a typy vazeb při výpočtu MKP

Pro těhlici a pro spodní rameno nápravy byly použité odlišné typy vazeb. U těhlice byl vytvořen nový cylindrický souřadný systém shodný s osou rejdového čepu. V něm byla těhlice zavazbena na pozicích 1, 2 a 3 viz Obrázek 74. Na pozici 1 (uložení kulového čepu) je těhlice zavazbena proti posuvu na ose Z a proti pohybu v souřadnicích R. Na pozici 2 (v uložení kulového čepu) je zavazbena proti pohybu v souřadnicích R. Na pozici 3 (v místě uložení směrového řízení) je zavazbena proti rotaci v úhlu θ .

¹⁴² BENEŠ, Libor. *Slitiny hliníku* [online]. [cit. 30.4.2019]. Dostupný na WWW: http://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/matlet/PDF_01-Slitiny%20Al.pdf

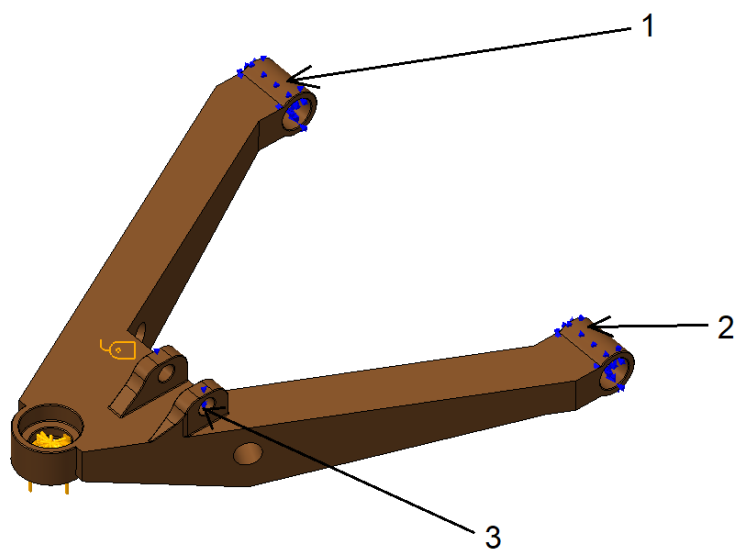
¹⁴³ BENEŠ, Libor. *Slitiny hliníku* [online]. [cit. 30.4.2019]. Dostupný na WWW: http://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/matlet/PDF_01-Slitiny%20Al.pdf

¹⁴⁴ LEINVEBER, Jiří. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2011, ISBN 978-80-7361-081-4.



Obrázek 74 – Zavazbení těhlice při výpočtech metodou MKP

Při výpočtech zatížení a posunutí u spodního ramene nápravy byl využit již stávající souřadný systém. Podobně jako těhlice tak i rameno bylo zavazbeno na pozicích 1, 2 a 3 viz Obrázek 75. Pozice 1 a 2 jsou místa uložení nápravy na karoserii. Tato místa jsou rotačně uložena, je však zabráněno axiálnímu posuvu. Na pozici 3 je rameno zavazbeno ve směru osy Z. Jedná se o místo uložení tlumiče.



Obrázek 75 – Zavazbení spodního ramene nápravy při výpočtech MKP

Pro těhlici – statické zatížení (Obrázek 76):

Svislá síla od pneumatiky stojícího vozu $F_{z2} = 8583$ [N]

Pro těhlici – dynamické zatížení brzdění (Obrázek 76):

Svislá síla od pneumatiky brzdícího vozu $F_{z2d} = 13439$ [N]

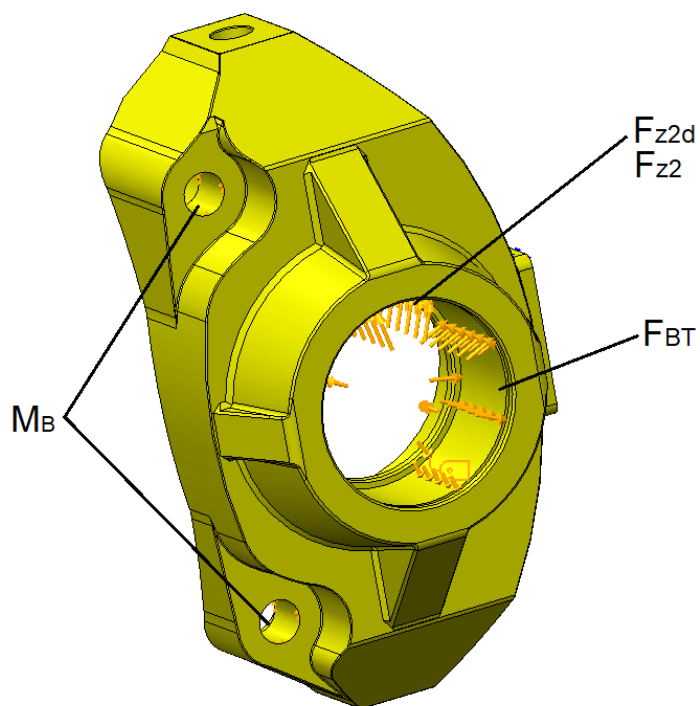
Brzdná síla působící na těhlici $F_{BT} = 10751$ [N]

Moment brzdy z brzdového třmenu $M_B = 4465$ [Nm]

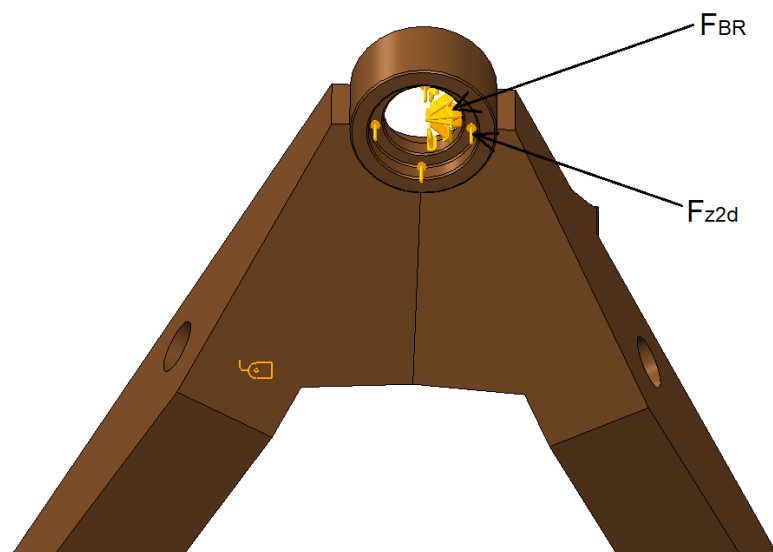
Pro rameno – dynamické zatížení při brzdění (Obrázek 77):

Svislá síla od pneumatiky brzdícího vozu $F_{z2d} = 13439$ [N]

Brzdná síla působící na rameno $F_{BR} = 5375$ [N]



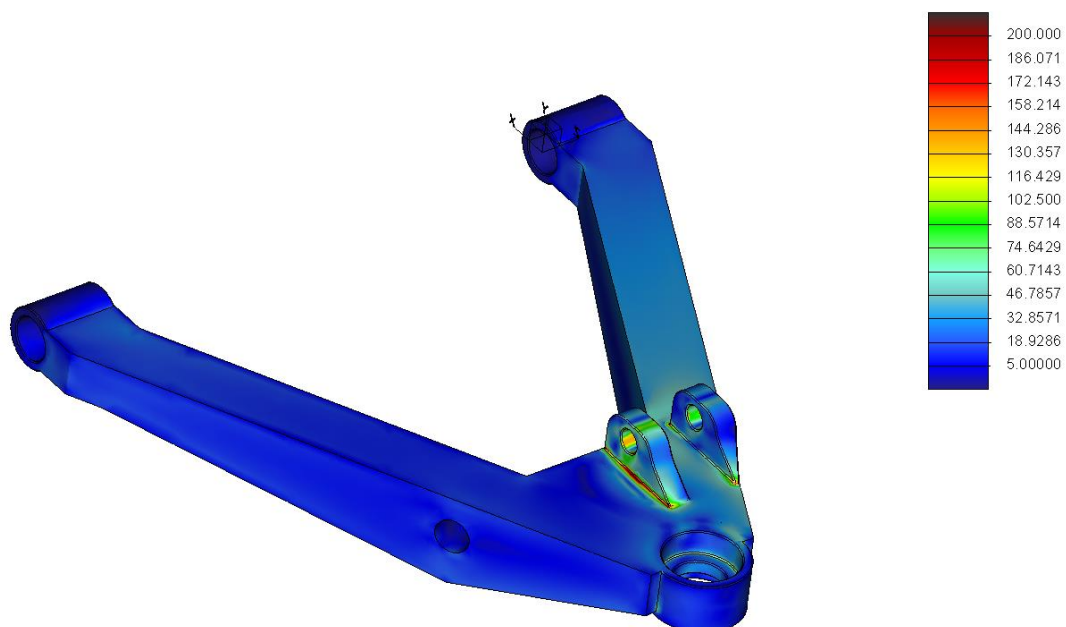
Obrázek 76 – Silové zatížení těhlice při výpočtech MKP



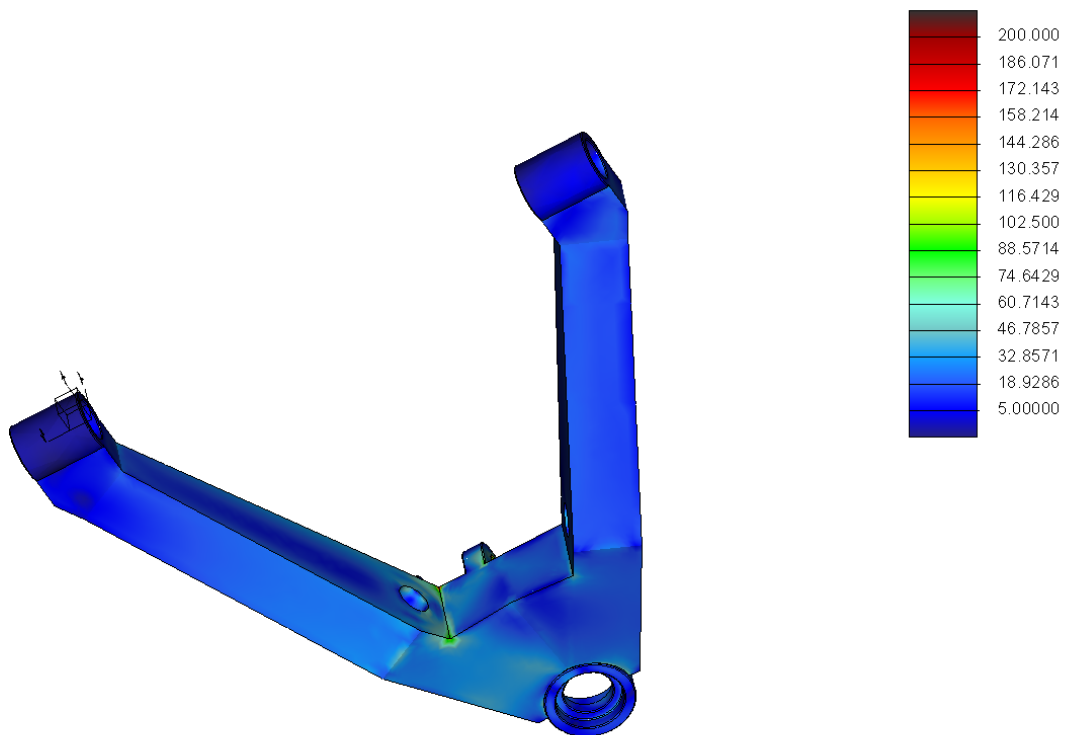
Obrázek 77 – Silové zatížení spodního ramene nápravy při výpočtech MKP

18.3 Výsledné hodnoty napětí a posunutí – spodní rameno nápravy

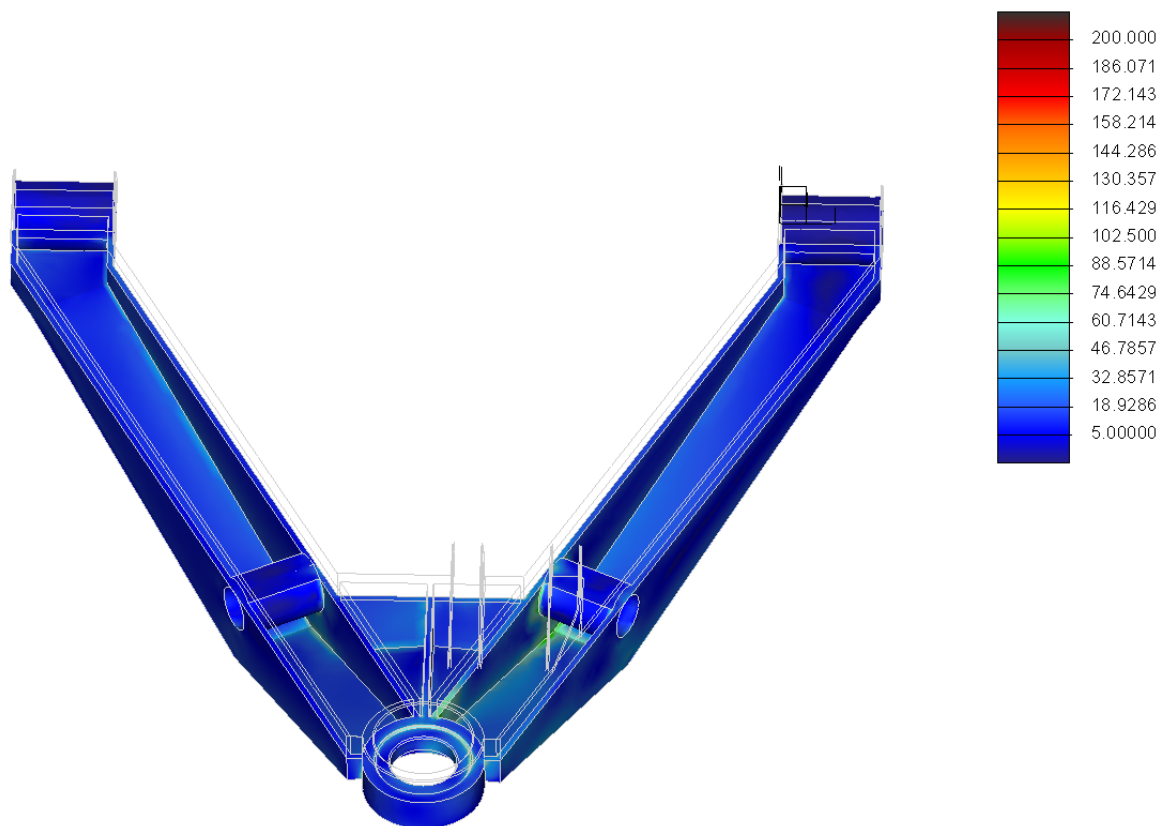
Výsledné hodnoty napětí byly vypočítány podle HMMH pevnostní hypotézy (von Misses). Hodnoty napětí jsou uváděny v jednotkách [MPa]. Posuny (deformace) simulovaných částí jsou uváděny v jednotkách [mm].



Obrázek 78 – Napětí na spodním ramenu nápravy – pohled shora

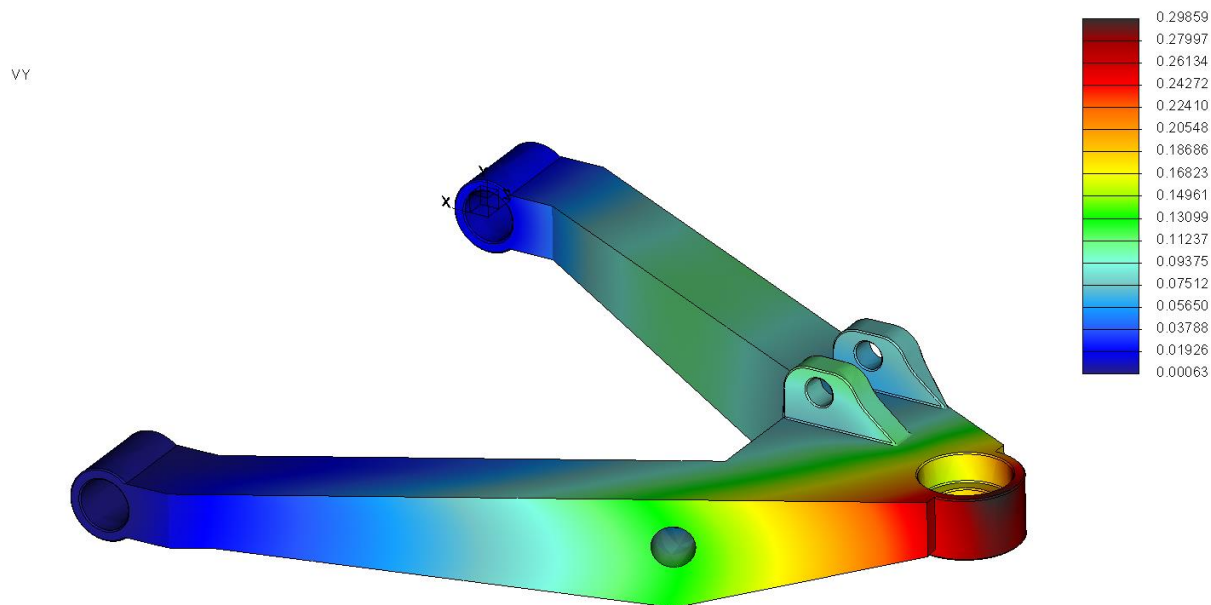


Obrázek 79 – Napětí na spodním ramenu nápravy - pohled zdola



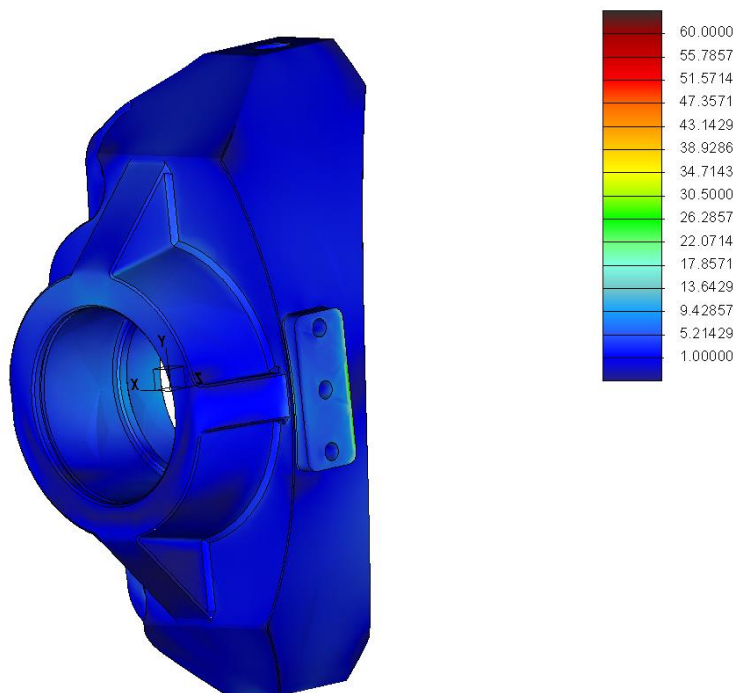
Obrázek 80 – Napětí uvnitř spodního ramena nápravy

Největších hodnot napětí je dosaženo v místech uchycení tlumiče. Oblouky, ve kterých bude usazen čep, na kterém bude přidělán tlumič, budou přivařeny ke zbytku ramene. V místech budoucích svarů dochází k velkým hodnotám napětí. Je to z důvodu ostrých hran tzv. singularity, které vznikly při návrhu. Ve skutečnosti bude místo ostrých hran navařen materiál. Simulovat svár je velmi obtížné, jedná se o tepelně ovlivněnou oblast. Při simulaci došlo k zjednodušení, kdy svary nebyly simulovány.

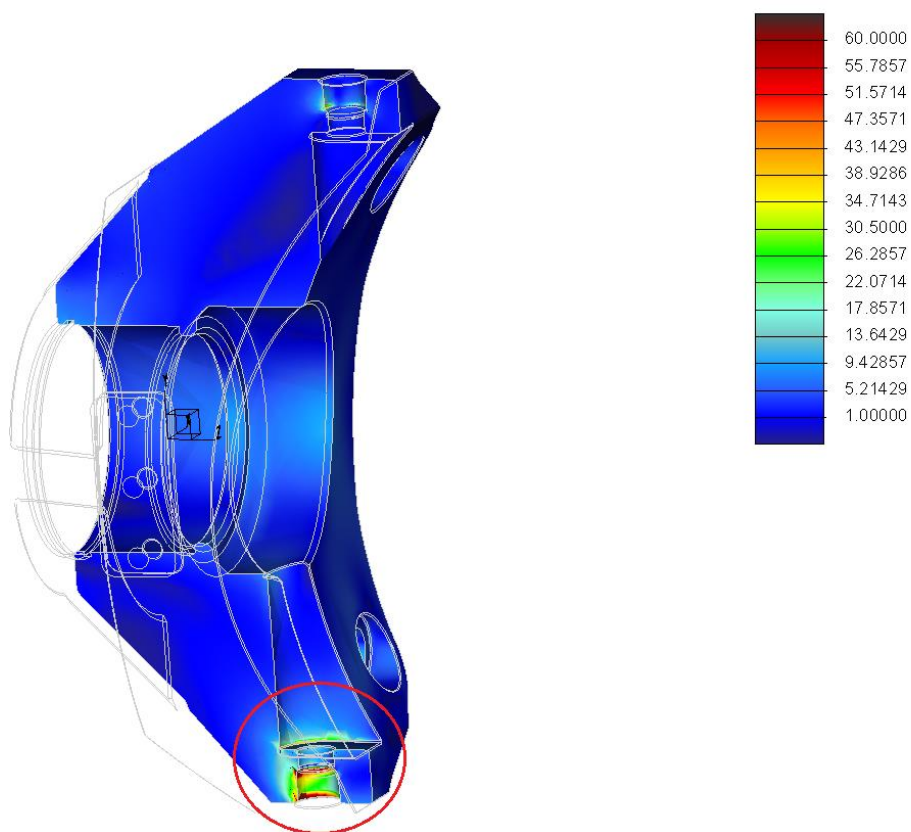


Obrázek 81 – Deformace (posuny) spodního ramene nápravy při brzdění vozu

18.4 Výsledné hodnoty napětí a posunutí – těhlice, statické zatížení

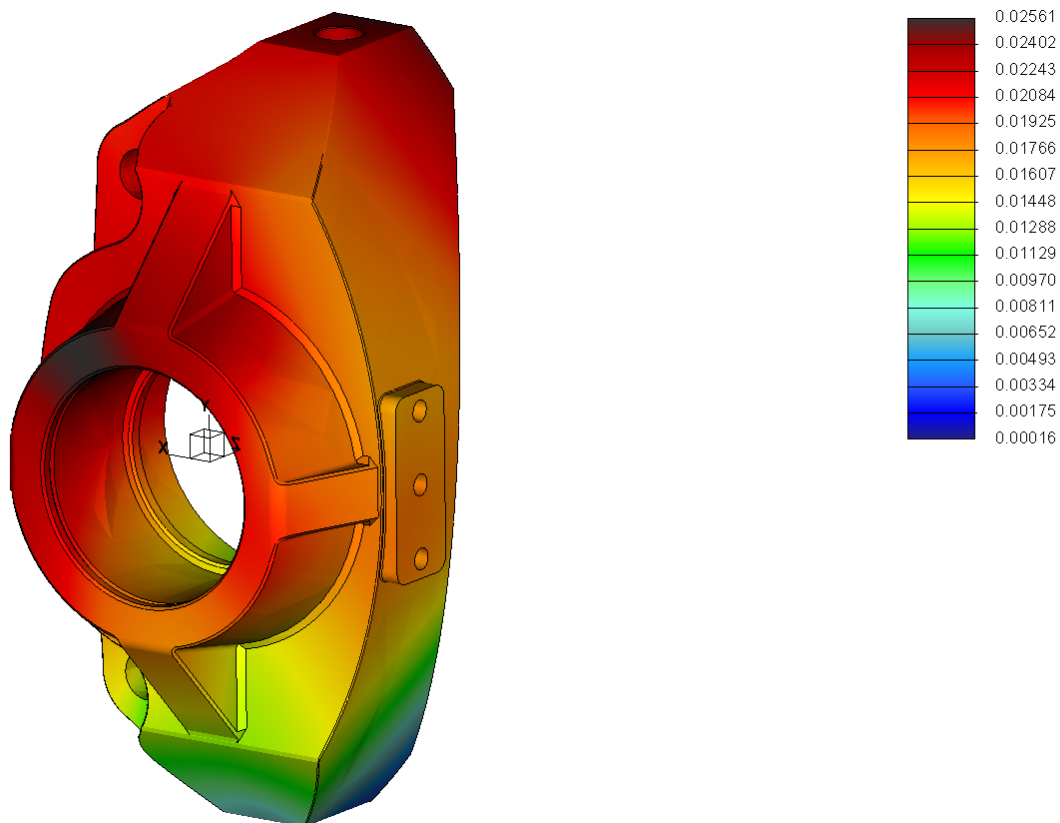


Obrázek 82 – Napětí při statickém zatížení těhlice



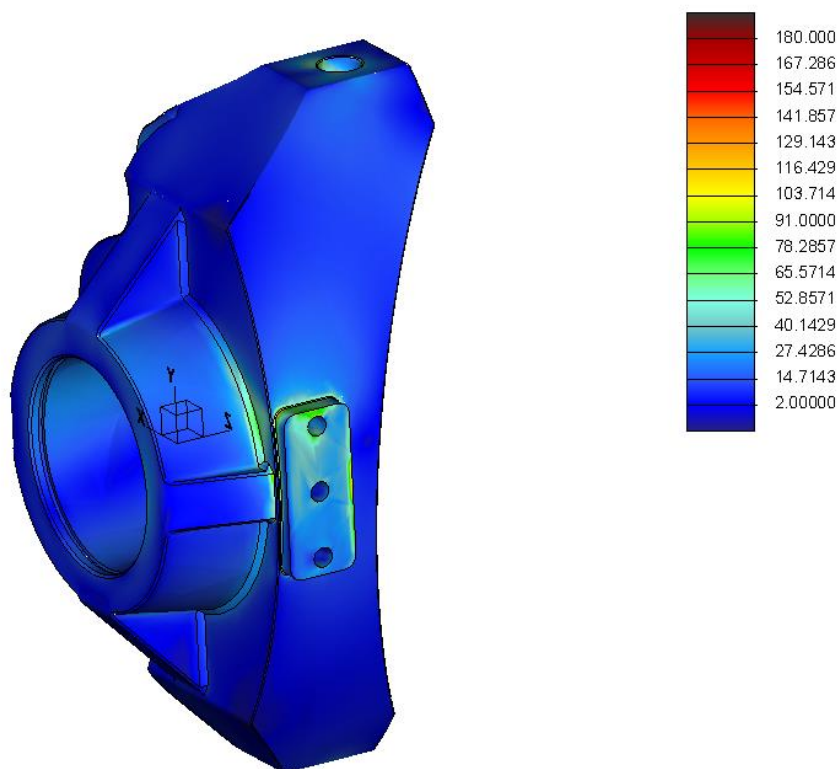
Obrázek 83 – Napětí při statickém zatížení těhlice - pohled na čepy a kritická místa konstrukce

Nejvyšších hodnot napětí je dosaženo v místech uchycení těhlice na kulové čepy a také v oblasti okolo čepu. Na Obrázek 83 – Napětí při statickém zatížení těhlice - pohled na čepu je celá tato oblast označena červeným kruhem. Ostrý rádius v daném místě je kvůli prostoru pro matici kulového čepu. Při použití kulových čepů, které byly navrženy pro použití na konceptu TUL, bude i při jiné konstrukci těhlice dosaženo podobných hodnot napětí v těchto místech. Přechodový rádius (místo pro uložení matice kulového čepu) se nechá optimalizovat. Optimalizaci bych navrhoval následující – zvětšit prostor pro matici kulového čepu a místo ostrého přechodu zde dát rádius.

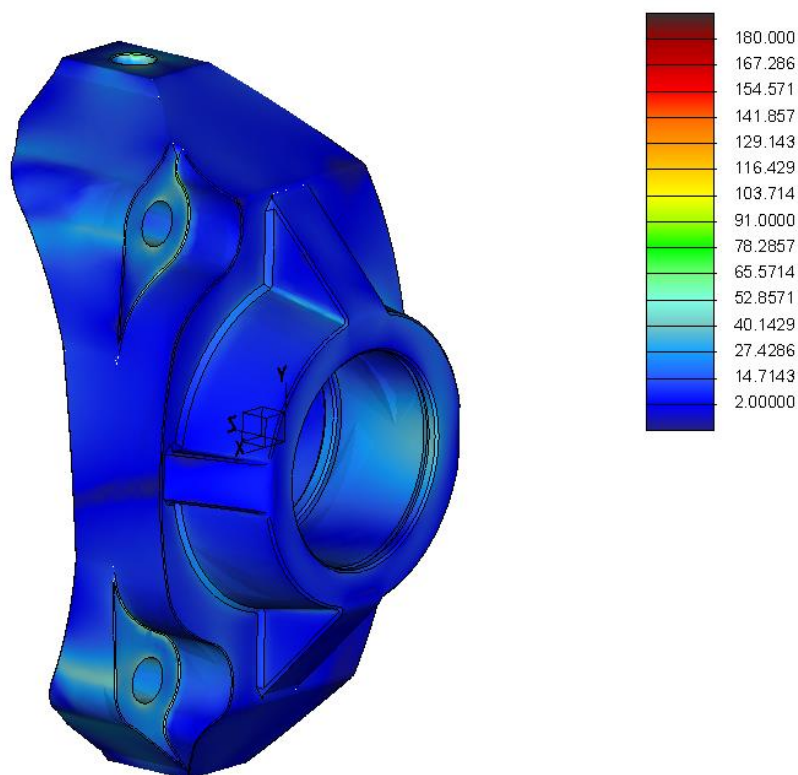


Obrázek 84 – Posuvy (deformace) těhlice při statickém zatížení

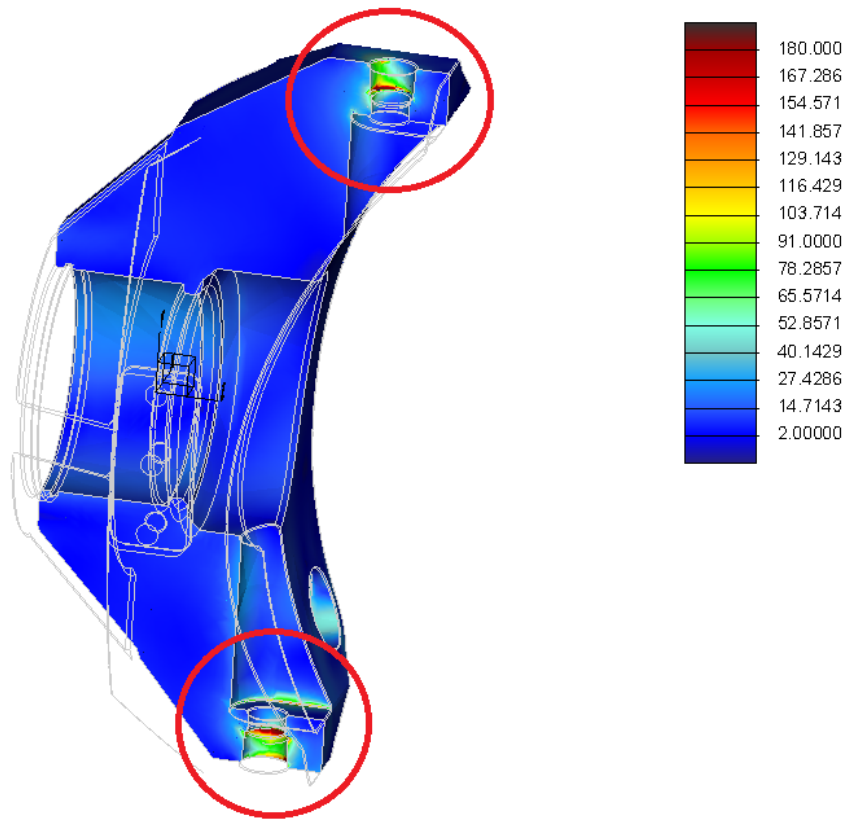
18.5 Výsledné hodnoty napětí a posunutí – dynamické zatížení



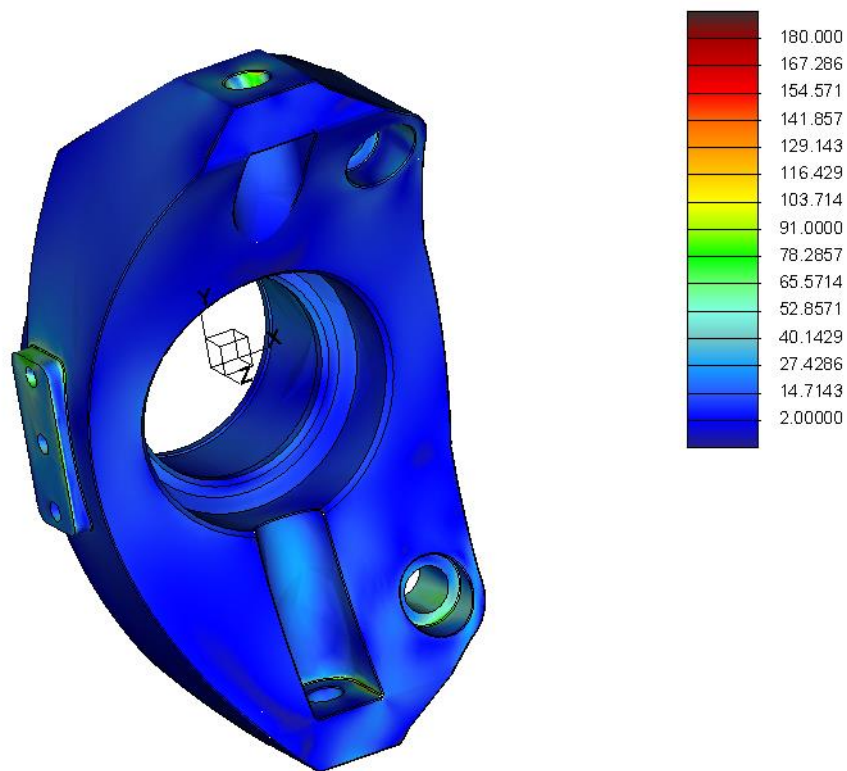
Obrázek 85 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice



Obrázek 86 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice - pohled na uložení brzdového třmenu



Obrázek 87 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice – pohled na uložení čepů a kritická místa

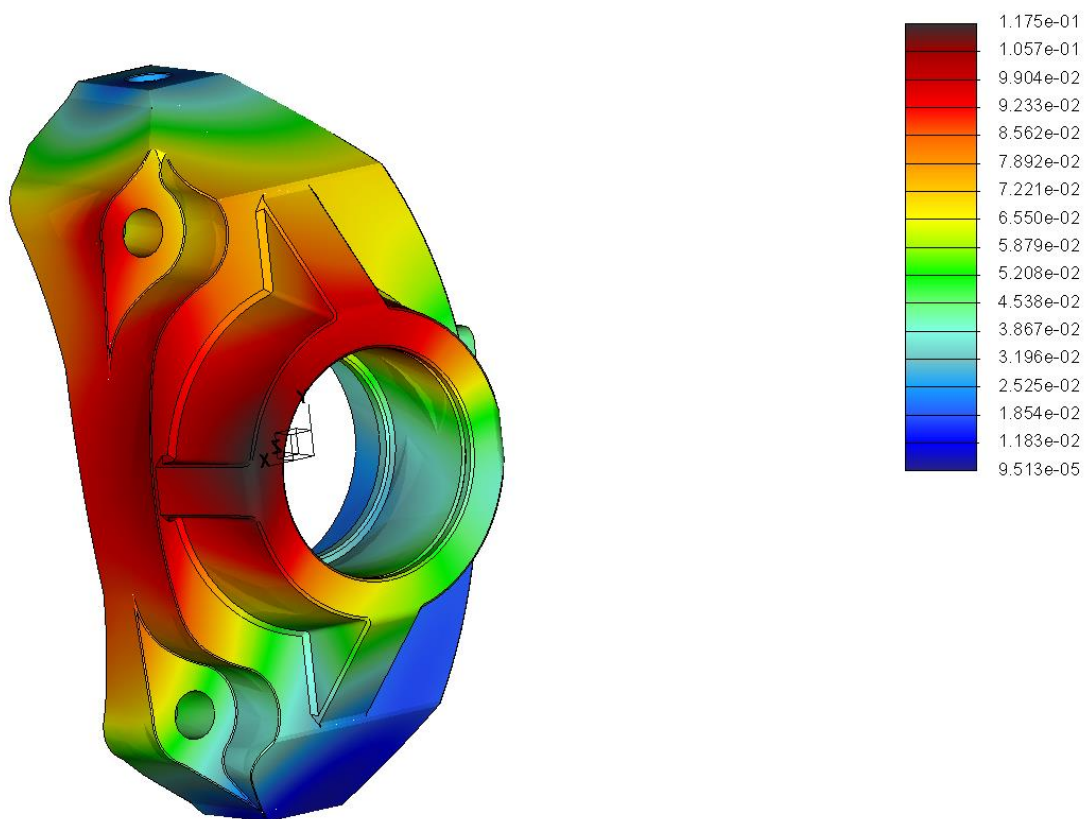


Obrázek 88 – Napětí při dynamickém zatížení těhlice – pohled na uložení čepů a třmenu

Stejně jako u statického zatížení, tak i při dynamickém, jsou nejvíce zatížena místa okolo kulových čepů, viz Obrázek 87. Hodnoty napětí jsou v těchto místech ještě vyšší z důvodu větších zatěžujících sil.

Pro snížení hodnot napětí v kritických místech (viz Obrázek 87), by bylo vhodné umístit zatěžující síly blíže k uložení čepů, aby se snížil moment vznikající vzdáleností zatěžujících sil od uložení. Proto toto řešení by bylo potřeba nalézt náboj kola, ložisko a brzdu z jiného vozidla, které má uložení těchto dílů blíže k uložení kulových čepů.

Napětí v kritickém rádiusu okolo čepů by se nechalo optimalizovat větším prostorem pro uložení matice kulového čepu a vymodelováním většího rádiusu okolo uložení. Aktuální uložení matice je poměrně těsné a rádius velmi malý. Proto v těchto místech vznikají špičky napětí.



Obrázek 89 – Deformace při dynamickém zatížení těhlice

Největší deformace těhlice při dynamickém zatížení dochází v podobných místech jako při statickém zatížení. Oblast maximální deformace je však posunuta více k spodní části těhlice kvůli momentu v uložení třmenu brzdy.

18.6 Porovnání hodnot napětí s mezí kluzu materiálů

V případě spodního ramene nápravy vychází napětí ve většině částí pod hodnotou $\sigma = 200$ [MPa]. Špičky napětí se vyskytují pouze na ostrých hranách kvůli tzv. singularitě. V těchto místech budou svary. Ty při výpočtech nebyly simulovány, protože se velice složitě určuje tepelně ovlivněná oblast. Pokud by při reálných jízdních zkouškách vozidla docházelo k deformacím ramene, bylo by vhodné změnit materiál nápravy např. za ocel 11 523. Hodnota meze kluzu této oceli má hodnotu $R_e = 333$ [MPa].¹⁴⁵

U těhlice je situace složitější. Při použití hliníkové slitiny EN AW 6061 bez následného tepelného zpracování má mez kluzu hodnotu $R_{p0,2} = 55$ [MPa]. Ze simulace vyplývá, že takováto slitina bez následného tepelného zpracování požadovanou zátěž nevydrží. Při tepelném zpracování T6 (rozpuštěcí žíhání + kalení + umělé stárnutí) se zvýší mez kluzu na hodnotu $R_{p0,2} = 276$ [MPa]. Tímto tepelným zpracováním slitiny je zaručeno, že těhlice požadované simulované zatížení zvládne a nedojde k vzniku trhlin nebo dokonce prasknutí materiálu.¹⁴⁶

Pokud by při reálných jízdních podmínkách docházelo k výskytu trhlin nebo deformacím těhlice, jsou dvě možnosti, jak daný problém vyřešit.

První je výše popsaná optimalizace konstrukce spočívající v odstranění ostrých hran v kritické oblasti uložení kulového čepu.

Druhá možnost je volba jiného materiálu. Pokud by se zůstalo u původního návrhu materiálu – slitina hliníku, volil bych v daném případě hliníkovou slitinu s označením EN AW 2024 po tepelné úpravě T4. Mez kluzu má v případě této slitiny po tepelném zpracování T4 hodnotu $R_{p0,2} = 325$ [MPa]¹⁴⁷. Pokud by i přes změnu slitiny hliníku docházelo k výskytu trhlin v těhlici, bylo potřeba optimalizovat konstrukci anebo použít jiný druh materiálu (např. ocel).

¹⁴⁵ LEINVEBER, Jiří. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2011, ISBN 978-80-7361-081-4.

¹⁴⁶ BENEŠ, Libor. *Slitiny hliníku* [online]. [cit. 30.4.2019]. Dostupný na WWW: http://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/matlet/PDF_01-Slitiny%20Al.pdf

¹⁴⁷ BENEŠ, Libor. *Slitiny hliníku* [online]. [cit. 30.4.2019]. Dostupný na WWW: http://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/matlet/PDF_01-Slitiny%20Al.pdf

19. Závěr

Cílem diplomové práce byl koncepční návrh nápravy pro autonomní pracovní vozidlo. Pracovní vozidlo bude určeno především pro jízdu po nezpevněných površích a pohybu v terénu. Vozidlo by mělo mít čistě elektrický pohon, mělo by být schopno převést velkou zátěž v podobě nákladu o hmotnosti až 1000 [kg] a mělo by se umět pohybovat samostatně po cestách.

Před samotným konstrukčním návrhem byla provedena rešerše autonomních pracovních vozidel, která byla aktuálně představena. Z těchto konceptů byla čerpána inspirace pro typ pohonu i pro typ náprav, které se používají u těchto vozidel.

Poté byla provedena rešerše na samotné autonomní vozy testované v reálném provozu. Byla zde zhodnocena řešení od různých velkých firem jako Google nebo Tesla a podle odborných článků provedena recenze na směrová řízení nejmodernějších autonomních vozidel.

Na základě získaných údajů o konceptech autonomních pracovních vozidel byla provedena rešerše náprav vhodných pro konstrukční návrh. Byly zde zhodnoceny pozitiva a negativa různých druhů náprav a různých typů pohonů. Nakonec byla vybrána varianta lichoběžníkové nápravy spolu s návrhem pohonu dvou elektromotorů – pro každou nápravu jeden elektromotor spojený s redukční převodovkou.

Na základě vybraných motorů, převodovek a určení orientačních rozměrů vozidla byla spočítána podélná dynamika vozu. Z údajů, které byly zjištěny během výpočtů podélné dynamiky, bylo určeno silové zatížení náprav. Tyto síly pak byly použity v pevnostní analýze klíčových prvků pomocí metody MKP.

Hlavní část diplomové práce je pak konstrukce lichoběžníkové nápravy. Inspirací pro jak pro tvar ramen nápravy tak i možnost měnit světlou výšku pomocí hydropneumatických tlumičů byl koncept elektrovozu Bollinger Motors. V návrhu byly využity některé již existující díly. Brzdový systém byl dodán firmou ZF Jablonec. Náboj, brzdový kotouč, ložisko náboje a hnací hřídel byly převzaty z vozidla BMW 330i E46. Kulové čepy byly převzaty z vozidla Toyota Land Cruiser a směrové řízení bylo dodáno firmou ZF Frýdlant.

Spodní i horní rameno nápravy je navrženo jako svařenec z ocelových výpalků. Těhlice je navržena jako obrobek ze slitiny hliníku. Během návrhu nápravy musely být zohledněny rozměry nakoupených dílů. Doladění geometrie nápravy proběhlo v programu Lotus Suspension.

Na závěr diplomové práce byla provedena pevnostní analýza v programu Creo pomocí MKP. Kontrolovány byly nejzatěžovanější díly konstrukce – spodní rameno nápravy a těhlice. Zatěžující síly byly převzaty z výpočtů podélné dynamiky vozidla.

Výsledkem diplomové práce je funkční návrh nápravy pro autonomní pracovní vozidlo. Stav diplomové práce je ve fázi přípravy na výrobu jednotlivých komponentů, jejich smontování a reálné zkušební použití při jízdách testech na uzavřených prostorech.

Při testování nápravy v reálných podmínkách se ukáží slabší části návrhu nápravy. Tento návrh pak poslouží jako demonstrátor a základ pro následnou optimalizaci, která odstraní nedostatky návrhu aktuálního návrhu.

Seznam použité literatury:

- [1] DVOŘÁK, František. *Řidič je na nákladním autě nejdražší díl. Kdo ho nahradí robotem, vyhrál* [online]. [cit. 10.11.2018]. Dostupný na WWW: https://auto.idnes.cz/nakladni-vuz-nakladak-autonomni-rizeni-robot-traktor-pf1-/automoto.aspx?c=A181025_094550_automoto_fdv
- [2] MRAZ, Stephen. *machinedesign.com* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.machinedesign.com/mechanical/are-highway-equipment-and-heavy-duty-trucks-going-all-electric-soon>
- [3] RAKKATEC, Ltd. *rakkatec.fi* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://rakkatec.fi/>
- [4] HONDA. *world.honda.com* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://rakkatec.fi/https://world.honda.com/CES/2018/detail/002/>
- [5] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Autonomní vozidlo* [online]. c2018 [citováno 12. 11. 2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Autonomn%C3%AD_vozidlo&oldid=16516041
- [6] Wikipedia contributors. (2018, November 12). Self-driving car. In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 15:07, November 12, 2018, from https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Self-driving_car&oldid=868483601
- [7] VOLŠICKÝ, Lukáš. *Technologie: Letectví inspiruje autonomní auta* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://templeofspeed.cz/technologie-letectvi-inspiruje-autonomni-auta/>
- [8] *Autonomní automobily. Retrospektiva, současná situace, etické aspekty autonomních vozů* [online]. Brno, 2016 [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: https://is.muni.cz/th/qzgm/Bakalarska_prace_-_final_qyrbujh.pdf Bakalářská. MASARYKOVA UNIVERZITA FILOZOFICKÁ FAKULTA. Vedoucí práce Doc. Mgr. Jana Horáková, Ph.D.
- [9] Wikipedia contributors. (2018, June 22). DARPA Grand Challenge (2005). In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 16:02, November 12, 2018, from [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=DARPA_Grand_Challenge_\(2005\)&oldid=846984211](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=DARPA_Grand_Challenge_(2005)&oldid=846984211)
- [10] WILLIAMS, Matt. *The Drive for Autonomous Vehicles: The DARPA Grand Challenge* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.herox.com/crowdsourcing-news/159-the-drive-for-autonomous-vehicles-the-darpa-grand>
- [11] SUBARU CORP.. *EyeSight, VAŠE DRUHÉ OČI* [online]. [cit. 12.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.subaru.cz/bezpecnost-eyesight.html>
- [12] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Právní odpovědnost* [online]. c2018 [citováno 17.11.2018]. Dostupný z WWW: https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Pr%C3%A1vn%C3%AD_odpov%C4%9Bdnost&oldid=16071184
- [13] KASÍK, Pavel. *Samořídící Uber měl 6 sekund na to, aby zabránil smrtelné nehodě. Nesměl* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: https://technet.idnes.cz/uber-samoridici-auto-nehoda-vysetrovani-ff2-/tec-technika.aspx?c=A180524_181042_tec-technika_pka
- [14] DRACHOVSKÁ, Karolína. *Odpovědnost samoříditelných aut aneb má smysl trestat roboty?* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.pravniprostor.cz/clanky/ostatni-pravo/ht-odpovednost-samoriditelnych-aut-aneb-ma-smysl-trestat-roboty>

- [15] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Deontologie* [online]. c2017 [citováno 17. 11. 2018]. Dostupný z WWW: <<https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Deontologie&oldid=15566664>>
- [16] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie: Zákony robotiky* [online]. c2018 [citováno 17. 11. 2018]. Dostupný z WWW: <https://cs.wikipedia.org/w/index.php?title=Z%C3%A1kony_robotiky&oldid=16481920>
- [17] KRUTILEK, Ondřej. *Dětem život, seniorům smrt. Lidé určili, kdo má přežít nehody autonomních aut* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: https://zpravy.idnes.cz/zivot-smrt-kocky-autonomni-auta-mit-deti-fpq-/domaci.aspx?c=A181109_152616_domaci_onkr
- [18] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000, ISBN 80-238-5274-4.
- [19] SAJDL, Jan. *Zavěšení kol* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [20] *NÁPRAVY MODERNÍCH OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ* [online]. Brno, 2012 [cit. 2018-11-17]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=54884. Bakalářská. VUT v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.
- [21] INSTITUT FÜR KRAFTFAHRZEUGE RWTH AACHEN UNIVERSITY. *Forschungsprojekte - Elektromobilität SpeedE* [online]. [cit. 17.11.2018]. Dostupný na WWW: <https://www.ika.rwth-aachen.de/de/forschung/projekte/elektromobilit%C3%A4t/1862-speede.html>
- [22] CAFOUREK, Tomáš. *Pražské letiště chce být jako v Dubaji. Svezte vás autem bez řidiče* [online]. [cit. 24.11.2018]. Dostupný na WWW: https://ekonomika.idnes.cz/prazske-letiste-dubaj-samoriditelne-auto-ez-10-foa-ekonomika.aspx?c=A181123_440973_ekonomika_fih
- [23] DVORÁK, František. *Nákladní vůz bez řidiče nastoupil do práce* [online]. [cit. 24.11.2018]. Dostupný na WWW: https://auto.idnes.cz/autonomni-nakladni-automobil-rizeni-einride-t-pod-t-log-db-schenker-1f4-/automoto.aspx?c=A181117_105715_automoto_fdv
- [24] RUSOL, David. *Škoda Kodiaq má kompletní technická data. Umí jezdit i za 5 l/100 km* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.autorevue.cz/skoda-kodiaq-ma-kompletni-technicka-data-umi-jezdit-i-za-5-l/100-km>
- [25] MICHELIN. *Airless Radial Tyre Family* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.michelintweel.com/downloads/Michelin_Tweel_Full_Line_Brochure_Final.pdf
- [26] AUTOMOBILOVEDILY24.CZ. *ATE Brzdový kotouč R: 314,0 mm* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.automobilovedily24.cz/ate/7005983>
- [27] RENOVAK.CZ. *Ferodo Racing DS 3000* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <http://renovak-wa282.testbrana.cz/editor/filestore/File/Ferodo%20Racing/Ferodo%20Racing%20-%20DS3000%20-%20zavodni%20brzdove%20desticky%20-%20rally,%20okruhy,%20rally%20raid.pdf>
- [28] MICHELIN. *Michelin Tweel comparison* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.youtube.com/watch?v=13nZKynpeGo>
- [29] KRÁLOVÁ, Magda. *Odpor prostředí* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://edu.techmania.cz/cs/encyklopedie/fyzika/tekutiny/odpor-prostredi>
- [30] NĚMEČEK, Pavel. *Jízdní odpory* [online]. [cit. 12.12.2018]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2779>
- [31] BUREŠ, Jiří. *Vzduch* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>
- [32] MICHELIN. *Dealer Locator* [online]. [cit. 7.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.michelintweel.com/dealerLocator.html>

- [33] Wikipedia contributors. (2019, January 7). Electric car. In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 17:15, January 8, 2019, from https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Electric_car&oldid=877183414
- [34] TORCHINSKY, Jason. *GM Shows Off A New Autonomous Fuel-Cell Truck Platform Called SURUS And It's Pretty Damn Cool* [online]. [cit. 9.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://jalopnik.com/gm-shows-off-a-new-autonomous-fuel-cell-truck-platform-1819220712>
- [35] WINTER, Liz. *GM Outlines Possibilities for Flexible, Autonomous Fuel Cell Electric Platform* [online]. [cit. 9.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://media.gm.com/media/us/en/gm/home.detail.html/content/Pages/news/us/en/2017/oct/1006-fuel-cell-platform.html>
- [36] MIKULEC, Roman. *SYSTÉMOVÉ SROVNÁNÍ MĚŘENÍ ADHEZE VOZOVKY* [online]. Brno, 2015 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=103401. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce STANISLAV TOKAŘ.
- [37] Wikipedia contributors. (2019, January 10). Quattro (four-wheel-drive system). In *Wikipedia, The Free Encyclopedia*. Retrieved 15:20, January 13, 2019, from [https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Quattro_\(four-wheel-drive_system\)&oldid=877707725](https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Quattro_(four-wheel-drive_system)&oldid=877707725)
- [38] TERAFLEX SUSPENSIONS. *OPEN VS LOCKED DIFFERENTIALS* [online]. [cit. 13.1.2019]. Dostupný na WWW: https://teraflex.com/news_items/open-vs-locked-differentials
- [39] BREUER, Stefan. *Der Kraftschluss mit der Fahrbahn* [online]. [cit. 14.1.2019]. Dostupný na WWW: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-658-09475-1_2
- [40] BESIP, MINISTERSTVO DOPRAVY ČR. *asistenční systémy na motocyklech* [online]. [cit. 15.1.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.ibesip.cz/Besip/media/Besip/data/web/soubory/motocyklista/besip-systemy-nr.pdf>
- [41] DEGENSTEIN, T.; WINNER, H.. *Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während des Bremsvorgangs* [online]. [cit. 15.1.2019]. Dostupný na WWW: https://www.fzd.tu-darmstadt.de/media/fachgebiet_fzd/publikationen_3/2006/2006_degenstein_brake_tech.pdf
- [42] BOLLINGER MOTORS. *SUSPENSION OVERVIEW - Bollinger Motors* [online]. [cit. 4.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://youtu.be/2SjsemJNuqE?t=13>
- [43] CS TECHNIKA S.R.O.. *Hydraulický válec s kloubovou hlavou 456 mm* [online]. [cit. 9.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.kardanka.cz/hydraulicky-valec-s-kloubovou-hlavou-456-mm-25171.html>
- [44] ŠEREMETA, Marek. *Revoluce v ustavování strojů s kardanovou hřídelí* [online]. [cit. 9.4.2019]. Dostupný na WWW: [http://udrzbpodniku.cz/index.php?id=47&no_cache=1&tx_ttnews\[tt_news\]=5948&cHash=72554bafb5&type=98](http://udrzbpodniku.cz/index.php?id=47&no_cache=1&tx_ttnews[tt_news]=5948&cHash=72554bafb5&type=98)
- [45] NĚMĚČEK, Pavel. *Hnací hřídele* [online]. [cit. 15.4.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2782>
- [46] AUTOMOBILOVEDILY24.CZ. *Kloub Přední naprava* [online]. [cit. 15.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://www.automobilovedily24.cz/stark/7790680>
- [47] AUTONOTO. *Toyota Land Cruiser V8 4.5 D-4D VX* [online]. [cit. 15.4.2019]. Dostupný na WWW: <https://autonoto.cz/katalog/detail/toyota-land-cruiser-v8-4-5-d-4d-vx>
- [48] SAJDL, Jan. *Ackermannova podmínka* [online]. [cit. 22.4.2019]. Dostupný na WWW: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/>

- [49] DOBEŠ, Jan. *Podvozky motocyků* [online]. Brno, 2012 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: https://is.mendelu.cz/lide/clovek.pl?zalozka=13;id=3104;studium=44301;zp=31080;download_prace=1;lang=cz Bakalářská. Mendelova Univerzita v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. František Bauer, CSc.
- [50] BENEŠ, Libor. *Slitiny hliníku* [online]. [cit. 30.4.2019]. Dostupný na WWW: http://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/matlet/PDF_01-Slitiny%20Al.pdf
- [51] LEINVEBER, Jiří. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2011, ISBN 978-80-7361-081-4.