VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ŘÍZENÍ VOZIDLA FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT STEERING SYSTEM DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. JAROMÍR POSPÍŠIL

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. PAVEL RAMÍK

SUPERVISOR

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaromír Pospíšil

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Návrh řízení vozidla Formule Student

v anglickém jazyce:

Formula Student Steering System Design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh systému řízení vozidla Formule Student a začleňte jej do celkové konstrukce vozidla. Určete tuhost řízení pro navržené uspořádání.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte rešerši současného stavu v oblasti konstrukčního provedení řízení vozidel.
2. Navrhněte konstrukční uspořádání řízení vozidla Formule Student a vyberte jeho vhodné komponenty.
3. Zpracujte CAD model sestavy řízení a začleňte jej do sestavy celého vozidla.
4. Proveďte analýzu tuhosti řízení pro navržené uspořádání. V případě potřeby návrh upravte a postup opakujte.
5. Proveďte zhodnocení navržené konstrukce včetně dosažené tuhosti řízení a vyslovte doporučení pro další možná zlepšení.

Seznam odborné literatury:

[1] Formula Student web page [online], 2010, poslední revize 5.10.2010. Dostupné z: <http://www.formulastudent.com/>
[2] Formula SAE web page [online], 2010, poslední revize 7.10.2010. Dostupné z: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries>
[3] Pro/Engineer WildFire 5.0 Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2010, poslední revize 14.10.2010. Dostupné z: <http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>
[4] Release 12.1 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., Canonsburg, USA 2010.
[5] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 25.10.2011

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Ředitel ústavu	Děkan fakulty

ABSTRAKT

Práce popisuje jednotlivé části řízení, jejich nejběžněji používané typy a hodnotí jejich výhody a nevýhody. Tyto poznatky přenáší do návrhu mechanismu řízení Formule student. Dále je zde uveden postup určení zatížení řízení, které je zohledněno při návrhu řízení. Výsledná podoba mechanismu řízení je posléze podrobena analýze tuhosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

řízení, tuhost, převodka řízení

ABSTRACT

This thesis describes the steering system parts, the most common used parts and rates their advantages and disadvantages. These findings are then transferred into the Formula Student steering system design. The thesis also presents procedures leading to determine load of steering system, which is taken into account in steering system design. The final version of steering system is analyzed of stiffness.

KEYWORDS

steering, stiffness, steering box

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POSPÍŠIL, J. *Návrh řízení vozidla Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012 ……..……..……..

Jaromír Pospíšil

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat Ing. Pavlu Ramíkovi za odborné vedení a rady, věcné připomínky a vstřícný přístup. Poděkovat bych chtěl také své rodině, která mi umožnila studovat na vysoké škole a byla mi celou dobu studia oporou.

OBSAH

Úvod 9
1 Řízení 10
1.1 Požadavky na řízení vozidel 10
1.2 Geometrie řízení 11
1.2.1 Odklon kola 11
1.2.2 Sbíhavost kol 13
1.3 Převodový poměr řízení 14
2 Konstrukční provedení řízení vozidel 16
2.1 Systém s pevným spojením ovládací prvek - kolo 16
2.2 Systémy s převodkou řízení 16
2.2.1 Volant 18
2.2.2 Sloupek řízení 18
2.2.3 Převodka řízení 19
3 Požadavky na řízení dle pravidel formule student 26
4 Konstrukční návrh řízení Formule Student 28
4.1 Určení zatížení působících na systém 28
4.1.1 Síly působící na volant 28
4.1.2 Síly působící od kola 29
4.2 Návrh a výběr jednotlivých částí řízení 37
4.2.1 Převodka řízení 38
4.2.2 Sloupek řízení 40
4.2.3 Volant 44
4.2.4 Rychlospojka pod volant 45
4.2.5 Řídicí tyč 46
4.3 Začlenění modelu sestavy řízení do sestavy celého vozidla 46
5 Analýza tuhosti řízení pro navržené uspořádání 50
Závěr 61
Použité informační zdroje 62
Seznam použitých zkratek a symbolů 64

ÚVOD

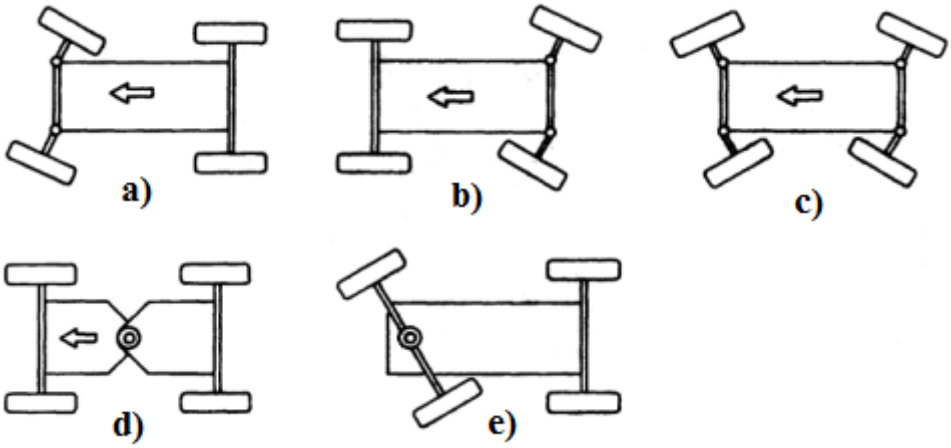
Řízení je v nejširším slova smyslu soubor činností, které vedou k naplnění požadovaného cíle. U vozidel můžeme řízení chápat buď jako ovládání vozidla, vedoucí k dosažení místa, kam se chceme dopravit, nebo jako prostředek, kterým tohoto cíle lze dosáhnout. V této práci je slovo řízení chápáno právě jako soubor součástí, kterými lze ovládat směr jízdy vozidla a tím dosáhnout přepravení na místo určení. Konkrétně se zabývá návrhem řízení závodního vozidla Formule Student.

Formule Student je evropskou odnoží Formule SAE, která vznikla již v roce 1981 v USA. Jedná se o soutěž univerzitních týmů sestavených z řad studentů, kteří mají za úkol vyvinout závodní vůz určený pro neprofesionálního závodníka, který by se vyráběl v počtu 1000 kusů za rok. Každoročně se pořádá několik desítek soutěží na různých místech světa, kterých se účastní na 300 týmů. Na každé soutěži se hodnotí vozidlo celkově v sedmi disciplínách. Hlavní část hodnocení se skládá z jízdních soutěží, při kterých se hodnotí rychlost, ovladatelnost, výdrž a také spotřeba vozidla. Druhou, neméně důležitou částí hodnocení, jsou tzv. statické soutěže. Při nich se hodnotí vozidlo z pohledu konstrukce, ceny a schopnosti týmu prezentovat výsledek své práce potenciálnímu zákazníkovi. Za Vysoké učení technické v Brně se těchto soutěží bude účastnit tým TU Brno Racing, který je složen převážně ze studentů Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, a právě pro vozidlo tohoto týmu je návrh řízení určen.

1 ŘÍZENÍ

Řízení vozidel slouží k uvedení vozidla do požadovaného směru a jeho udržování. Konstrukční řešení umožňuju řízení pomocí jednotlivých kol nebo řízení celou nápravou, které se běžně používá jen u nákladních přívěsů. U stavebních a zemních strojů se využívá systém řízení pomocí otočného kloubu mezi nápravami. [2] Hlavním úkolem řízení vozidel je přeměnit úhel natočení volantu nebo řidítek na natočení kol v požadovaném, předem určeném poměru, který bude nejlépe vyhovovat danému účelu.

Nejběžnějším způsobem řízení je natáčení jednotlivých kol. Při tom dochází k přenosu řidičem uděleného točivého momentu na volant přes sloupek řízení do převodky řízení, která jej převádí na tah a tlak na řídicí tyče a působením na ramena řízení dochází k natáčení kol.



Obr. 1 Schéma funkce řízení a) předními koly; b)zadními koly; c)předními i zadními koly; d)v otočném kloubu; e)přední nápravou [1]

Můžeme rozlišovat systémy řízení dle toho, která náprava je řízena. Z rozložení náprav na vozidle jej můžeme rozdělit na řízení přední nápravou, zadní nápravou a řízení více náprav. Nejčastěji se používá řízení přední nápravy. Řízená zadní náprava se vyskytuje jen u pracovních strojů, kde vzhledem k účelu je výhodnější než jiné typy. Poslední skupina vozidel, která je řízena více nápravami, zahrnuje jak skupinu nákladních automobilů, které mají dvě přední řízené nápravy, tak skupinu vozidel, která je řízena natáčením kol přední i zadní nápravy.

Zvláštní skupinou řízení je řízení pásových a malých kolových vozidel, která se řídí rozdílem rychlostí pravého a levého pásu (kol) vozidla. Prakticky se tohoto efektu dosahuje brzděním daného pásu (kol), tedy zatáčení vozidla doleva je prováděno brzděním levého pásu (levých kol), okolo něhož se poté vozidlo začne otáčet. Pro rychlejší otáčení bývá využíváno i zpětného chodu, který umožňuje dosáhnout otočení vozidla na místě.

1.1 POŽADAVKY NA ŘÍZENÍ VOZIDEL

Požadavky na řízení vozidel jsou mimo jízdních vlastností požadovaných uživatelem stanoveny i legislativně, a to jak na mezinárodní úrovni, tak i právní úpravou daného státu.

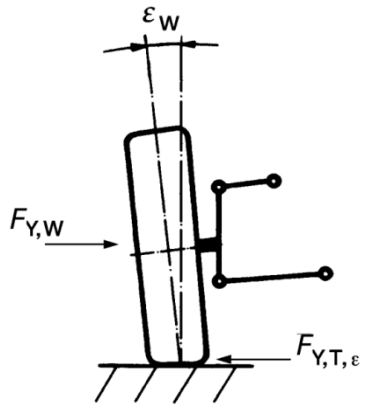
Předpis Evropské hospodářské komise Organizace spojených národů stanovuje pro konstrukci řízení, že systém řízení musí zajišťovat snadné a bezpečné ovládání vozidla až do jeho nejvyšší konstrukční rychlosti. Zadní kola nesmějí být jedinými řízenými koly. Při zkoušce prováděné s mechanismem řízení v neporušeném stavu musí mít tento mechanismus tendenci k samostředění. Musí být možné jet na přímém úseku vozovky bez neobvyklých korekcí řízení řidičem a bez neobvyklých vibrací v systému řízení při nejvyšší konstrukční rychlosti vozidla. Směr působení na ovládací orgán řízení musí souhlasit se zamýšlenou změnou směru jízdy vozidla a musí existovat plynulý vztah mezi vychýlením ovládacího orgánu řízení a úhlem rejdu kol [3]. Dle české vyhlášky ministerstva dopravy musí motorová vozidla s nejvyšší konstrukční rychlostí vyšší než 30 $km \cdot h^{-1}$ mít konstruováno řízení tak, aby se řízená kola po projetí zatáčky samočinně vracela do přímého směru nebo aby k vrácení kol do přímého směru byla potřebná podstatně menší síla než pro jejich pohyb do zatáčky. Tyto požadavky mimo jiné lze zajistit vhodnou geometrií zavěšení řízených kol. [4]

1.2 GEOMETRIE ŘÍZENÍ

Geometrií řízení rozumíme nastavení polohy řízených kol a rejdových os vůči svislým rovinám. Správné nastavení geometrie řízení je důležité jak pro řízení v přímém směru, tak i při zatáčení, kdy má vliv na přesnost řízení, stabilitu vozidla v zatáčce i na síly, které jsou potřebné k natočení kola do požadovaného směru. Nejdůležitějšími parametry geometrie řízení je odklon kola a sbíhavost kol, které definují styk pneumatiky s vozovkou a tím určují, jak se bude vozidlo při jízdě chovat. Další parametry geometrie řízení mají vliv především na průběh odklonu kola a sbíhavosti kol během různého natočení kol a propružení.

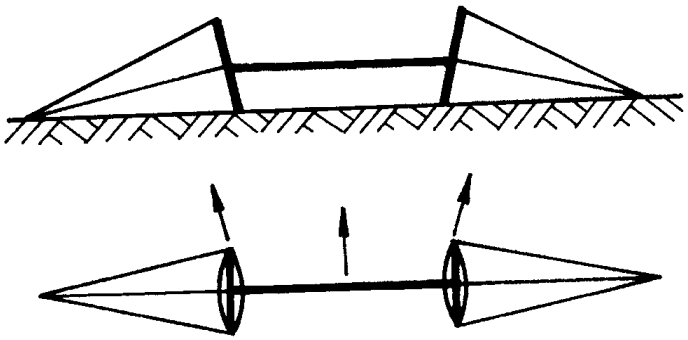
1.2.1 ODKLON KOLA

Odklon je úhel mezi střední rovinou kola a svislou osou vozidla při pohledu zepředu nebo zezadu vozidla. Pokud se horní část kola naklání ven z vozidla, je odklon kladný, pokud dovnitř, je odklon záporný. Hlavním přínosem odklonu kol, a důvod proč se jím vůbec při návrhu geometrie řízení zabývat, je jeho vliv na ovladatelnost vozidla. Konstrukčním problémem odklonu kol je jeho nestálost při různém zatížení vozidla a při různých jízdních režimech.



Obr. 2 Kladný odklon kola [1]

Odklon kola ovlivňuje velikost a tvar stykové plochy pneumatiky s vozovkou. Velký odklon kola má za následek odvalování kola pouze po části šíře běhounu pneumatiky, která se více opotřebovává. Dalším efektem je různá vzdálenost od středu kola k vozovce na vnitřní a vnější straně kola. Tento rozdíl způsobuje odvalování kol po kuželové ploše (Obr. 3). Tento efekt sice snižuje sklon ke kmitání kol, ale vzhledem k prokluzu kol po vozovce snižuje životnost pneumatik. Z těchto důvodů je třeba odklon volit s ohledem na nerovnoměrné opotřebení pneumatik Dle studie se ukázalo, že pro běžný způsob užívání vozidla, který zahrnuje mimo přímé jízdy i zatáčení, je z hlediska opotřebení pneumatik nejvhodnější kladný odklon kola mezi 5´ a 10´ [1]. Větší kladný odklon vede k nárůstu opotřebení vnější časti běhounu pneumatiky, naopak menší kladný a záporný odklon vede k většímu opotřebení vnitřní části pneumatiky.

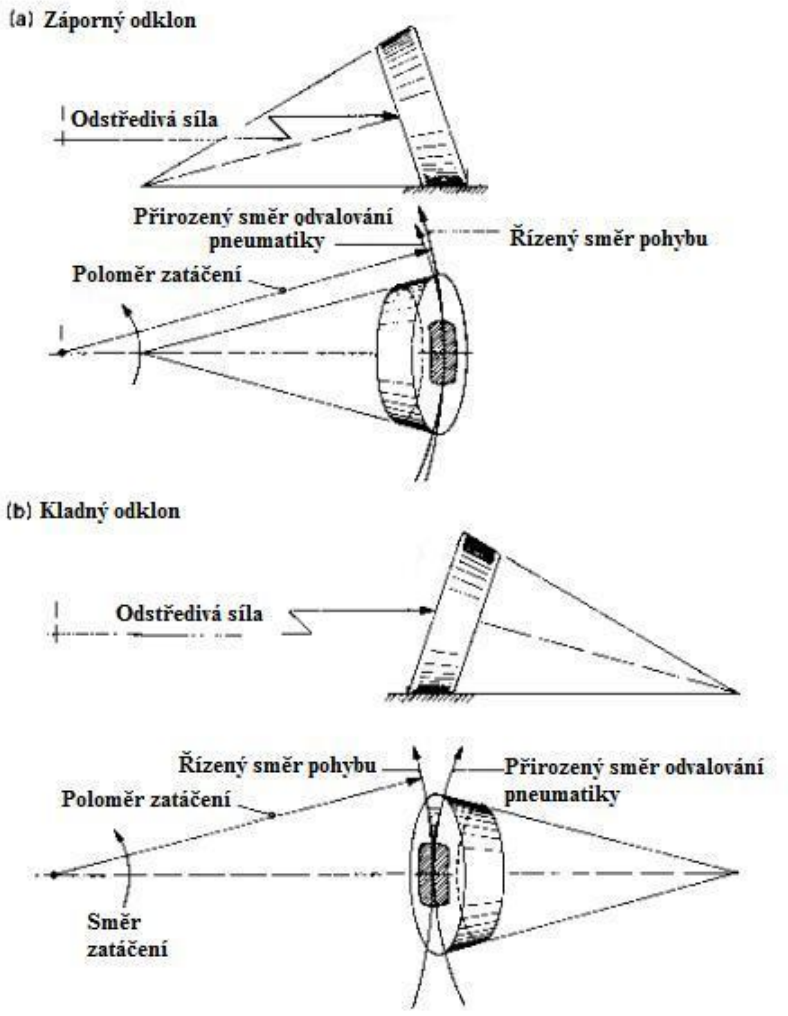


Obr. 3 Odvalování po kuželové ploše [2]

VLIV ODKLONU PŘI ZATÁČENÍ

Jak již bylo uvedeno, odklon kola má za následek odvalování po kuželové ploše. Tento jev má mimo zmíněného vlivu na životnost pneumatik i vliv na řízení vozidla. Pokud se zaměříme na pohyb vozidla po kružnici, pak vlivem odstředivé síly dochází k přesunu části zatížení z vnitřního kola na vnější. V extrémním případě by mohlo dojít i k přesunutí celého zatížení a ztráty styku vnitřního kola s vozovkou. Z tohoto důvodu je chování vnějšího kola určující pro

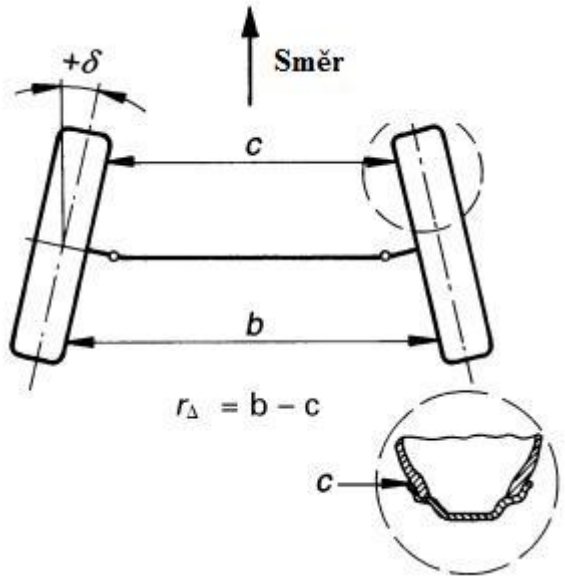
průjezd zatáčkou. Pokud tedy bude na kole nastaven záporný odklon (Obr. 4 a), bude se pneumatika přirozeně odvalovat po kružnici, jejíž střed leží na stejné straně od kola jako podélná osa vozidla. Pokud tedy bude vozidlo zatáčet, bude se střed odvalování vnějšího kola nacházet na stejné straně od kola jako střed zatáčení. Tento jev zmenšuje potřebné natočení kol pro průjezd požadované trajektorie a tím usnadňují zatáčení. Naopak při kladném odklonu kol je přirozený střed odvalování kola na opačné straně než střed zatáčení, což zvyšuje nároky na zatáčení, především na potřebný úhel natočení kol. Co se týče vnitřního kola, tak pro průjezd zatáčkou je u něj, z hlediska lepšího zatáčení, výhodnější opačný odklon než u vnějšího kola, tedy kladný. V tom případě by stejně jako u vnějšího kola ležel střed přirozeného odvalovaní na stejné straně jako střed otáčení vozidla.



Obr. 4 Vliv odklonu kola při jízdě po kružnici[3]

1.2.2 SBÍHAVOST KOL

Úhel sbíhavosti kol δ označuje úhel mezi podélnou rovinou vozidla a průsečíkem střední roviny kola s rovinou vozovky. Alternativní interpretace udává sbíhavost kol r_Δ v délkové míře jako rozdíl vzdáleností vnitřních okrajů ráfků na přední a zadní části kola ve výšce jeho středu.



Obr. 5 Sbíhavost[1]

Úhel sbíhavosti lze z druhé interpretace vypočítat pomocí vztahu:

$$\delta = \arcsin(r_\Delta / 2D_r), \tag{1}$$

kde D_r je průměr okraje ráfku kola.

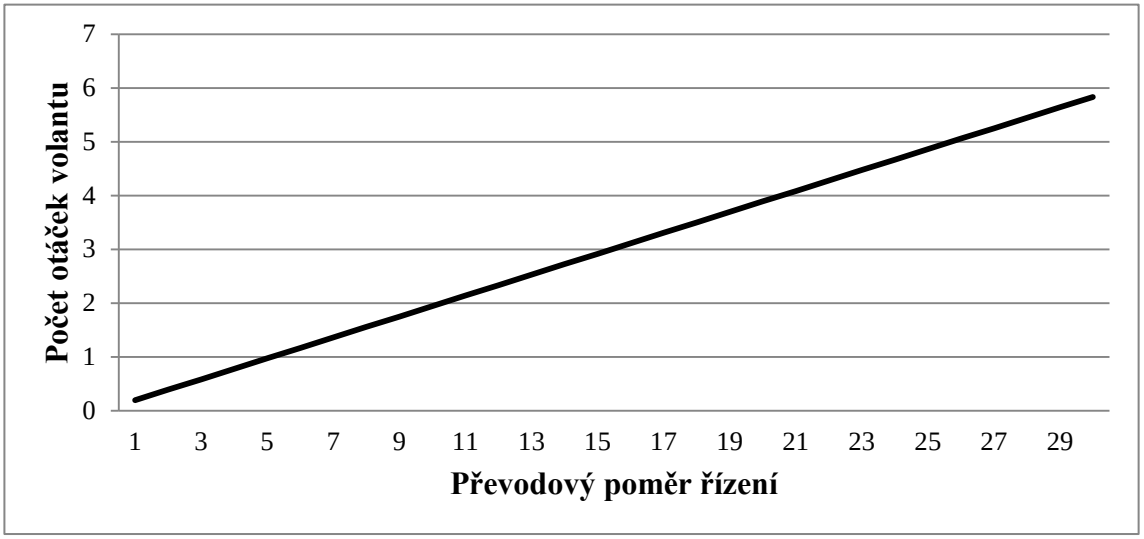
Vhodným nastavením sbíhavosti lze snížit opotřebení pneumatik vlivem odklonu kola. Jak je ze samotné podstaty sbíhavosti patrné, každé kolo směřuje jiným směrem symetricky vůči podélné ose vozidla. Díky tomu i při přímé jízdě dochází k vyvolání bočních sil působících na kola a tím ke vzniku vratného momentu, který se snaží natáčet kola do přímého směru. To vyvolává předpětí v mechanismu řízení a zlepšuje stabilitu řízených kol. Samozřejmě má sbíhavost kol vliv i na celkové chování vozidla. Hlavním přínosem je směrová stabilita vozidla při brzdění. Dalším přínosem je vliv na řízení. Pokud je tedy na vozidle nastavena sbíhavost předních kol, přispívá úhel sbíhavosti k celkové směrové úchylce. Nevýhoda tohoto vlivu se projevuje při přímé jízdě, kdy pokud dojde ke ztrátě kontaktu jednoho kola s vozovkou, má vozidlo tendenci stáčet se směrem k odlehčenému kolu.

U závodních vozů se sbíhavost kol využívá i k úpravě teploty povrchu pneumatiky během jízdy. Pokud se na vozidle nastaví velká sbíhavost, pneumatiky se zahřívají vlivem směrové úchylky, která deformuje pneumatiky a předává pneumatice energii. Vhodným nastavením sbíhavosti lze tedy regulovat teplotu pneumatik tak, aby jejich provozní teplota na trati při různých klimatických podmínkách byla vždy blízko ideální teplotě, při níž mají pneumatiky nejlepší vlastnosti.

1.3 PŘEVODOVÝ POMĚR ŘÍZENÍ

Převodový poměr řízení udává počet stupňů, o které musíme natočit volant nebo řídítka, aby se nezatížené kolo natočilo o jeden stupeň. Z pohledu konstrukčního návrhu řízení je důležité si uvědomit, že čím menší převodový poměr řízení navrhneme, tím větší moment musíme

vyvolat na ovládacím zařízení řízení, abychom natočili kolo. Naopak, pokud zvolíme příliš velký převodový poměr řízení, budeme potřebovat velký úhel natočení ovládacího zařízení, abychom natočili kolo do krajní polohy řízení.



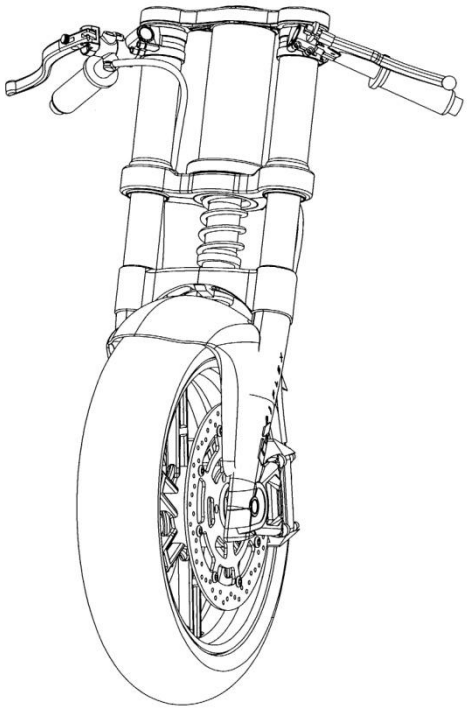
Obr. 6 Vliv převodového poměru na počet otáček volantu mezi dorazy u řízení, které při plném natočení kola z přímého směru natočí kolo o 35 °

2 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ŘÍZENÍ VOZIDEL

Řízení vozidel slouží k uvedení vozidla do požadovaného směru a udržování tohoto směru. Z tohoto důvodu je třeba, aby řízení obsahovalo vstupní ovládací prvek, kterým budeme zadávat náš požadavek a dále je potřeba náš požadavek přenést na ovládanou část řízení, která interakcí s prostředím zapříčiní změnu směru jízdy.

2.1 SYSTÉM S PEVNÝM SPOJENÍM OVLÁDACÍ PRVEK - KOLO

Nejjednodušším konstrukčním uspořádáním řízení je pevné spojení ovládání a natáčeného kola. U tohoto řešení je přímá vazba mezi ovládacím zařízením a kolem. Typickým příkladem je systém řízení jednostopých vozidel. Tento systém se skládá z hřídele, která je otočně uchycena k rámu vozidla a na ní je připevněna osa ovládaného kola. Na opačné straně jsou připevněna nejčastěji řídítka. Pro toto uspořádání je typické, že úhel natočení kola je stejný, jako úhel natočení ovládacího prvku. Tomu odpovídá převodový poměr řízení 1:1. Nevýhodou tohoto uspořádání je nemožnost ovládat více kol. Z tohoto důvodu je jeho využití omezeno na vozidla, která mají řízené jen jedno kolo. Největší využití má tedy u motocyklů, jízdních kol a tříkolek.



Obr. 7 Pevné spojení kola a řidítek [7]

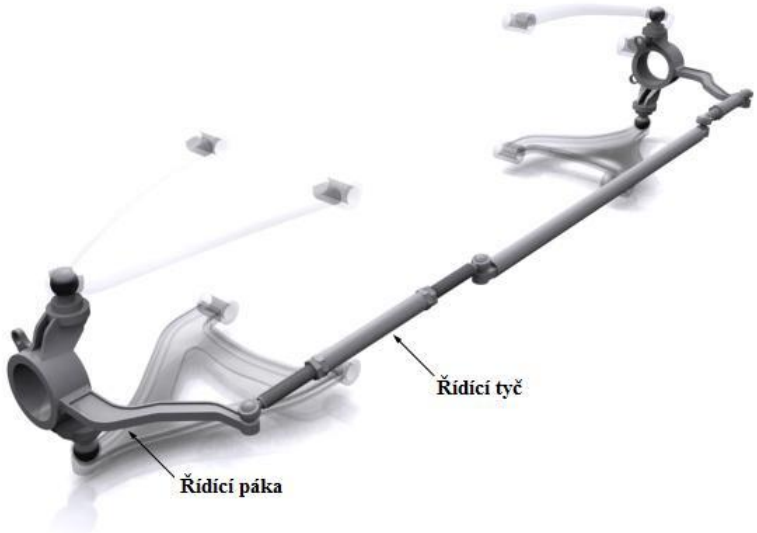
2.2 SYSTÉMY S PŘEVODKOU ŘÍZENÍ

Hlavním znakem tohoto konstrukčního řešení je, že úhel natočení ovládacího prvku a kola není stejný. Převodový poměr řízení je různý od 1:1 a nejčastěji nabývá hodnot od 12:1 pro

lehká malá vozidla až do 28:1 pro vozidla s velkou hmotností. Větší převodový poměr řízení je výhodný v tom, že díky převodu nám postačí menší moment, kterým musíme působit na ovládací zařízení řízení (volant, řídítka), abychom potočili kolem. Proto čím větší je zatížení řízeného kola, tím větší převodový poměr řízení navrhneme. Nevýhodou při velkém poměru je velký počet otáček řídicím prvkem k natočení kola mezi dorazy, jak ukazuje Obr. 6.

Obr. 8 Volant a sloupek řízení [9]

Výhodou tohoto řešení je ta vlastnost, že díky vložení konstrukčních prvků za ovládací zařízení lze řídit více kol než jen jedno. Z tohoto důvodu se tento systém řízení využívá u automobilů a všech vozidel, která jsou řízena dvojicí kol. Mezi části tohoto systému, které jsou stejné pro všechny jeho variace, patří volant, který je připojen ke sloupku řízení (Obr. 8). Na druhé straně jsou řídicí páky, které se natáčejí společně s těhlicí kola, a jsou napojeny pomocí kulového kloubu k řídicím tyčím (Obr. 9). Tyhle části jsou společné pro všechny běžně používané systémy řízení.



Obr. 9 Rejdové ústrojí [8]

Dalšími díly, které odlišují jednotlivá konstrukční uspořádání, jsou převodky řízení a posilovače řízení. Převodka řízení je vždy součástí systému řízení a v závislosti na jejím typu je třeba i různých konstrukcí, které ovládají řídicí tyče. Co se týče posilovače řízení, je to součást, která navyšuje působící síly v systému a ulehčuje řidiči otáčení volantem.

2.2.1 VOLANT

Pro ovládání historicky prvního automobilu byla předlohou kormidlová páka, kterou se ovládají lodě. Tento způsob ovládání v různých modifikacích sloužil až do roku 1893, kdy nahradil Alfred Vacheron na voze Panhard tuto páku volantem. Již v roce 1898 byl volantem vybaven komerčně vyráběný vůz a během pár let se stalo ovládání pákou součástí historie. [6]

Volant je kolo na hřídeli, kterému udělujeme točivý moment, kterým systému dáváme vstupní informaci o našem záměru. Potřebný moment řidič, při správném držení volantu, vyvolá dvojicí sil. Výsledný moment poté vypočítáme ze vztahu:

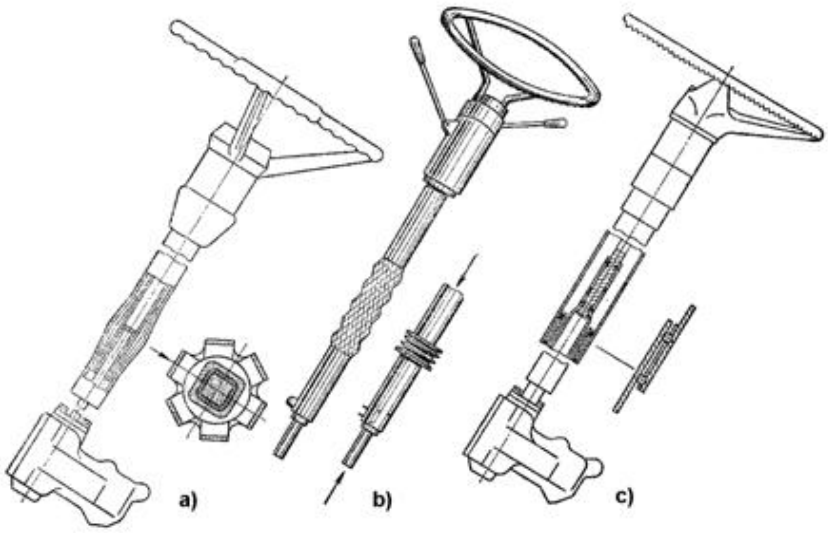
$$M_v = F_v * D_v \tag{2}$$

kde M_v je vyvolaný moment, F_v je síla kterou působí jedna ruka řidiče na volant a D_v je průměr volantu.

Z uvedeného vztahu plyne, že čím větší je průměr volantu, tím menší sílu je potřeba vyvinout na volant, abychom dosáhli stejně velkého momentu působícího na sloupek řízení. Při této úvaze dospějeme k závěru navrhnout pokud možno co největší volant. Proto mají velká a těžká vozidla, jako nákladní vozy a autobusy volant s velkým průměrem. Problémem ovšem je manévrovací prostor řidiče, který je omezen velikostí interiéru vozidla a především rychlost, s jakou lze volantem otáčet. Musíme uvažovat, že při zdvojnásobení průměru volantu se zdvojnásobí i dráha, kterou musíme opsat rukou při otáčení volantem. Dnešní volanty již většinou nejsou navrhovány z hlediska silového, protože tento problém byl vyřešen zavedením posilovače řízení.

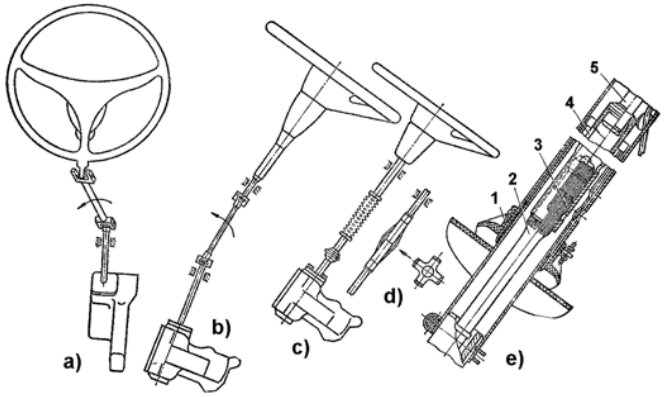
2.2.2 SLOUPEK ŘÍZENÍ

Hlavním úkolem sloupku řízení je přenést ovládací moment z volantu na převodku řízení. Navíc je pomocí něho uchycen volant ke konstrukci vozu a udržuje volant ve stejné pozici vůči řidiči. Hlavní částí sloupku řízení je volantová hřídel, která přenáší moment, a krycí trubka hřídele volantu. Ta složí právě k upevnění sloupku řízení i s volantem ke konstrukci vozidla. Neméně důležitou funkcí je i bezpečnost. Sloupek řízení slouží při čelním nárazu jako deformační člen řízení a svojí konstrukcí zabraňuje proniknutí volantu a volantové hřídele do prostoru posádky vozidla. Krycí trubka volantu je z toho důvodu deformovatelná. Konstrukčně je to řešeno umístěním pružných elementů, deformační částí nebo posuvným uložením (Obr. 10). [2]



Obr. 10 Krycí trubka a) s pružnými elementy; b)s deformační částí; c) posuvným uložením[10]

Hřídel volantu je z důvodu bezpečnosti složen ze dvou a více částí. Konstrukčně lze bezpečného hřídele dosáhnout principem změny délky, kdy je hřídel vybaven podobnými prvky jako krycí trubka, tedy pružnými elementy, deformačním členem, nebo jsou dvě části hřídele spojené posuvným drážkovaným spojem (teleskopický hřídel). Druhou možností, jak zabránit proniknutí hřídele volantu do kabiny je jeho vybočení. Pro toto řešení je typický kloubový hřídel. [10]



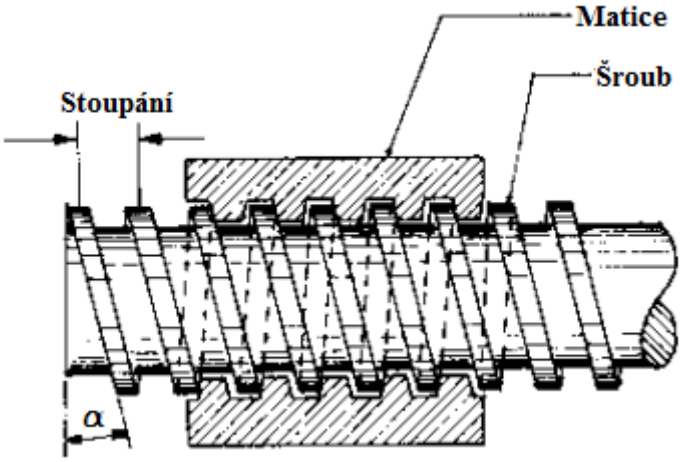
Obr. 11 a), b) kloubový hřídel;c)hřídel s deformačním členem; d)hřídel s pružným elementem; e) teleskopický hřídel[10]

2.2.3 PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Jednou z hlavních částí řízení je převodka řízení. Jak již z názvu vyplývá, je to převodové ústrojí, které mění směr a velikost momentu, kterým na něj působí sloupek řízení, nebo jej mění na posuvný pohyb hřebene (u hřebenové převodky řízení). Převodka řízení nejvíce ovlivňuje převodový poměr řízení. Nejběžněji užívané převodky řízení jsou maticové, šnekové a hřebenové.

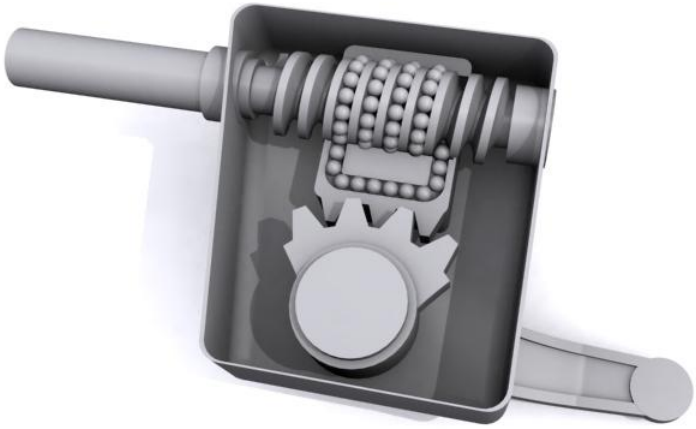
MATICOVÁ PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Maticová převodka řízení funguje na principu posouvání matky po šroubu při jejich vzájemném otáčení. Hřídel řízení je spojen s hřídelem převodky, který je uložen ve skříni převodky tak, aby mu byl zamezen pohyb v podélné ose. Po jeho obvodové ploše je čtvercový nebo lichoběžníkový závit a na něm je umístěna matice. Matice je zajištěna proti otáčení a díky tomu se při otáčení hřídele se závitem po něm pouze posouvá.



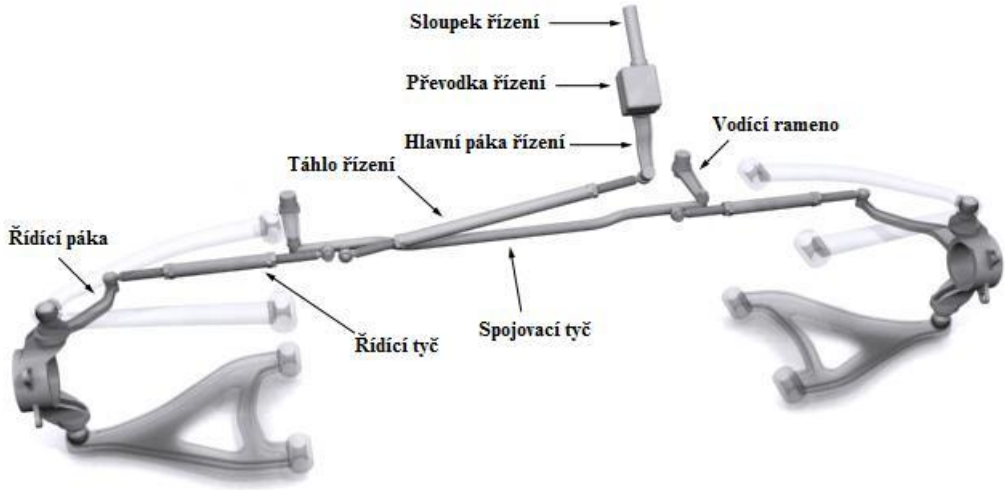
Obr. 12Maticová převodka řízení [3]

Hlavní parametry, které mají u maticové převodky řízení vliv na chování řízení, jsou velikost stoupání a úhel stoupání. Jak je z principu šroubu a matice patrné, při jedné otáčce šroubu se matice, pokud se neotáčí, posune právě o velikost stoupání. Díky tomu můžeme měnit, při jinak nezměněných částech řízení, převodový poměr řízení. Čím větší stoupání šroubovice zvolíme, tím menší bude převodový poměr. Pro zvětšení stoupání tedy musíme buď zvětšit poloměr šroubovice, nebo úhel stoupání. Se zvětšováním poloměru se zvyšují zástavbové nároky a hmotnost. Úhel stoupání šroubovice má zásadní vliv na velikost tření mezi šroubem a maticí. Čím větší úhel stoupání bude šroubovice mít, tím větší tření bude mezi částmi působit. Řešením tohoto problému je konstrukce maticové převodky řízení s oběžnými kuličkami (Obr. 13). Díky nim je při otáčení dosaženo efektu jako u kuličkových ložisek. Mezi kuličkami a šroubem s maticí vzniká mnohem menší tření a valivý odpor, které jsou v součtu mnohem menší, než jen samotné tření mezi šroubem a maticí.



Obr. 13 Maticová převodka řízení s oběžnými kuličkami [8]

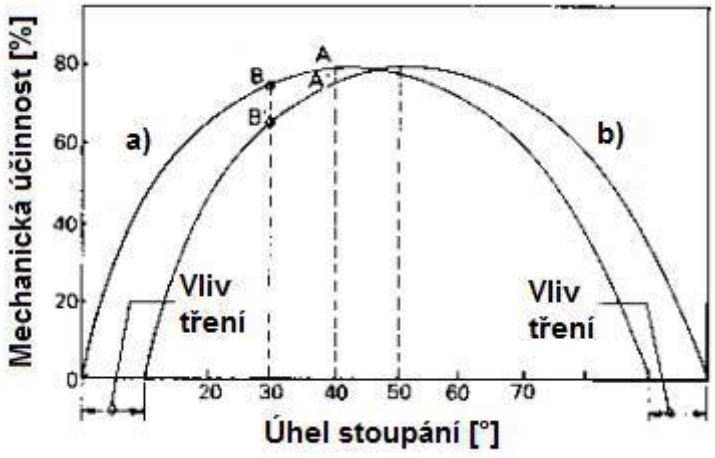
Další důležitou součástí převodky řízení s otočným pohybem, je hlavní páka řízení. Ta je spojena se segmentem, který je otáčen kolem osy otáčení působením matice převodky řízení (Obr. 13). Hlavní páka řízení je na druhé straně napojena na táhlo řízení, které již ovládá celé rejdové ústrojí (Obr. 14). Délka této páky má také vliv na celkový převodový poměr řízení a to takový, že čím delší tato páka je, tím menší je poměr. Při návrhu musíme ovšem pamatovat na skutečnost, že čím delší páku navrhneme, tím větší ohybový moment na ni bude působit. To by mohlo vést k příliš mohutné stavbě, nebo velkým ohybům této páky, které by snížili tuhost celého systému.



Obr. 14 Konstrukční uspořádání řízení s hlavní pákou řízení [8]

Dále je zajímavé podívat se na účinnost převodky řízení. Stejně jako u ostatních strojů, lze určit účinnost jako poměr mezi vstupní a výstupní prací. Tady je třeba rozlišit dvě možné situace. Zaprvé je to převod ze sloupku řízení na hlavní páku řízení, neboli s jakou účinností se přenese moment, kterým působí řidič na volant, na rejdové ústrojí. Zadruhé je to převod z hlavní páky řízení na sloupek řízení, což je zajímavé z pohledu vlivu nerovností na vozovce na kola vozidla a následném přenosu na volant. Pokud se podíváme na průběh účinnosti při různých úhlech stoupání, je patrné, že u obou případů je průběh účinnosti stejný, pouze

s posunutím, které je zapříčiněno třením mezi šroubem a maticí. V případě převodky s oběžnými kuličkami se tohoto posunutí účastní i valivý odpor kuliček.

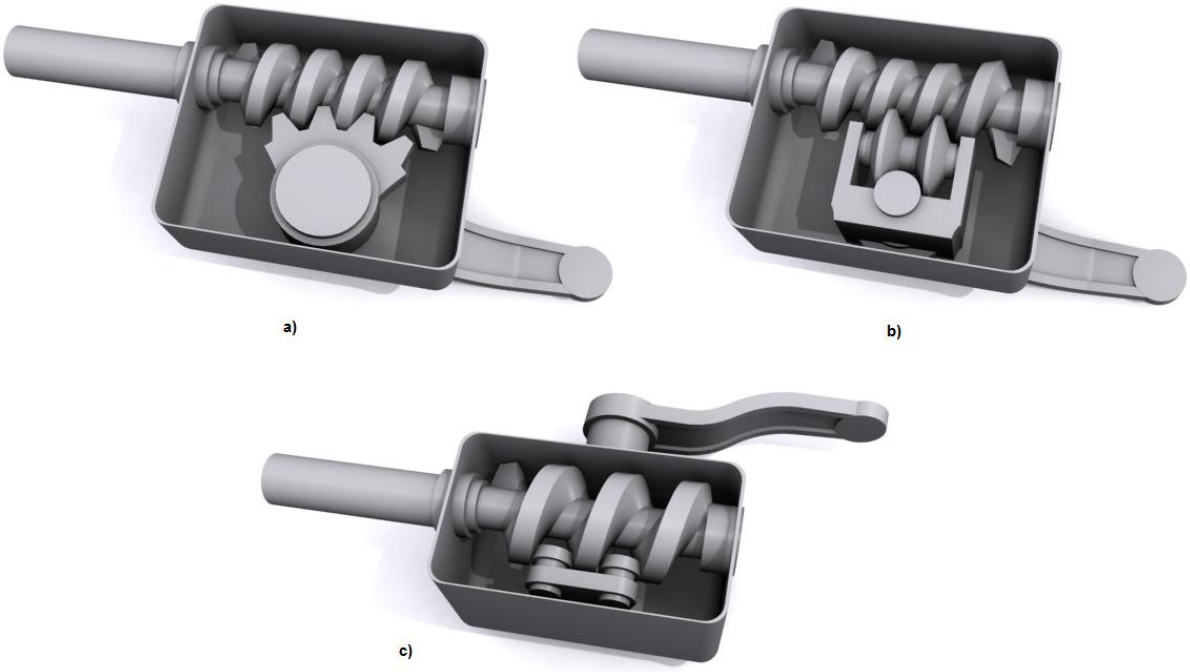


Obr. 15 Mechanická účinnost přenosu maticové převodky řízení s oběžnými kuličkami a) ze sloupku řízení na hlavní páku řízení; b) z hlavní páky řízení na sloupek řízení [3]

Při návrhu optimálního úhlu stoupání se vychází právě z účinnosti. Samozřejmě by bylo nejlepší navrhnout převodku s co největší účinností, aby řidičem vynaložené úsilí bylo co nejvíce využito. Tomuto stavu odpovídá bod A na Obr. 15 a úhel stoupání 40°. Jak ale graf ukazuje, při tomto úhlu je velmi vysoká účinnost i zpětného převodu od hlavní páky řízení. To znamená, že síly, které jsou do rejdového ústrojí dodávány od kol, budou převáděny převodkou na moment působící na hřídel volantu s velkou účinností, a vliv povrchu vozovky se znatelně projeví i na volantu řidiče. Pokud ovšem zvolíme úhel stoupání s menší mechanickou účinností převodu momentu od hřídele volantu, pak se ve větší míře zmenší i účinnost zpětného převodu. To způsobí, že vliv vozovky se nebude projevovat v tak velkém rozsahu. Z tohoto důvodu se obvykle volí úhel stoupání okolo 30°, kdy je rozdíl mezi účinnostmi přibližně 20 %, a zároveň účinnost převodu momentu ze sloupku řízení je okolo 80 %. [3]

ŠNEKOVÁ PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Šneková převodka řízení je svojí konstrukcí velmi podobná maticové převodce. Zásadním rozdílem je, že převodu se neúčastní část, která by konala čistě translační pohyb, jako matice u maticové převodky. Hnací částí převodky, která je spojena se sloupkem řízení, je globoidní, nebo válcový šnek. Hnanou částí může být šnekové kolo nebo jeho část, kladka, nebo kolík (Obr. 16) [10]. Hnaná část je přímo spojena s hlavní pákou řízení, která působí přes táhlo řízení na rejdové ústrojí, stejně jako u maticové převodky (Obr. 14).



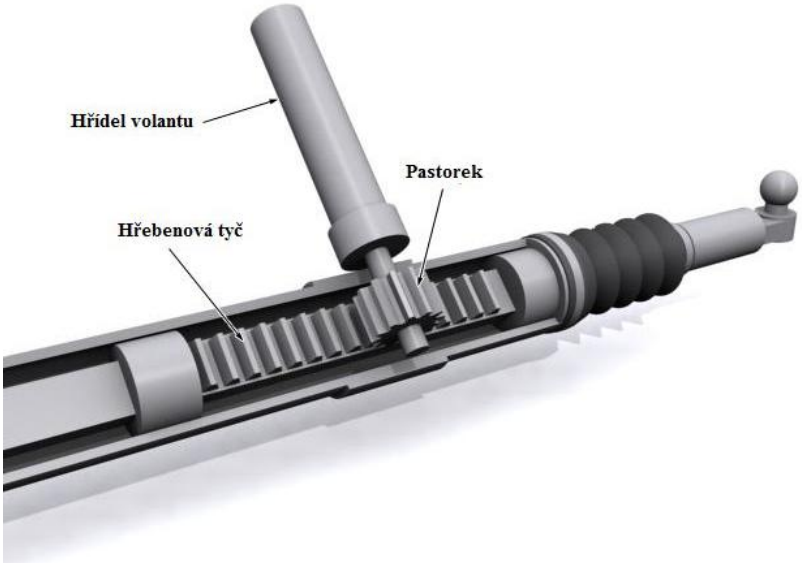
Obr. 16 Šneková převodka a) se segmentem šnekového kola; b) s kladkou; c) se dvěma kolíky [8]

Šneková převodka prošla postupným vývojem. Nejdříve bylo hnanou částí šnekové kolo, které ale kvůli svým rozměrům a nevyužitím celého obvodu bylo brzy nahrazeno pouze jeho segmentem (Obr. 16 a). Vzhledem k podobnému problému s třením jako u maticové převodky, bylo zapotřebí toto tření omezit. Toho se dosáhlo pomocí kladky (Obr. 16 b). Ta se odvaluje po dovnitř vydutém šneku, aby jeho tvar odpovídal dráze kladky. [2] Jiným řešením je umístění kolíku místo segmentu. Kolík je opatřen kladkou, která se odvaluje po boku šroubovice šneku (Obr. 16 c). Tím bylo dosaženo snížení tření a zvýšení účinnosti šnekové převodky. Pokud bychom se zajímaly o účinnost šnekových převodek řízení, tak se hodnoty pohybují okolo 75 % pro převod z hřídele volantu na hlavní páku řízení a kolem 50 % pro zpětný převod. [3]

Výhodou šnekové převodky řízení oproti maticové je v možnosti navrhnout šnek takovým způsobem, že se jeho parametry v průběhu natáčení můžou měnit. Lze tak navrhnout malý úhel stoupání pro střední polohu natočení kol, což se projeví ve snížení účinnosti zpětného převodu, která snižuje moment působící na volant a řidiče. To může zabránit rozkmitání volantu při přímé jízdě. Naopak směrem k plnému natočení lze navrhnout velký úhel stoupání, postupně až na maximální účinnost, tedy okolo 40°. To samozřejmé má vliv i na zvýšení zpětné účinnosti, avšak plné natočení kol u běžných aut se předpokládá jen při manévrech s nízkou rychlostí, kde se toto navýšení účinnosti neprojeví zásadním způsobem na ovladatelnosti vozidla.

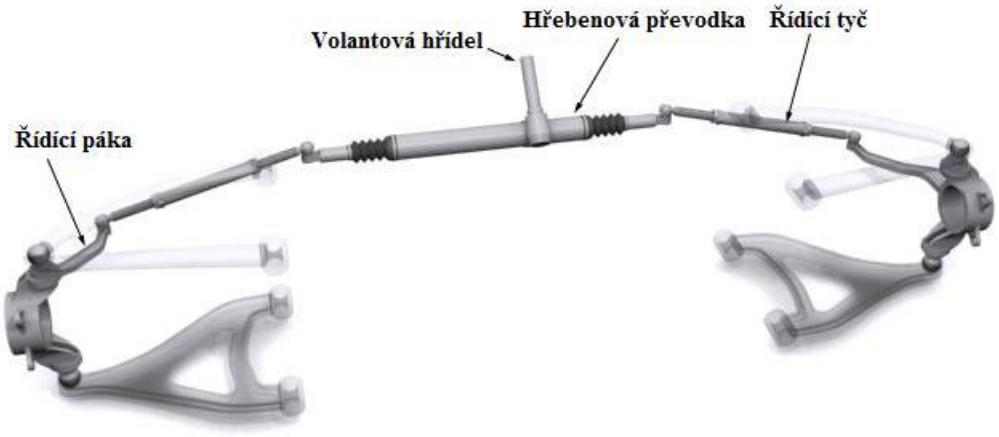
HŘEBENOVÁ PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Hřebenová převodka řízení je nejběžnější a svojí konstrukcí nejjednodušší převodkou řízení. Hlavní odlišností od převodek popsaných výše je, že moment, který je přiveden hřídelem volantu, se v převodce změní na posuvný pohyb hřebene řízení. U výše popsaných převodek řízení je výsledný pohyb rotační.



Obr. 17 Hřebenová převodka řízení [8]

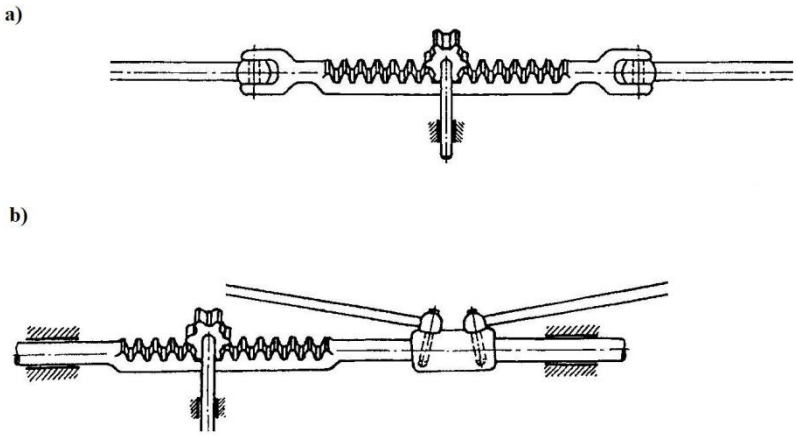
Pastorek je připojen k volantové hřídeli, který svým otáčením otáčí i pastorkem. Při otáčení pastorek posouvá hřeben řízení, který působí přímo na řídicí tyče. U tohoto řešení tedy není potřeba táhlo řízení, spojovací tyč, ani vodící ramena. Tím je celá konstrukce jednodušší, menší, tužší, lehčí a levnější. Nevýhodou je vysoká citlivost na nerovnosti vozovky vyplývající z vysoké účinnosti zpětného převodu, která se může projevovat i chvěním volantu.



Obr. 18 Konstrukční uspořádání řízení s hřebenovou převodkou řízení a uložením řídicích tyčí na koncích hřebenu [8]

Hřebenová převodka má stejně jako šneková několik modifikací. Ty vyplývají z umístění pastorku a uložení řídicích tyčí. Buďto je pastorek umístěn ve středu nebo excentricky na jedné straně převodky řízení a řídicí tyče jsou uloženy na koncích hřebenu, nebo je pastorek uložen excentricky a řídicí tyče jsou ve střední části převodky řízení. Poslední prakticky

využívanou modifikací je uložení pastorku na straně převodky a uložení řídicích tyčí jen na jednom konci hřebenové tyče. [1]



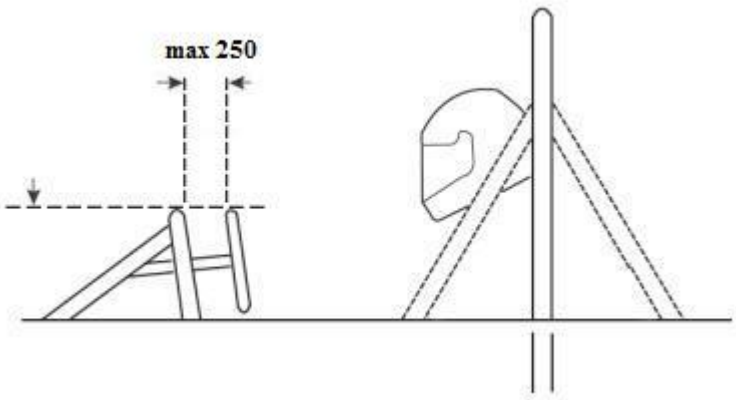
Obr. 19 Hřebenová převodka s uložením řídicích tyčí a) na koncích hřebene b) na střední části hřebene [2]

Jedním z důležitých parametrů pro návrh hřebenové převodky řízení je tzv. c-faktor. Je to v podstatě velikost posunu hřebene převodky při otočení pastorku o 360°.

3 POŽADAVKY NA ŘÍZENÍ DLE PRAVIDEL FORMULE STUDENT

Stejně jako všechny soutěže, tak i formule student má svoje pravidla. Tyto pravidla se mimo jiné týkají i konstrukce vozidla a neopomínají konstrukci řízení. Těchto podmínek není mnoho, ale přesto je důležité se jich pří konstrukčním návrhu řízení formule student držet, aby vozidlo mohlo projít technickou přejímkou, které jsou neodmyslitelnou součástí všech závodů formule student. Navíc je důležité si v pravidlech povšimnout i nepřímých podmínek, které musí řízení splňovat, mezi něž patří například poloměr zatáčení u jednotlivých dynamických soutěží. Celá kapitola bude zpracována dle platných pravidel Formule Student [11].

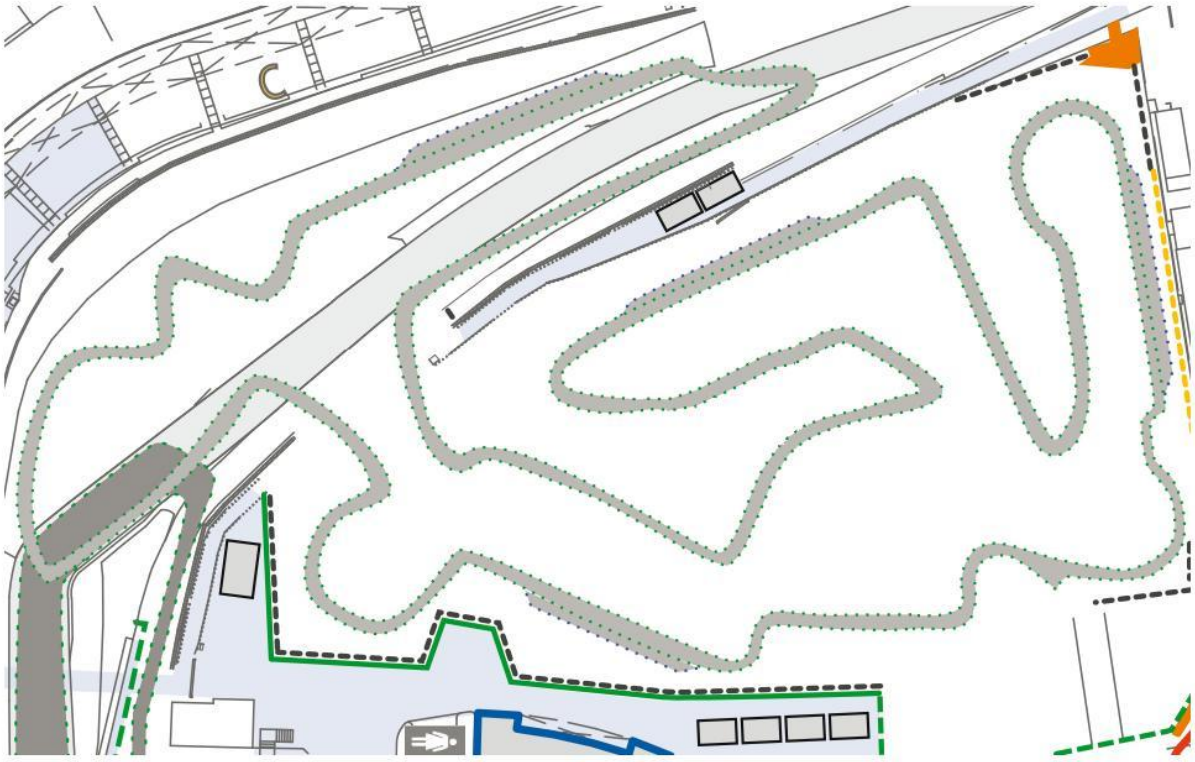
Pro konstrukci řízení je nejdůležitější částí pravidel článek B6.5, věnující se pouze řízení. Podle něj musí být volant mechanicky spojen s řízenými koly, není tedy dovoleno použít tzv. „steer-by-wire“. V dalším bodu je přikázáno využití dorazů řízení, které musí předcházet zablokování rejdového ústrojí a kontaktu kol se zavěšením kol nebo rámem během soutěží na dráze. Tyto dorazy smí být umístěné buď na těhlici, nebo přímo na převodce řízení. Dále je definovaná maximální vůle v celém systému řízení, kterou pravidla stanovují na 7°. Vůle je měřena na volantu při zablokovaných kolech. Další části se věnují převážně volantu. Volant musí být spojen se sloupkem řízení rychlospojkou, aby jej mohl řidič v případě potřeby odpojit od sloupku řízení, přičemž musí být schopný jej ovládat v pozici obvyklé pro řízení a s nasazenými rukavicemi. Tvar volantu podle pravidel musí být kruhový nebo oválný, jsou přípustné rovné části, ale jakékoliv konkávní části či přerušení věnce volantu jsou zakázány. V neposlední řadě pravidla upravují umístění volantu ve vozidle. Volant musí být umístěn tak, aby při jakémkoliv natočení nebyl jeho nejvyšší bod výše než nejvyšší bod předního ochranného oblouku, jak znázorňuje Obr. 20, a při měření v podélné ose vozidla a při přímém natočení kol, nesmí být vzdálenost mezi zadní stranou předního ochranného oblouku a nejpřednější částí věnce volantu větší než 250 mm.



Obr. 20 Požadavky na umístění volantu [11]

Poslední částí pravidel Formule student, která má vliv na řízení, jsou pravidla dynamických soutěží. V nich jsou popsány dráhy, na kterých se soutěží a tím nepřímo upravují i požadavky na řízení. Dynamické soutěže se tedy skládají ze čtyř částí. Jsou jimi akcelerace, jízda po zkušebním okruhu, autokros a vytrvalostní závod. Akcelerační soutěž testuje vozidla z pohledu jejich schopnosti zrychlovat. Uskutečňuje se na rovné dráze o délce 75 m. Další soutěž, jízda po zkušebním okruhu, je z hlediska řízení důležitější. Při této soutěži se testuje chování vozidla při zatáčení na konstantním poloměru. Zkušební okruh se skládá ze dvou kruhů, které spolu tvoří tvar osmičky. Vnitřní průměr kruhu je 15,25 m a vnější 21,25 m. Co

se týká autokrosu, tak jeho účelem je otestovat vozidlo z hlediska ovladatelnosti kombinující akceleraci, brzdění a zatáčení na dráze bez ostatních vozů. Autokros se jezdí po dráze, která se musí řídit předepsanými pravidly. Šířka dráhy je minimálně 3,5 m. Rovinky autokrosové dráhy nesmí být delší než 60 metrů pokud jsou na obou jejich koncích vlásenkové zatáčky, nebo 45 m. Dále je do autokrosové dráhy zařazen slalom, u nějž je předepsán rozestup vytyčujících kuželů od 7,62 m do 12,19 m. Zatáčky jsou rozděleny na konstantní, kde se poloměr zatáčky pohybuje od 11,5 m do 22,5 m, a zatáčky vlásenkové, jejichž minimální vnější poloměr je 4,5 m. Tento údaj je právě pro návrh řízení velmi důležitý. Vozidlo musí být schopné projet vytyčenou dráhu, a proto poloměr zatáčení vozidla se musí přizpůsobit minimálnímu poloměru dráhy. Poslední soutěží je vytrvalostní závod. Tato soutěž testuje výdrž a spolehlivost vozu společně s jeho ekonomičností spotřeby paliva. Části dráhy pro vytrvalostní závod jsou definovány podobně jako u autokrosu. Šířka dráhy je větší o metr, tedy 4,5 m. U rovinek je jejich délka delší a to 77 m s vlásenkovými zatáčkami a 61 m u rovinek zakončených ostatními zatáčkami. U slalomu je větší rozestup kuželů a to v rozmezí od 9 m do 15 m. U zatáček s konstantním poloměrem je rozmezí od 15 m do 27 m, vlásenkové zatáčky mají stejně jako u autokrosu určen minimální vnější poloměr 4,5 m.



Obr. 21 Trať vytrvalostního závodu FSAE Germany 2012 [12]

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ŘÍZENÍ FORMULE STUDENT

Vzhledem k jistým omezením pravidly se při návrhu musí těmto pravidlům vyhovět, aby byla formule schopná projít technickou přejímkou, kde se všechny náležitosti pravidel kontrolují. Tudíž je třeba vyloučit nevyhovující možnosti a určit jaká konkrétní řešení pro dané vozidlo jsou přípustná a nejlepší. Dále je třeba celý systém navrhnout tak, aby přenesl zatížení, které na něj působí během provozu.

4.1 URČENÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍCH NA SYSTÉM

Jedním z hlavních úkolů řízení je natáčení kol do požadovaného směru. Při tom dochází k přenosu sil mezi volantem, na nějž působí řidič, a koly. Tím vzniká v celém systému řízení napětí, kterému musí všechny části řízení při návrhu vyhovět. Pro určení maximálních napětí musíme analyzovat síly, které na systém působí.

4.1.1 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA VOLANT

Hlavním zatížením systému řízení je vyvoláno řidičem. Řidič působí na volant dvojicí sil, které vytváří krouticí moment, jímž se snaží dosáhnout požadovaného natočení kol. Pro určení krouticího momentu bylo využito experimentu Steva Foxe, který měřil krouticí moment vyvolaný dobrovolníky posazenými do formule student. Pro tento pokus vybral 16 studentů obou pohlaví, různých výšek a váhových kategorií ve věku 19-23 let. Dobrovolníci působili na volant o průměru 254 mm ve třech polohách. Nejdříve byl umístěn volant tak, aby měl student natažené ruce, další poloha byla v polovičním dosahu a poslední co nejblíže těla dobrovolníka. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 1.

Tab. 1 Velikost vyvolaného momentu na volant [13]

Řidič	Pohlaví	Výška	Váha	Natažené ruce	Uprostřed	Blízko těla
		cm	kg	Nm	Nm	Nm
MAT	Ž	183	64	34	41	41
CMM	Ž	173	77	34	37	43
BAK	M	170	70	47	41	47
SAK	M	188	64	41	47	47
NJP	M	170	59	41	47	47
MAF	M	175	77	50	61	56
DHC	M	180	73	47	68	61
SKW	M	175	68	47	61	61
JAC	M	175	64	54	61	61
TMJ	M	190	70	50	57	61
YAY	M	175	68	54	61	68
AAS	M	183	73	68	68	68
JWW	M	175	64	50	64	70
SMF	M	183	84	71	81	81
JAS	M	175	66	50	74	84
PKF	M	175	100	66	80	88

Z těchto výsledků je patrné, že velikost krouticího momentu je závislá na síle řidiče a vzdálenosti volantu od něj. Samozřejmě, jak plyne ze vztahu (2), závisí i na průměru volantu. Čím větší je průměr volantu, tím větším krouticím momentem řidič působí za využití stejných sil. Pokud tedy zvolíme volant s podobným průměrem, lze tyto výsledky považovat za použitelné i pro náš případ. Vzhledem k ovladatelnosti volantu v různých vzdálenostech od těla řidiče se bude poloha volantu blížit poloze uprostřed a můžeme tedy říci, že maximální zatížení volantu bude 100 Nm i s přidanou 20% rezervou.

4.1.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ OD KOLA

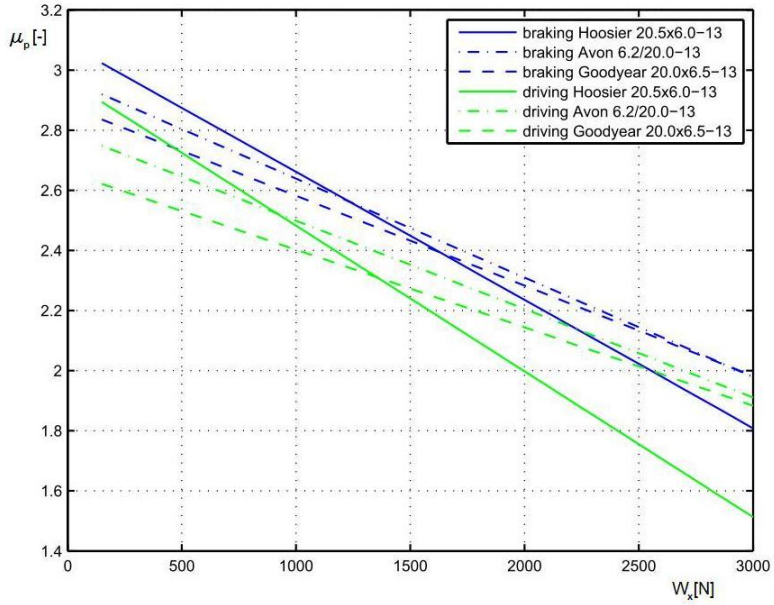
Na druhé straně systému řízení než je volant se nachází řídicí páka. Síly, které na ni působí, jsou vyvolány reakcí silového působení kola na vozovku. Nejvýznamnější složkou zatížení rejdového ústrojí je reakce na vratný moment kola, který vzniká působením boční vodící síly na rameni, které se nazývá závlek pneumatiky. [15] Velikost boční vodící síly a závleku pneumatiky závisí především na vlastnostech pneumatiky a zatížení kola.

VLASTNOSTI PNEUMATIKY

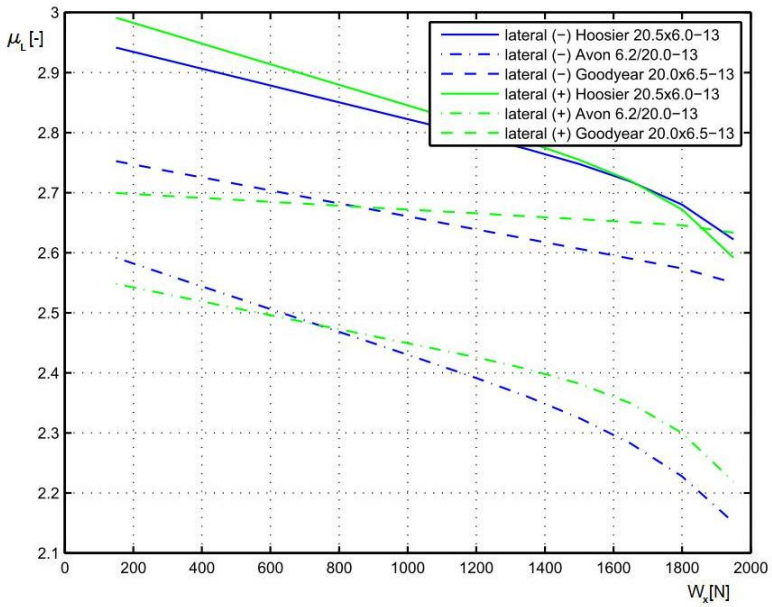
Pneumatiky jsou nejdůležitějším prvkem, který se podílí na ovládání vozidla. Pneumatiky zabezpečují styk vozidla s vozovkou a jejich vlastnosti ovlivňují chování vozidla při jízdě. Pro naše potřeby se budeme zabývat především součinitelem přilnavosti, který je určující pro velikost brzdné síly a boční vodící síly, které ovlivňují velikost sil působících na řízení vozidla. Vzhledem ke konstrukci pneumatik, je třeba rozlišovat součinitel přilnavosti v podélném a příčném směru pneumatiky.

V podélném směru součinitel určuje velikost reakce vozovky na kolo při akceleraci a brzdění, při čemž dochází k přesunu zatížení mezi nápravami. Pro náš případ je důležitější přesun zatížení při brzdění, kdy dochází k nárůstu zatížení přední nápravy a tím ke zvětšování sil působících na rejdové ústrojí vozidla. Toto zatížení je tím větší, čím větší je zpomalení vozidla, na němž se podílí hlavní měrou brzdná síla. Vzhledem k tomu, že pro úspěšný průchod technickou přejímkou, musí být brzdový systém schopný zablokovat všechna čtyři kola při testu brzd, lze maximální brzdnou sílu určit ze zatížení pneumatiky a právě součinitele přilnavosti pneumatiky v podélném směru.

Součinitel přilnavosti v příčném směru určuje maximální velikost boční vodící síly. Na ní závisí maximální odstředivá síla, která může na vozidlo působit, a stejně jako u brzdění, kdy dochází k přesunu zatížení na přední nápravu, dochází vlivem působení odstředivé síly na těžiště k přenosu zatížení z vnitřní strany vozidla na vnější stranu. Tím se opět zvyšuje zatížení na předním řízeném, tentokrát jen vnějším, kole.

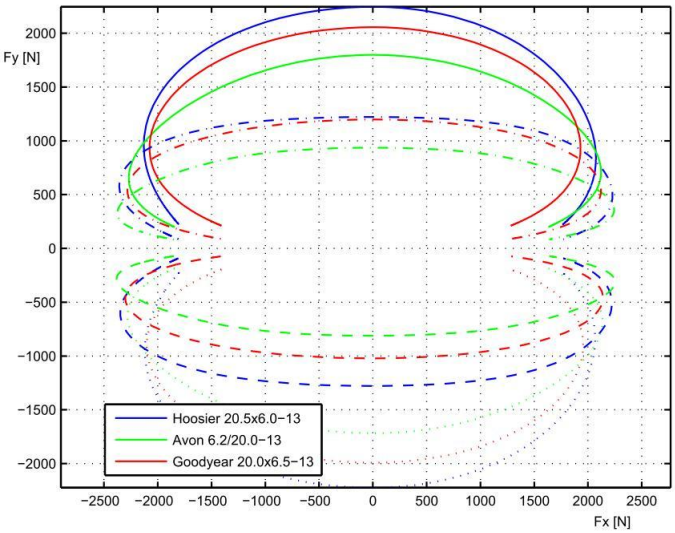


Obr. 22 Součinitel přilnavosti v podélném směru pneumatiky v závislosti na zatížení pro různé typy pneumatik určených pro Formuli Student; zeleně pro rozjezd, modře pro brzdění [14]



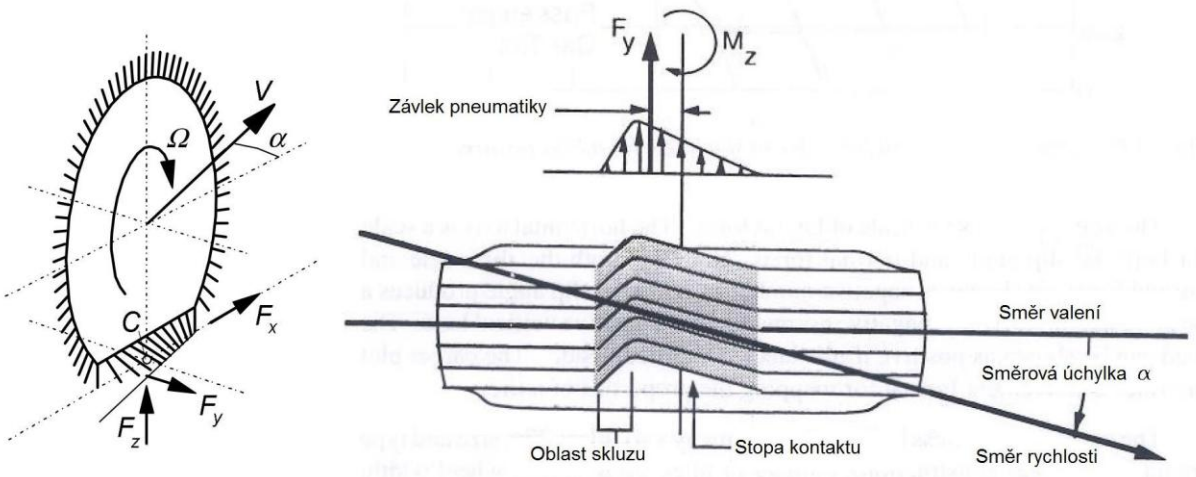
Obr. 23Součinitel přilnavosti v příčném směru pneumatiky v závislosti na zatížení pro různé typy pneumatik určených pro Formuli Student; zeleně pro vnější kolo, modře pro vnitřní kolo [14]

Důležitou vlastností, v souvislosti se součinitelem přilnavosti, je chování pneumatik při kombinaci zrychlování, nebo brzdění a zatáčení. Je nutné poznamenat, že pneumatika je schopná přenést maximální podélnou sílu v případě nulové boční síly a naopak. V případě kdy na kolo působí kombinace těchto sil, velikost jejich výslednice se pohybuje v tzv. Kammově kružnici přilnavosti. Je to graf závislosti boční vodící síly na podélné síle. Ve skutečnosti, vzhledem k tomu, že velikost součinitele přilnavosti v podélném a příčném směru jsou odlišné, má Kammova kružnice přilnavosti tvar elipsy (Obr. 24).



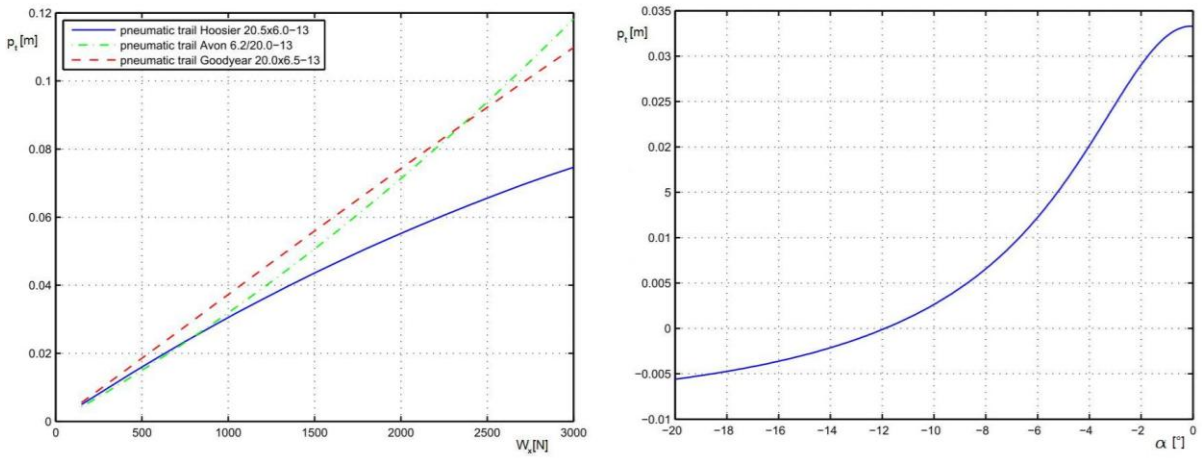
Obr. 24 Kammova kružnice přilnavosti pro pneumatiky určené pro vozidla Formule student [14]

Další významnou charakteristikou pneumatiky je velikost závleku pneumatiky. Při vychýlení valícího se kola, dochází k tomu, že směr valení pneumatiky a směr rychlosti kola svírají úhel různý od nuly. Tento úhel se nazývá směrová úchylka a povrchové elementy pneumatiky tak přicházejí do styku s vozovkou bočně vysunuty, čímž vzniká na povrchu kola napětí vyvolávající boční vodící sílu. Vzhledem k průběhu posunutí elementů ve styku kola s vozovkou oproti podélnému směru jsou elementární síly v zadní části stopy větší, než v přední části a jejich výslednice je tedy vychýlena ze středu kola směrem dozadu. Tato výchylka je právě již zmiňovaný závlek pneumatiky. [15]



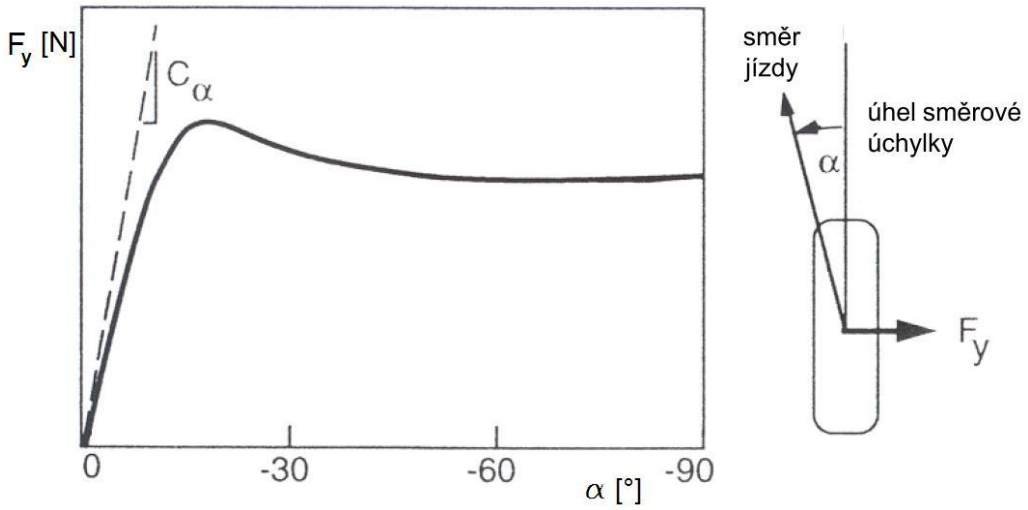
Obr. 25 Vznik boční vodící síly a závleku pneumatiky [16][17]

Velikost závleku pneumatiky je tedy závislý na svislém zatížení kola a na velikosti směrové úchylky.



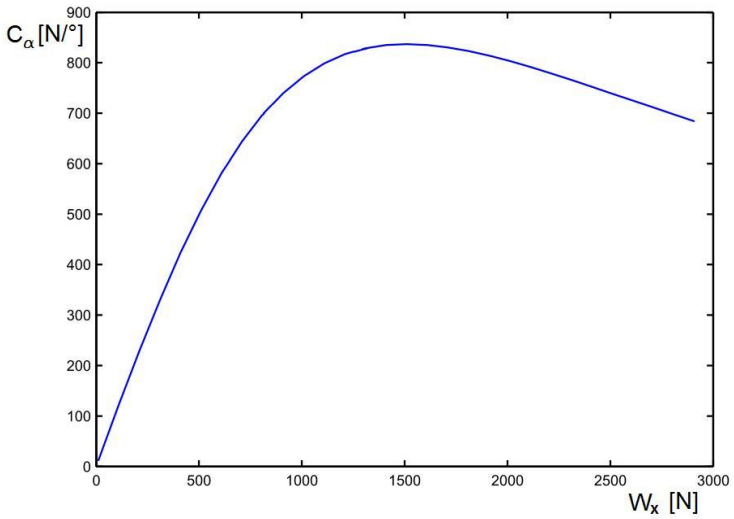
Obr. 26 Vliv svislého zatížení a směrové úchylky na závlek pneumatiky [14]

Jako poslední charakteristika pneumatiky, která bude dále využita při návrhu dílů mechanismu řízení, je směrová tuhost pneumatiky. Směrová tuhost představuje sklon křivky závislosti průběhu velikosti boční vodící síly na směrové úchylce při nulové směrové úchylce (Obr. 27).



Obr. 27 Závislost boční vodící síly na směrové úchylce a směrová tuhost pneumatiky [17]

Vzhledem k tomu, že velikost boční vodící síly je závislá na zatížení daného kola, je i směrová tuhost pneumatiky závislá na zatížení kola. Pro vybrané pneumatiky je vliv zatížení kola na velikost směrové tuhosti uveden na Obr. 28.



Obr. 28 Směrová tuhost pneumatiky [14]

ZATÍŽENÍ ŘÍZENÉHO KOLA

Jak již bylo poznamenáno, zatížení řízeného kola se mění v závislosti na jízdních režimech. Pokud vozidlo stojí, lze zatížení určit jen pomocí hmotnosti a rozložení hmotnosti. V našem případě je pohotovostní hmotnost vozidla 220 kg, přičteme-li i hmotnost řidiče, bude celková hmotnost do 300 kg. Celková hmotnost se rozkládá na přední a zadní nápravu a to v závislosti na poloze těžiště. Pokud těžiště vozidla leží ve vzdálenosti b od přední nápravy a vzdálenosti c od zadní nápravy a rozvor náprav je L, pak lze statické zatížení na jednotlivých nápravách spočítat jako:

$$W_{fs} = \frac{c}{L} \cdot W \tag{3}$$

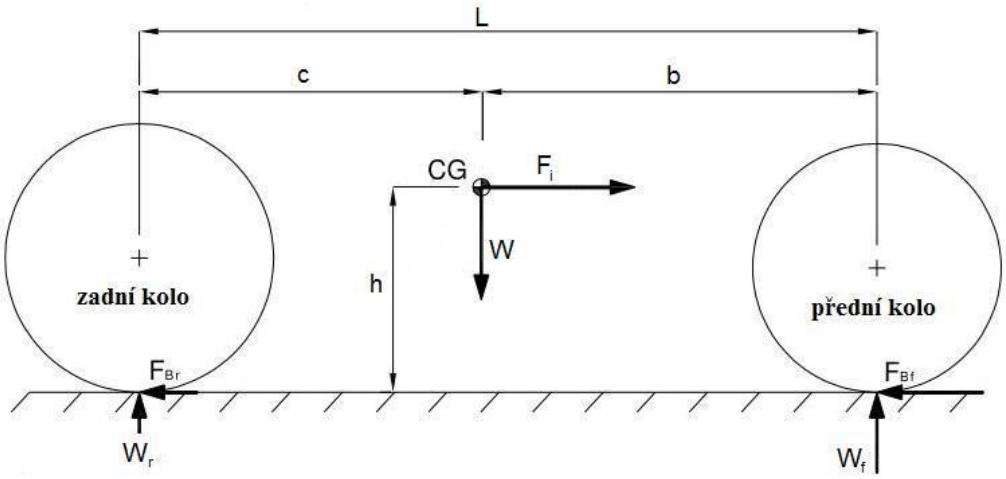
$$W_{rs} = \frac{b}{L} \cdot W \tag{4}$$

kde W označuje tíhu vozidla; W_{fs}, W_{rs} je statické zatížení přední/zadní nápravy; L značí rozvor náprav; b,c jsou vzdálenosti přední/zadní nápravy od těžiště.

Během brzdění, působí proti směru jízdy vozidla síly, které vozidlu udělují zpomalení. Vlivem setrvačné síly, která má stejnou velikost ale opačný směr, dochází k přesunu části zatížení zadní nápravy na přední nápravu. (Obr. 29). Zatížení přední nápravy je tedy součtem statického zatížení a zatížení dynamického a lze jej spočítat pomocí vzorce [17]:

$$W_f = \frac{c}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x \tag{5}$$

kde h je výška těžiště, g gravitační zrychlení a D_x zpomalení vozidla.



Obr. 29 Rozložení zatížení mezi nápravami při brzdění
CG – těžiště; F_i – setrvačná síla; W_f, W_r - zatížení přední/zadní nápravy; F_{Bf}, F_{Br} brzdná síla na přední/zadní nápravě

Pro výpočet maximálního zatížení na předním kole při brzdění tedy potřebujeme znát parametry vozidla a maximální zpomalení. Pro náš případ byly parametry vozidla naměřeny v 3D modelu a jsou uvedeny v Tab. 2.

Tab. 2 Parametry vozidla

b	817 mm	L	1600 mm
c	783 mm	h	276 mm

Pro určení maximálního zpomalení je potřeba určit síly, které působí proti směru pohybu vozidla. Největšími silami, které působí protisměru jízdy vozidla při brzdění, jsou brzdné síly na přední a zadní nápravě. Brzdná síla je přímo úměrná zatížení nápravy a součiniteli tření. Celková brzdná síla je tedy definována jako:

$$F_B = F_{Bf} + F_{Br} = \mu_p \cdot W_f + \mu_p \cdot W_r \tag{6}$$

kde F_B je celková brzdná síla a μ_p je součinitel přilnavosti v podélném směru valení pneumatiky.

Neznáme tedy zatížení zadní nápravy W_r, které lze definovat vztahem [17]:

$$W_r = \frac{b}{L} \cdot W - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x \tag{7}$$

Dosazením (5) a (7) do (6) dostaneme výslednou celkovou brzdnou sílu:

$$F_B = \mu_p \cdot W \tag{8}$$

Další síla, která působí proti směru jízdy vozidla je valivý odpor. Na každém kole vzniká vlivem deformace pneumatiky a vozovky k posunutí reakce vozovky na radiální zatížení kola, která vyvolává krouticí moment působící proti směru otáčení kola. Valivý odpor lze spočítat pomocí vzorce [17]:

$$R_x = f_r \cdot W \tag{9}$$

kde R_x je valivý odpor a f_r součinitel valivého odporu. Vzhledem k neznámému skutečnému součiniteli valivého odporu zvolených pneumatik, vyjdeme pro jeho určení z typických hodnot. Stanovíme tedy hodnotu koeficientu na 0,1, která je dostatečně velká pro zahrnutí maximální možné hodnoty.

Další významnou silou působící proti směru jízdy vozidla je aerodynamický odpor. Jeho velikost závisí na rychlosti obtékání vzduchu okolo vozidla, čelní ploše vozidla a na hustotě a součiniteli odporu vzduchu. Vzhledem k tomu, že pro navržený design formule neznáme přesnou hodnotu součinitele odporu vzduchu, využijeme hodnotu 0,55, která byla spočítána při předchozích návrzích designu formule. Nový návrh tvaru, při porovnání s předchozím, je velmi podobný, proto lze využít dříve spočítaný součinitel odporu vzduchu. Čelní plochu vozidla lze určit z 3D modelu a její hodnota je 0,813 m^2. Pro výpočet aerodynamického odporu využijeme rovnice [17]:

$$D_A = \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot v_v^2 \cdot C_D \cdot A \tag{10}$$

kde D_A označuje aerodynamický odpor, ρ_v hustotu vzduchu, v_v rychlost proudění vzduchu okolo vozidla, C_D součinitel odporu vzduchu a A je čelní plocha vozidla.

Nyní tedy lze určit maximální zpomalení vozidla jako poměr sil, které působí proti směru jízdy vozidla, a hmotnosti vozidla:

$$D_x = \frac{(F_B + R_x + D_A) \cdot g}{W} \tag{11}$$

Dosazením (8), (9), (10) a (11) do (5) dostaneme výsledný vztah pro určení maximálního zatížení přední nápravy během brzdění:

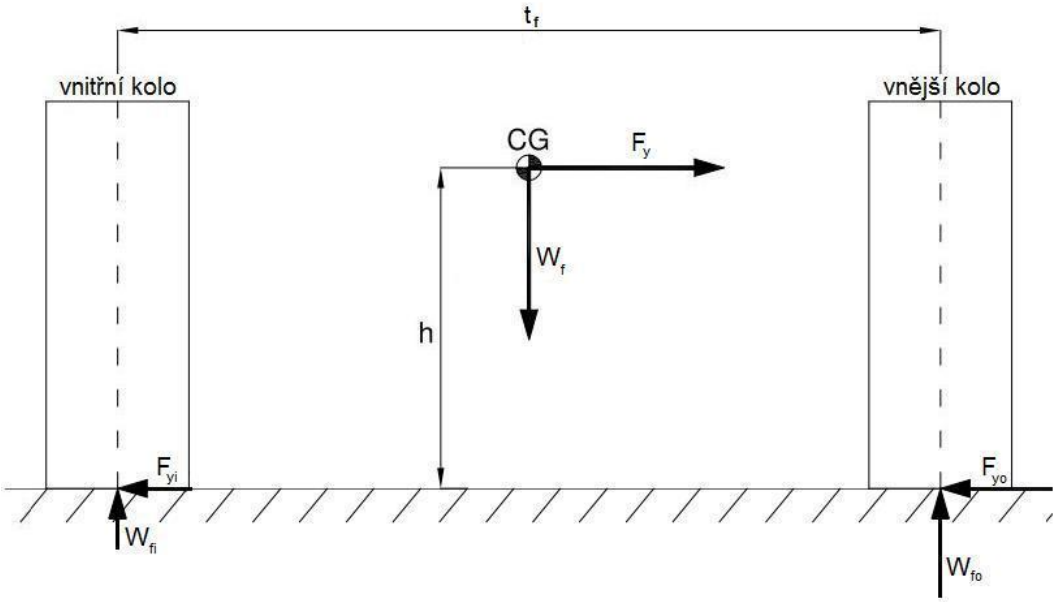
$$W_f = \frac{c}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \left(\mu_p \cdot W + f_r \cdot W + \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot v_v^2 \cdot C_D \cdot A \right) \tag{12}$$

Pro výpočet tedy použijeme hodnoty parametrů vozidla uvedené výše a velikost tíhy vozidla určené z hmotnosti 300 kg. Pro určení součinitele podélné přilnavosti, využijeme hodnotu statického zatížení. Vzhledem k tomu, že při vyšším zatížení velikost součinitele klesá, lze říci, že při jeho určení ze statického zatížení, bude skutečná brzdná síla nižší než vypočítaná, čímž se dostaneme, co se týče bezpečnosti, na stranu bezpečnou. V našem případě tedy použijeme hodnotu 2,7. Při dosazení známých hodnot a hustoty vzduchu, která se pohybuje, v závislosti na podmínkách, okolo hodnoty 1,3 $kg \cdot m^{-3}$, a maximální rychlosti vozidla 120 $km \cdot h^{-1}$, která je omezena uspořádáním převodovky, dostaneme maximální zatížení přední nápravy 2917 N.

Na zvýšení zatížení na předních řízených kolech má vliv i průjezd zatáčkou. Při pohybu vozidla po kružnici působí na těžiště vozidla odstředivá síla. Tím dochází, stejně jako v případě brzdění, k přesunu zatížení ve směru působící síly, tedy na vnější kolo. Analogicky, stejně jako se určilo zatížení přední nápravy, lze odvodit zatížení vnějšího kola přední nápravy při zatáčení:

$$W_{fo} = \frac{1}{2} \cdot W_{fs} + \frac{h}{t_f} \cdot \mu_L \cdot W_{fs} \qquad (13)$$

kde W_{fo} je zatížení vnějšího kola přední nápravy, μ_L je součinitel tření v příčném směru a t_f označuje rozchod přední nápravy.



Obr. 30 Rozložení zatížení na přední nápravě při zatáčení
F_y – odstředivá síla na přední nápravě; F_{yi}, F_{yo} – Boční vodící síla vnitřního/ vnějšího kola

Výška těžiště je stejná jako v předchozím případě a rozchod přední nápravy, 1250 mm, byl změřen v modelu. Velikost součinitele přilnavosti ve vzorci (13) určíme ze statického zatížení jednoho kola. Ačkoliv tímto zjednodušením bude vypočítaná síla větší, v našem případě se tím dostáváme na stranu bezpečnou. Po dosazení hodnot do vzorce (13) dostaneme tedy výsledné zatížení vnějšího předního kola, jehož velikost je 1611 N.

Posledním případem, kdy vzrůstá zatížení na řízeném kole je kombinované brzdění a zatáčení. Pro analýzu tohoto zatížení je důležité si povšimnout vlastností pneumatik při tomto režimu, především Kammovi kružnice přilnavosti. Jak již bylo výše napsáno, její skutečný tvar je elipsa, avšak v našem případě pro zjednodušení ji budeme považovat za kružnici s poloměrem $\mu_L \cdot W$. Při tomto zjednodušení lze Celkové zatížení vnějšího řízeného kola spočítat pomocí vzorce:

$$W_{fo} = \left[\frac{c}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \left(\sin x \cdot \mu_L \cdot W + f_r \cdot W + \frac{1}{2} \cdot \rho_v \cdot v_v^2 \cdot C_D \cdot A\right)\right] \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{h}{t_f} \cdot \cos x \cdot \mu_L\right) \quad (14)$$

kde *x* je úhel mezi boční vodící sílou a výslednou působící sílou na kolo. Po dosazení hodnot, dostaneme závislost velikosti zatížení vnějšího předního kola na úhlu *x*. Při velikost úhlu *x*=42°, nabývá W_{fo} maximální hodnoty 2324 N.

Nyní tedy můžeme spočítat vratný moment, jehož velikost závisí na velikosti boční vodící síly a na velikosti závleku pneumatiky.

$$M_z = F_y \cdot p_t \quad (15)$$

kde M_z je vratný moment a p_t závlek pneumatiky.

Z předcházejících úvah je tedy patrné, že největší vratný moment bude na předním vnějším kole při kombinovaném brzdění a zatáčení. Závlek pneumatiky tedy určíme z charakteristiky pneumatiky a pro zatížení 2324 N je 0,05 m. Boční vodící síla na vnějším kole je v tomto případě:

$$F_y = \cos x \cdot \mu_L \cdot W_{fo} \quad (16)$$

a maximální boční vodící sílu, 5430 N, dostaneme pro *x* = 22°. Výsledný maximální vratný moment je tedy 271,5 Nm.

Tento vratný moment působí na těhlici kola a snaží se ji natočit do přímého směru. Přičemž, pro určení síly působící na řídicí tyč, tento moment podělíme ramenem řídicí páky. Nejmenší rameno řídicí páky je 0,096 m, a síla která tedy působí na řídicí tyč je 2828,1 N.

4.2 NÁVRH A VÝBĚR JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ ŘÍZENÍ

Konstrukční uspořádání řízení formule student bylo na základě informací o možnostech jeho uspořádání zvoleno nejběžněji užívané, skládající se z volantu, rychlospojky pod volant, sloupku řízení, převodky řízení a řídicích tyčí, které jsou spojeny s těhlicí kola. Toto řešení má své nesporné výhody, především je lehké, jednoduché a nejlépe podává informaci o jízdě řidiči. Samozřejmě, aby vše správně fungovalo a řízení vozidla bylo co nejpřesnější a řidič měl co nejlepší informace o chování vozidla, je důležité každý prvek řízení navrhnout tak, aby splňoval určená kriteria. Při návrhu a výběr jednotlivých částí řízení byl tedy kladen důraz především na to, aby každá část vydržela maximální zatížení a přitom měla co nejmenší hmotnost. Samozřejmě s ohledem k tomu, že tuhost celého systému řízení má vliv na chování vozidla při zatáčení, především co se týče jeho přetáčivosti a nedotáčivosti.

4.2.1 PŘEVODKA ŘÍZENÍ

Při volbě druhu převodky řízení byla hlavním kritériem její tuhost. Vzhledem k požadavku velkého převodu, tedy aby řidič nemusel natáčet volant o příliš velký úhel, byla zvolena hřebenová převodka, která se jeví jako nejlepší volba při porovnání hmotnosti, převodu, tuhosti a zpětné vazby řidiči. Navíc, díky svému tvaru a přímému spojení s řídicí tyčí, je nejvýhodnější i co se týče zástavbového prostoru, který není ve formuli student příliš velký.

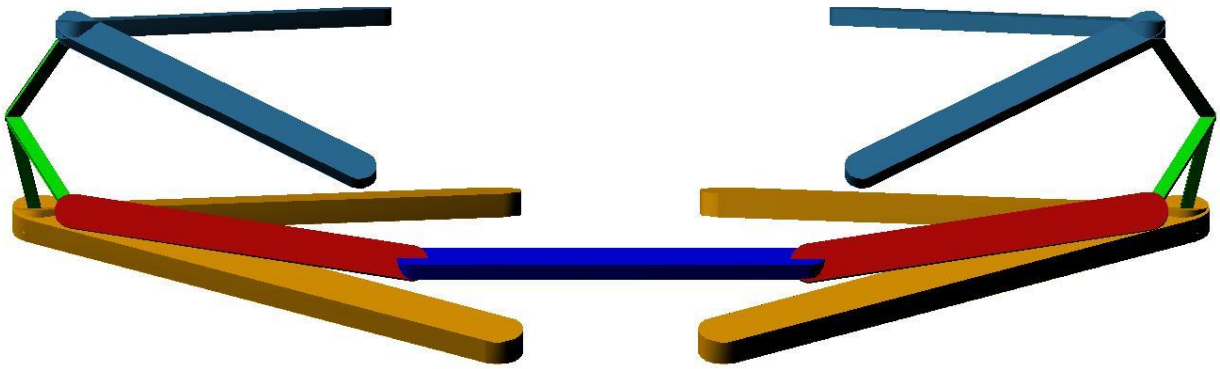
Pro návrh hřebenové převodky řízení bylo nejdůležitější určit posun hřebene převodky pro maximální natočení kola. Vycházelo se z parametrů závodních tratí, které jsou definované v pravidlech Formule student. Jako nejmenší poloměr, který bude muset formule projet, bylo stanoveno 4,5 m. Pro výpočet úhlu natočení kola bylo využito vztahu [17]:

$$\delta = 57{,}3 \cdot \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}}\right) \cdot \frac{v^2}{g \cdot R} \tag{17}$$

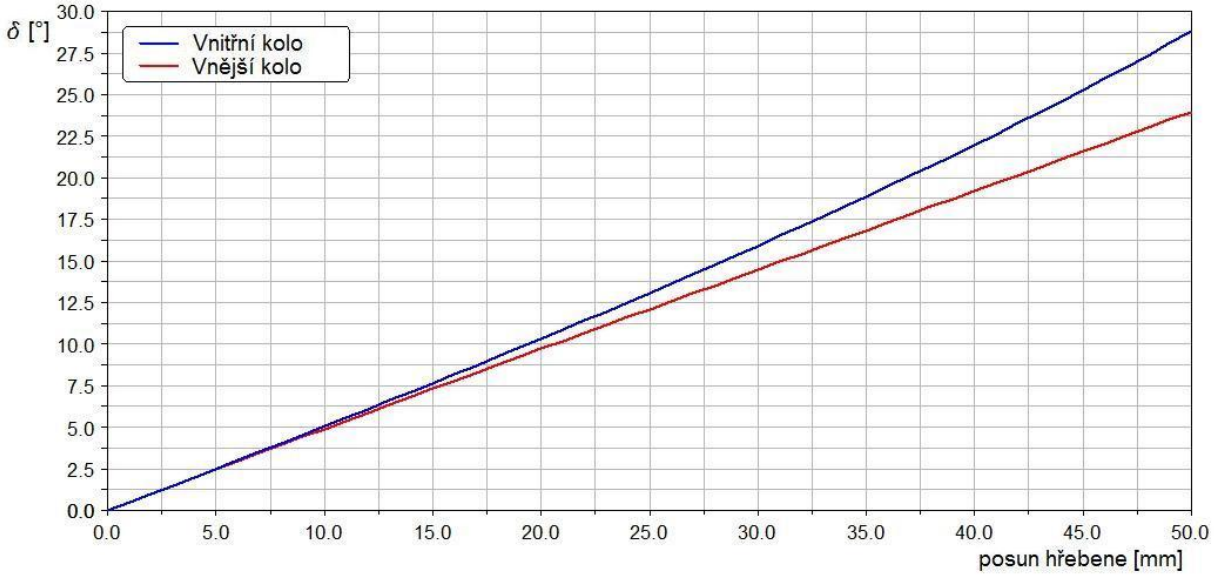
kde δ je úhel natočení kola, $C_{\alpha f}$ a $C_{\alpha r}$ směrová tuhost přední a zadní pneumatiky, v značí rychlost pohybu vozidla, g je gravitační zrychlení a R označuje poloměr zatáčení.

Za předpokladu brzdění před zatáčkou se bude zatížení přední a zadní nápravy rovnat statickému zatížení, směrovou tuhost určíme z Obr. 28 a rychlost průjezdu zatáčkou, vzhledem k průměrným rychlostem na závodní trati, můžeme pro průjezd zatáčkou s poloměrem 4,5 m stanovit na 10 ms^{-1}. Při těchto hodnotách, je střední úhel natočení řízených kol 23,34°.

Abychom tedy určili posun hřebene řízení pro daný úhel natočení, vytvořili jsme model předního zavěšení v multi-body systému Adams (Obr. 31). V tomto prostředí jsme poté simulovali posunutí hřebene, přičemž bylo měřeno natočení obou předních kol. Výsledkem je graf závislosti úhlu natočení kol na posunu hřebene řízení (Obr. 32). Vzhledem k možnosti přenastavení bodů zavěšení, byl tento postup aplikován na všechny předpokládané varianty. Poté byl zvolen celkový chod hřebene každé varianty a k němu spočítány úhly natočení kol. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 3.



Obr. 31 Model předního zavěšení kol



Obr. 32 Závislost natočení kola na posunu hřebene řízení

Tab. 3 Úhly natočení kola při navrženém chodu hřebene řízení

	celkový chod hřebene [mm]	úhel natočení vnitřního kola [°]	úhel natočení vnějšího kola [°]	střední úhel natočení kola [°]
fSAE01	90	25,05	21,75	23,4
fSAE02	84	25,24	21,88	23,6
fSAE03	77	25,03	21,8	23,4
fSAE04	77	25,31	21,81	23,6
fSAE05	90	24,98	22,00	23,5

Varianta 1 a 5 tedy vyžaduje největší posun hřebene řízení 90 mm. Abychom tedy byli schopni realizovat všechny varianty, je třeba použít převodku řízení právě s celkovým posuvem 90 mm. Pro ostatní konfigurace zavěšení předních kol, bude posun hřebene řízení omezen mechanickými dorazy přímo na převodce řízení.

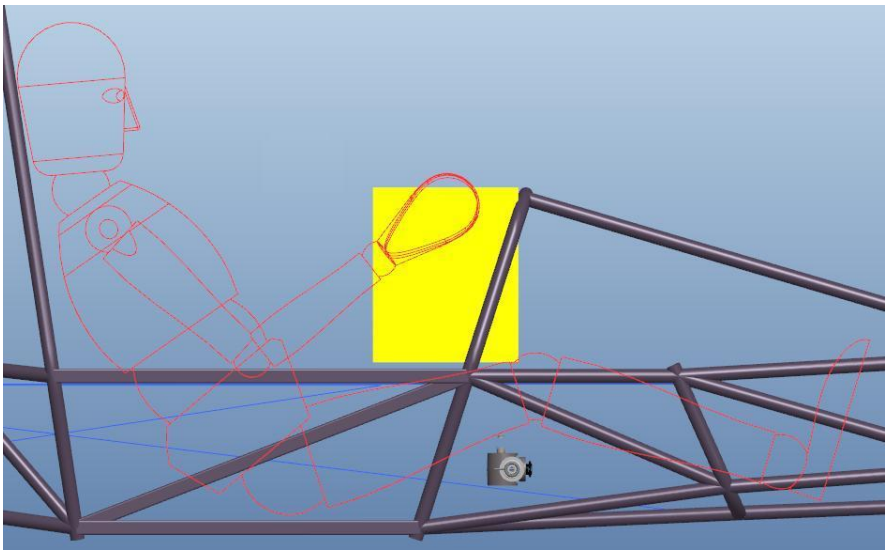
Dalším parametrem důležitým pro návrh převodky řízení je převodový poměr řízení. Vzhledem k povaze navrhovaného vozu, je vhodné zvolit malý převodový poměr řízení, aby řidič při průjezdu zatáčkou nemusel přesouvat ruce po volantu. Prakticky bylo vyzkoušeno, jakého úhlu natočení volantu je řidič schopen bez ručkování po volantu. Z naměřených hodnot vyplynulo, že pro optimální ovládání volantu a natočení kol do požadovaného úhlu, potřebujeme, aby c-faktor převodky řízení byl minimálně 85,5 mm/ot.

Vzhledem k určeným parametrům převodky řízení byli osloveni výrobci hřebenových převodek řízení a jediným výrobcem, který byl schopný požadavkům vyhovět, byl Titan Motorsport.

Obr. 33 Hřebenová převodka řízení od firmy Titan Motorsport

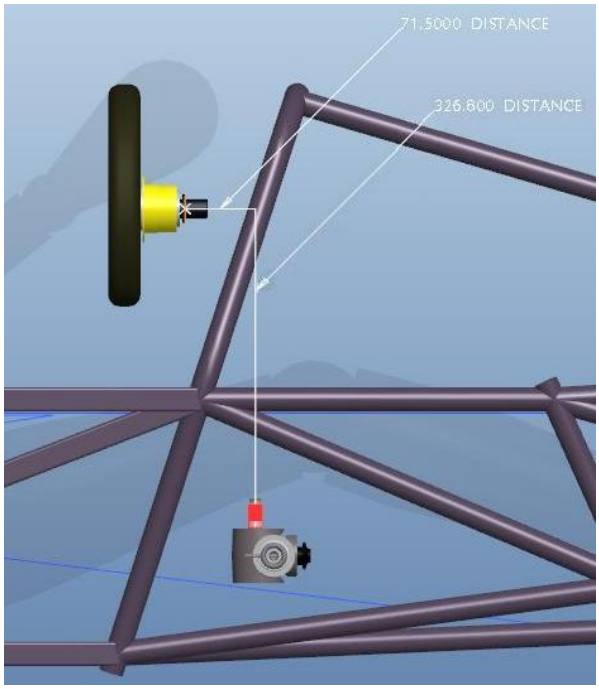
4.2.2 SLOUPEK ŘÍZENÍ

Sloupek řízení přenáší moment, kterým působí řidič na volant, na převodku řízení. Jak stanovují pravidla, musí toto spojení být mechanické. Proto je pro návrh sloupku řízení důležitá poloha volantu a převodky řízení. Poloha převodky řízení je dána geometrií řízení. Geometrie řízení se určuje společně s geometrií podvozku a navrhuje se tak, aby pro dané rozměry vozidla a jeho hmotnost bylo chování vozidla při zatáčení, brzdění a akceleraci co nejlepší. Poloha volantu je omezená pravidly a polohou řidiče. Poloha volantu, která tedy připadá v úvahu, je vyznačena žlutě na Obr. 34.



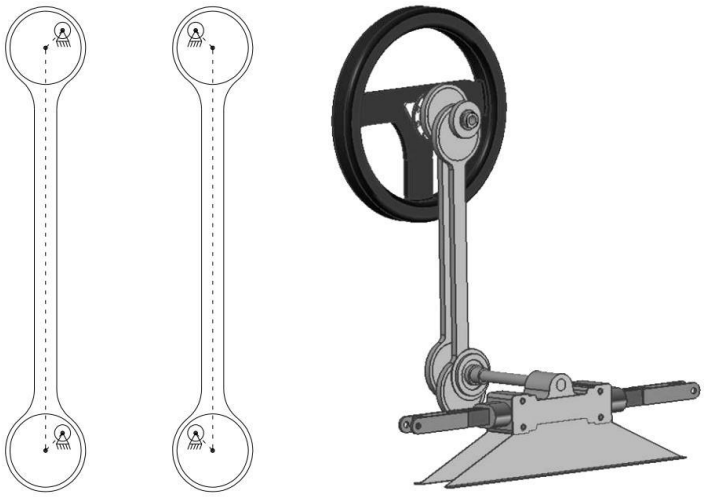
Obr. 34 Poloha převodky řízení a možná poloha volantu (žlutě)

Pro určení konkrétní polohy volantu je důležitá i vzdálenost volantu od řidiče. Tu lze nejjednodušeji určit pomocí fyzické zkoušky, kdy si řidič sedne do vozidla a postupně se zkouší, ve které poloze bude pro řidiče subjektivně volant v ideální pozici. Vzhledem k tomu, že během závodu musí vozidlo řídit postupně 4 řidiči a navíc během vytrvalostního závodu se musí dva vystřídat bez úpravy vozidla, byla nalezena poloha volantu, která je přijatelná pro všechny řidiče. Tato poloha je znázorněna na Obr. 35.



Obr. 35 Poloha volantu ve vozidle

Pokud tedy již známe polohu volantu a převodky řízení, můžeme začít s návrhem sloupku řízení, který spojuje právě volant s převodkou řízení. Jak je možno vidět na Obr. 35, sloupek řízení musí spojit dva body, které jsou od sebe vzdáleny 71,5 mm ve vodorovné rovině a 326,8 mm ve svislé rovině. Standardní konstrukce sloupku řízení, se dvěma křížovými klouby, by pro tyto parametry navrhovaného sloupku byla možná, ale vzhledem k praktickým zkušenostem řidiče s tímto typem sloupku řízení, při podobných parametrech, vedla k názoru navrhnout alternativní konstrukci sloupku řízení. Mezi možné alternativy bylo vybráno řešení s excentrickými disky (Obr. 36) a řešení s kuželovým převodem mezi svislou a vodorovnou částí sloupku řízení (Obr. 37).



Obr. 36 Řešení sloupku řízení s excentrickými disky [19]

Velkou nevýhodou řešení s excentrickými disky je maximální natočení pastorku hřebene řízení. Při konfiguraci skládající se ze dvou dvojic disků, lze dosáhnout natočení 180°. Při

snaze o překročení tohoto úhlu se systém zablokuje a pro větší natočení je tedy zapotřebí použít další dvojice disků, která je oproti původní úhlově posunuta. [19] Další nevýhodou je velikost krytu tohoto řešení. Podle pravidel je nutné všechny pohyblivé části, které by mohli ohrozit řidiče v prostoru řidiče skrýt. Kvůli těmto důvodům by varianta s excentrickými disky byla v porovnání s druhou alternativou pravděpodobně těžší. Navíc je tato varianta i výrobně náročnější. Z těchto důvodů byla tato varianta zavrhnuta.

Obr. 37 Sloupek řízení s vloženým kuželovým soukolím

Druhá z uvažovaných alternativ je vložení kuželového soukolí mezi dvě části hřídele řízení. Toto řešení vyniká svojí jednoduchostí a možností dobrého uložení volantu. Jako nevýhodu oproti předchozí variantě bych označil namáhání hřídele řízení na krut. Kvůli tomu je velmi důležité navrhnout rozměry hřídele jak s ohledem na jeho hmotnost, tak i na jeho tuhost. Pro tyto účely byl sestaven graf závislosti úhlu zkroucení a hmotnosti hřídele na jeho rozměrech. Tento výpočet byl navržen pro svislou hřídel, spojující kuželový převod a převodku řízení. Abychom byli schopni zjistit, o jak veliký úhel se hřídel zkroutí, potřebujeme znát jeho zatížení. Hřídel řízení je přímo zatěžována krutem od pastorku, který je vyvolán působením hřebene řízení. Ten je pomocí kulového kloubu spojen s řídicí tyčí a síla působící na ni je tedy přenesena do osy hřebene. Krouticí moment, zatěžující hřídel řízení, můžeme tedy určit jako:

$$M_p = F_{tr} \cdot d_p \tag{18}$$

kde M_p je krouticí moment na pastorku převodky a d_p je poloměr roztečné kružnice pastorku.

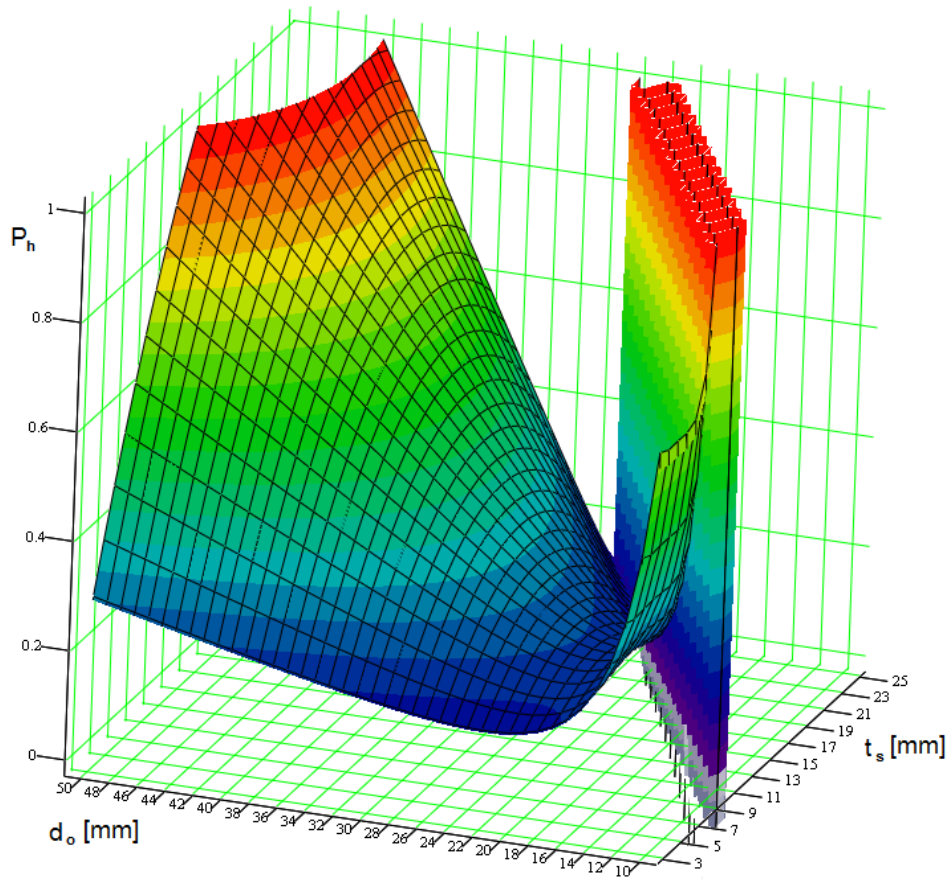
Velikost poloměru roztečné kružnice pastorku je pro vybranou převodku řízení 26 mm a maximální síla působící na řídicí tyč, jak bylo určeno výše, je 2828,1 N. Při těchto hodnotách je hřídel řízení zatěžována krouticím momentem o velikosti 73,5 Nm. Na druhé straně mechanismu řízení působí na hřídel maximální krouticí moment o velikosti 100 Nm vyvolaný řidičem.

Velikost vnějšího průměru hřídele byla stanovena od 10 mm do 50 mm s tloušťkou stěny od 3 mm do plné velikosti poloměru navrhovaného hřídele. Pro tyto rozměry byla spočítána hmotnost a úhel natočení při daném zatížení a do grafu byla zanesena hodnota součtu poměru

jejich hodnot se střední hodnotou. Navíc byla hmotnosti přiřazena dvojnásobná důležitost. Tento parametr byl tedy počítán pomocí vzorce:

$$P_h = \frac{\frac{2 \cdot \varphi_h}{\varphi_{hmax} + \varphi_{hmin}} + 2 \cdot \frac{2 \cdot m_h}{m_{hmax} + m_{hmin}}}{3} \tag{19}$$

kde P_h je navrhovací parametr hřídele, φ_h natočení hřídele při zatížení krutem a m_h hmotnost hřídele.



Obr. 38 Velikost navrhovacího parametru hřídele v závislosti na průměru hřídele a tloušťce stěny

Z grafu je vidět, že vhodný rozměr pro námi navrhovaný hřídel je 20 mm pro vnější průměr s tloušťkou stěny 3mm. Je samozřejmé, že na hodnotu parametru má vliv stanovený rozsah velikostí průměru hřídele a tloušťky stěny. Proto je důležité při této úvaze zvolit takový rozsah, aby pro návrh byly počítané hodnoty směrodatné a nevznikal tak posun, který by mohl vhodný návrh odchylovat k příliš velkým hodnotám parametru.

Pro zvolený rozměr, 20 mm průměr s tloušťkou stěny 3 mm, bylo zapotřebí provést i pevnostní kontrolu výpočtem maximálního smykového napětí. Pro výpočet bylo využito vztahu [20]:

$$\tau_{max} = \frac{M_p}{\frac{\pi}{16} \cdot {d_o}^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_o - 2 \cdot t_s}{d_o}\right)^4\right]} \quad (20)$$

kde τ je smykové napětí, d_o vnější průměr hřídele a t_s tloušťka stěny. Po dosazení hodnot vyjde maximální smykové napětí 83,8 MPa, což vyhovuje materiálům s mezí kluzu od 168 MPa dle podmínky plasticity max τ.

Dále bylo třeba navrhnout kuželové soukolí. To bylo vybráno na základě maximálních rozměrů danými pravidly, které určují velikost šablony, která musí projít prostorem řidiče. Výsledný návrh tedy musí mít největší šířku 50 mm. Tím byl omezen maximální průměr hlavové kružnice ozubení. Bylo tedy vybráno kuželové soukolí s těmito parametry:

Tab. 4 Parametry vybraného ozubení

Modul	Počet zubů	Průměr hlavové kružnice	Průměr roztečné kružnice	Šířka ozubení	Materiál	Mez kluzu
2 mm	16	43,5 mm	40 mm	10 mm	15 241	850 MPa

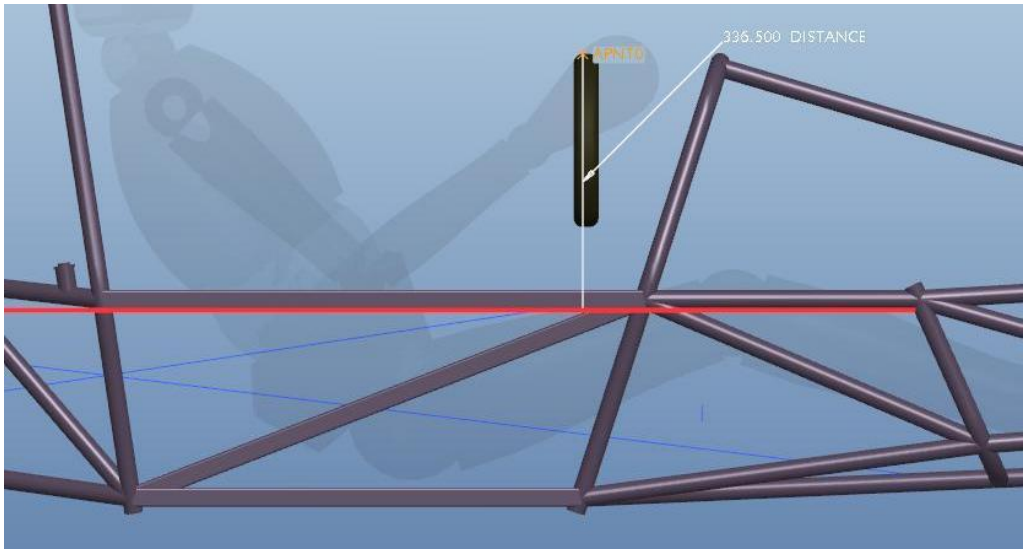
Pro návrh bylo potřebné udělat pevnostní výpočet, pro nějž byl využit zjednodušený kontrolní výpočet dle Bacha. Tento zjednodušený výpočet vychází z předpokladů, že v záběru je pouze jeden zub zatěžovaný na ohyb a obvodová síla působí na hlavovou hranu zubu, čímž se kompenzuje zanedbání ostatních vlivů. Pro výpočet maximální dovolené síly působící na zub byl tedy použit vzorec: [21]

$$F_{omax} = \pi \cdot 0{,}065 \cdot \sigma_{Do} \cdot b \cdot \frac{\left(1 - 0{,}5 \cdot \frac{b}{m}\right)^2}{1{,}4} \cdot m \quad (21)$$

kde F_{omax} je maximální dovolená působící síla na ozubení, σ_{Do} dovolené ohybové napětí (při bezpečnosti 1 je stejně velké jako mez kluzu), b šířka ozubení a m modul ozubeni. Pro námi zvolené soukolí tedy maximální dovolená působící síla je 5579,1 N. Skutečnou maximální sílu vypočteme, pokud přenášený moment vydělíme polovinou průměru roztečné kružnice. Pokud, jak již bylo uvedeno výše, je zatěžující moment 100 Nm, pak maximální působící síla je 5000N. Při porovnání hodnot lze konstatovat, že navržené soukolí je vyhovující.

4.2.3 VOLANT

Pro návrh volantu je omezující jeho poloha ve vozidle a jeho tvar. Z polohy volantu v konkrétním návrhu rámu lze stanovit přibližný průměr volantu. Dle pravidel nesmí být žádný bod volantu při jakémkoliv natočení výše, než nejvyšší bod předního ochranného oblouku. Pokud tedy změříme vzdálenost mezi nejvyšším bodem předního ochranného oblouku a nohami řidiče v místě, kde by bylo nejvýhodnější umístit volant z hlediska jeho polohy vůči řidiči, dostaneme maximální možný průměr volantu (Obr. 39). Pokud bychom ovšem navrhli volant s tímto maximálním průměrem, jeho ovladatelnost při míjení rukou kolem stehen řidiče by byla špatná.



Obr. 39 Vzdálenost mezi nejvyšším bodem předního ochranného oblouku a nohami řidiče

Při výběru volantu bylo tedy nejdůležitější držet se stanoveného tvaru a maximálního průměru. Vzhledem k tomu, že všechny vyhovující možnosti se jen minimálně lišily, konečný výběr byl učiněn s přihlédnutím k ekonomickému vlivu. Byl vybrán volant OMP Formula quadro (Obr. 40) s průměrem věnce 250 mm.

Obr. 40 Volant OMP Formula quadro [18]

4.2.4 RYCHLOSPOJKA POD VOLANT

Tato součást mechanismu řízení slouží k rychlému odpojení volantu od sloupku řízení a umístění volantu mimo prostor řidiče ve vozidle. Vzhledem k velikosti prostoru řidiče a jeho tvaru je odpojení volantu důležité pro rychlejší vystoupení z vozu v případě nehody bez možného zaseknutí řidiče o volant. Jak je stanoveno v pravidlech, řidič musí být schopen dostat se z vozidla do pěti sekund, přičemž na začátku měření času musí být v jízdní pozici, připoután bezpečnostním pásem a s rukama na volantu. Na základě porovnání rychlospojek pod volant od různých výrobců, byla vybrána rychlospojka od výrobce OMP, která splňuje všechny podmínky a navíc je oproti konkurentům nejvýhodnější cenovou nabídkou.

Obr. 41 Rychlospojka pod volant OMP [18]

4.2.5 ŘÍDICÍ TYČ

Řídicí tyč je část mechanismu řízení, která přenáší sílu od řídicí páky na hřeben převodky řízení. Na obou koncích je řídicí tyč opatřena kulovými klouby, které zajišťují namáhání pouze ve směru osy tyče. Z tohoto důvodu je možné pevnostní návrh omezit na namáhání tlakem, nebo tahem. Vzhledem k tomu, že působiště sil působících na řídicí tyč jsou na koncích tyče a tyč má neměnný průřez, lze napětí působící na řídicí tyč spočítat jako:

$$\sigma_{tr} = \frac{F_{tr}}{S_{tr}} \tag{22}$$

kde σ_{tr} označuje napětí v řídicí tyči, F_{tr} sílu působící na řídicí tyč a S_{tr} příčný průřez řídicí tyče.

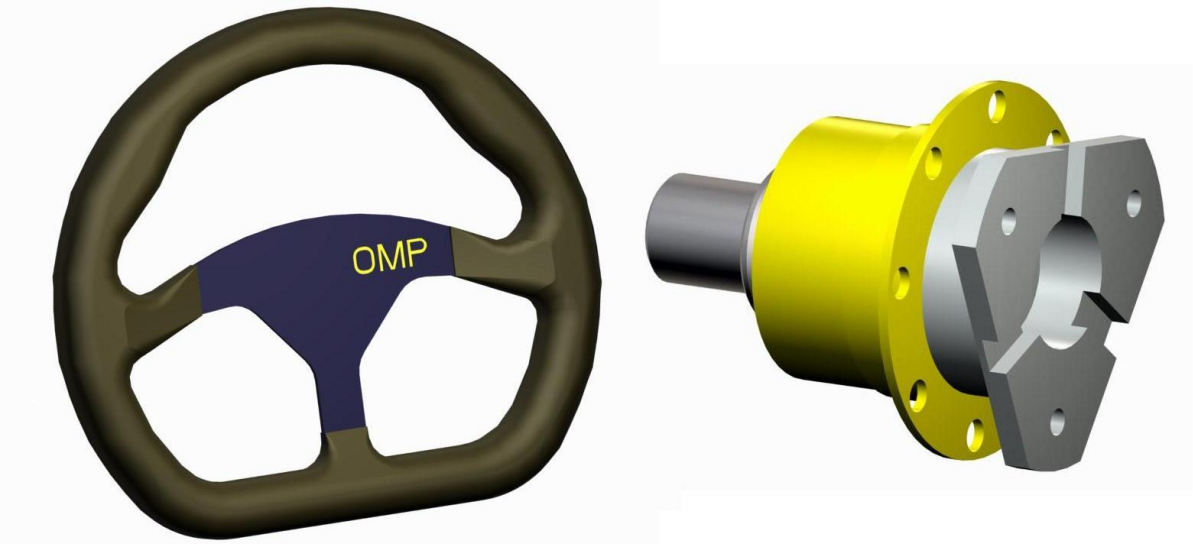
Dále je při návrhu řídicí tyče důležité nezapomenout na vzpěrnou stabilitu, která by mohla u tohoto návrhu hrát významnou roli. Pro určení kritické síly navržené tyče kruhového průřezu lze využít vztahu [20]:

$$F_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot E \cdot \left({R_{tr}}^4 - {r_{tr}}^4\right)}{4 \cdot {l_{tr}}^2} \tag{23}$$

kde F_{kr} je kritická síla vzpěrné stability, E modul pružnosti v tahu, R_{tr} vnější poloměr tyče, r_{tr} vnitřní poloměr tyče a l_{tr} délka tyče. Výsledný návrh má vnější průměr 14 mm a vnitřní 11 mm, což vyhovuje oběma podmínkám.

4.3 ZAČLENĚNÍ MODELU SESTAVY ŘÍZENÍ DO SESTAVY CELÉHO VOZIDLA

Pro začlenění částí řízení do modelu sestavy bylo po navrhnutí jednotlivých částí mechanismu řízení třeba vymodelovat postupně všechny jeho části (Obr. 42 až Obr. 44). Poté byly tyto části k sobě zavazbeny (Obr. 45) a nakonec přidány k modelu sestavy celého vozidla (Obr. 46). K těmto operacím bylo využito programu Pro ENGINEER.

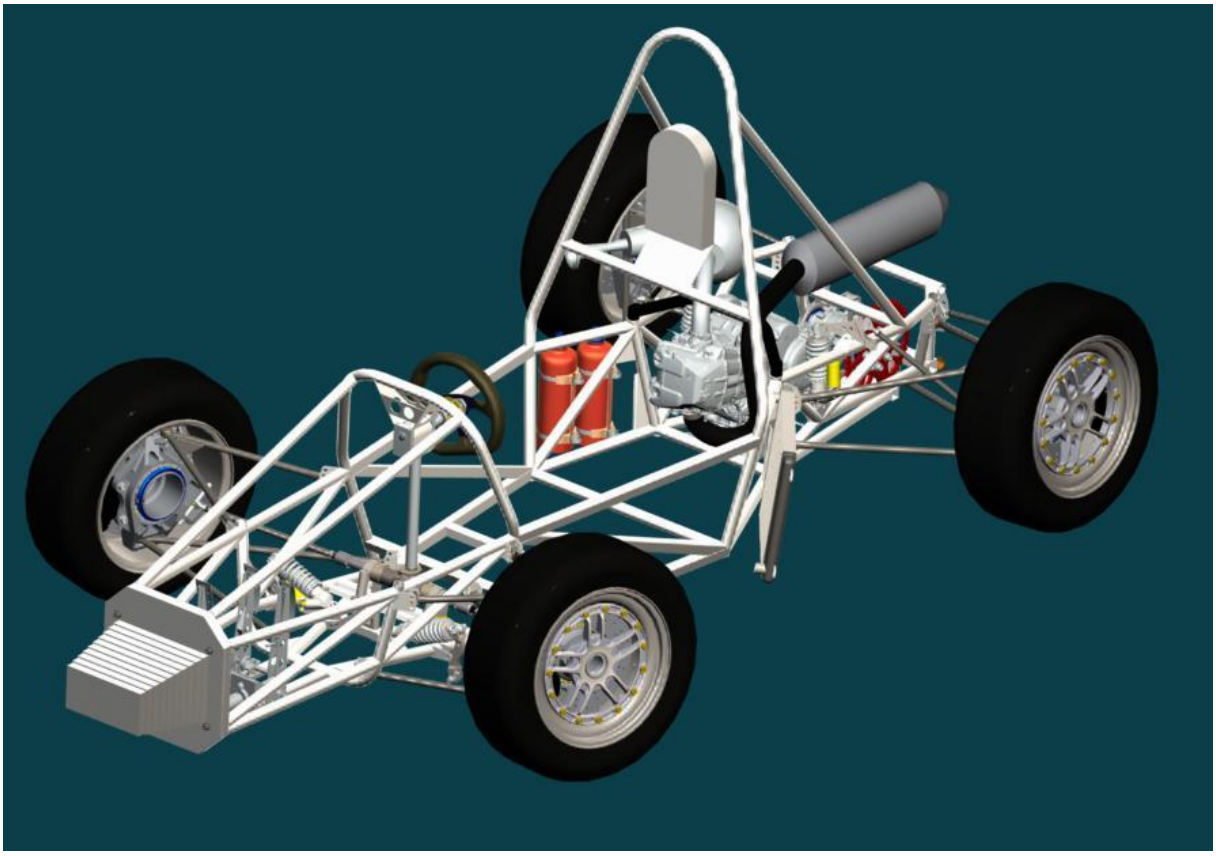


Obr. 42 Model volantu a rychlospojky pod volant OMP

Obr. 43 Model sloupku řízení s vloženým kuželovým převodem

Obr. 44 Model hřebenové převodky řízení Titan motorsport

Obr. 45 Celá sestava modelu řízení



Obr. 46 Sestava formule student s vloženou sestavou řízení

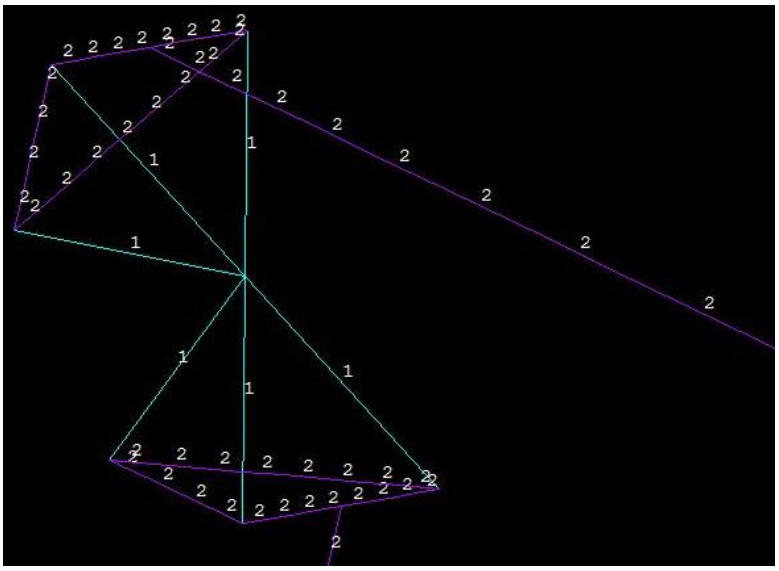
5 ANALÝZA TUHOSTI ŘÍZENÍ PRO NAVRŽENÉ USPOŘÁDÁNÍ

Analýza tuhosti byla provedena v programu ANSYS. Celá analýza probíhala v několika krocích. Nejprve se analyzoval zjednodušený model, který předpokládal relativní velkou tuhost kuželového převodu a převodky řízení a nezahrnoval vliv zavěšení kol na tuhost řízení. V dalším kroku bylo k tomuto zjednodušenému modelu přidáno zavěšení kol. A v posledním kroku byly optimalizovány vlastnosti kuželového převodu a převodky řízení.

Při vytváření modelu bylo důležité zvolit správné prvky, které budou reprezentovat dané součásti. Pro sloupek řízení byl použit prvek BEAM 188. Je to prvek s lineární bázovou funkcí obsahující dva uzly. V každém uzlu má prvek 6 stupňů volnosti, tři posuvy ve směru os UX, UY a UZ a tři natočení okolo os ROTX, ROTY a ROTZ. Vhodný je tento prvek především pro štíhlé trubky různých profilů. Tento prvek se v koncových bodech chová stejně jako vetknutý prut. [22]

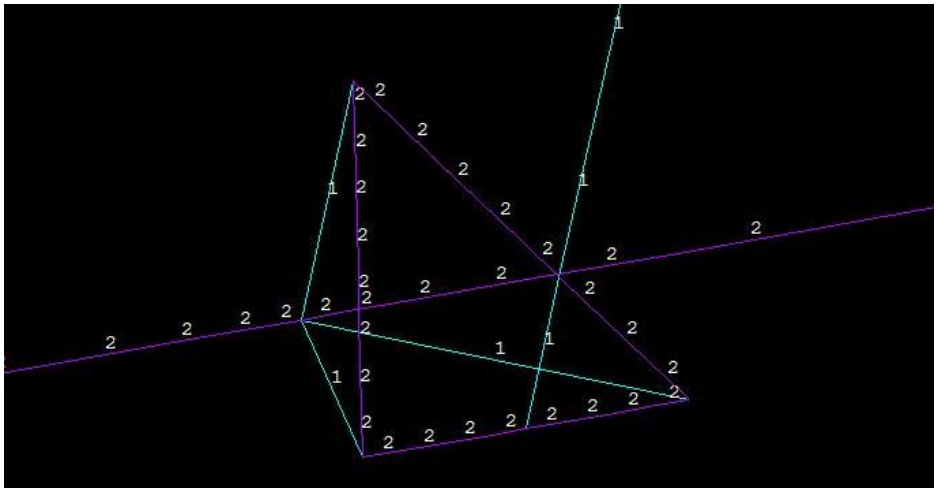
Další prvek, který byl využit pro zjednodušený model mechanismu řízení, je LINK 8. Je to jednoduchý tyčový prvek, který má dva uzly. V každém uzlu má prvek tři stupně volnosti, a to posuvy ve směru os UX, UY a UZ. Vzhledem k tomu, že prvek je v podstatě v koncových bodech opatřen sférickou vazbou, je zatěžován pouze osově, tahem nebo tlakem. Pro náš model byl tenhle prvek uplatněn pro ramena zavěšení přední nápravy, řídicí tyče a pro prutovou náhradu převodky řízení a kuželového převodu.

Jak již bylo uvedeno, nejprve byl sestrojen zjednodušený model řízení, který nezahrnuje vliv zavěšení kol a volant. Model navíc předpokládá relativně velkou tuhost kuželového převodu a převodky řízení oproti ostatním částem mechanismu, která je zajištěna nastavením velkých hodnot reálných konstant. Kuželové soukolí bylo nahrazeno prutovou náhradou (Obr. 47), která se skládá z prvků LINK 8 (na obrázku označeno číslem 1) a BEAM 188 (č. 2). Tento model zajišťuje stejné chování systému jako kuželové soukolí, ovšem oproti celému objemu soukolí je pro výpočet značně jednodušší.



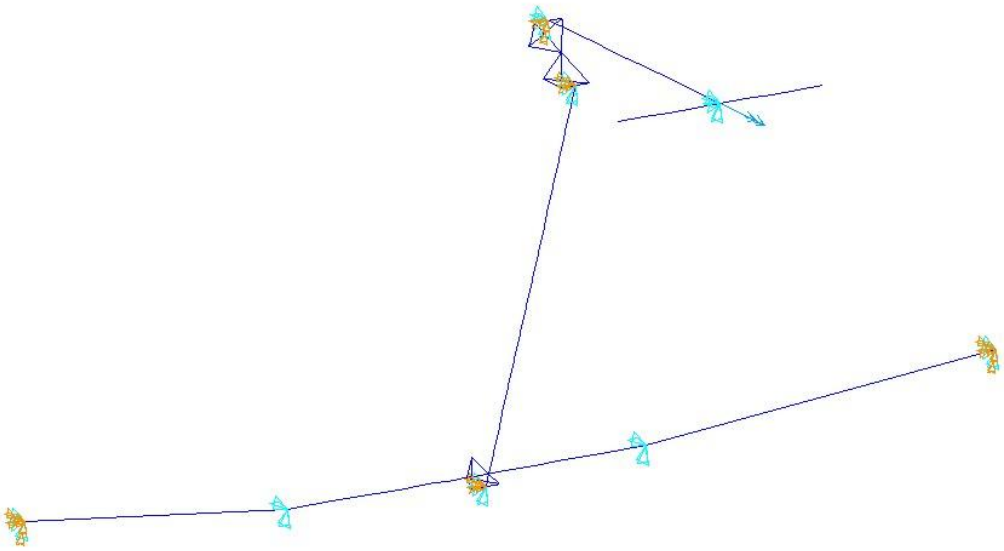
Obr. 47 Náhrada kuželového soukolí

Stejně jako kuželové soukolí byla nahrazena i převodka řízení (Obr. 48).



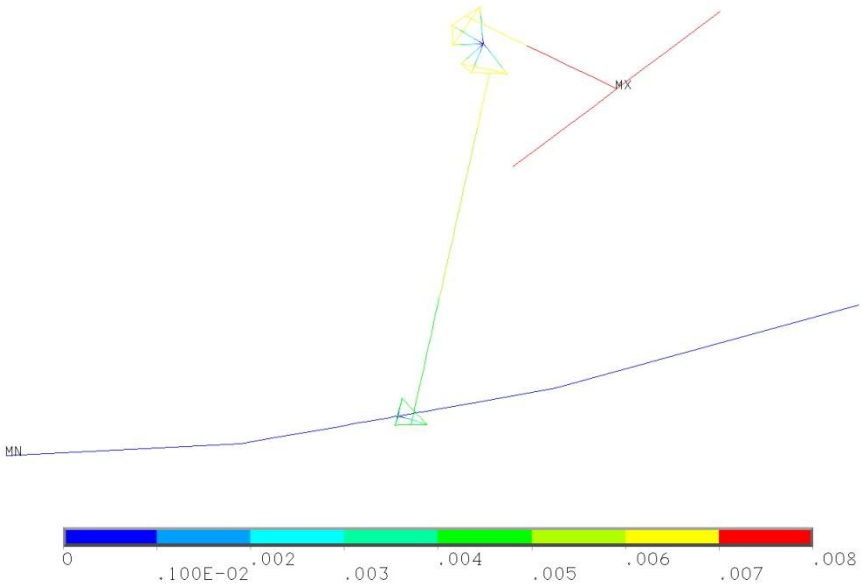
Obr. 48 Náhrada převodky řízení

Celý model je na Obr. 49, kde jsou vidět i okrajové podmínky jednotlivých dílů. Výpočet byl tedy proveden pro zablokované konce řídicích tyčí, kterým bylo omezeno všech 6 stupňů volnosti. Dále byl omezen posuv hřebene převodky řízení mimo podélnou osu. Sloupku řízení byla ponechána pouze rotace kolem vlastní osy. Na konci sloupku řízení, kde je připojen volant, bylo umístěno působiště krouticího momentu o velikosti 100 Nm.



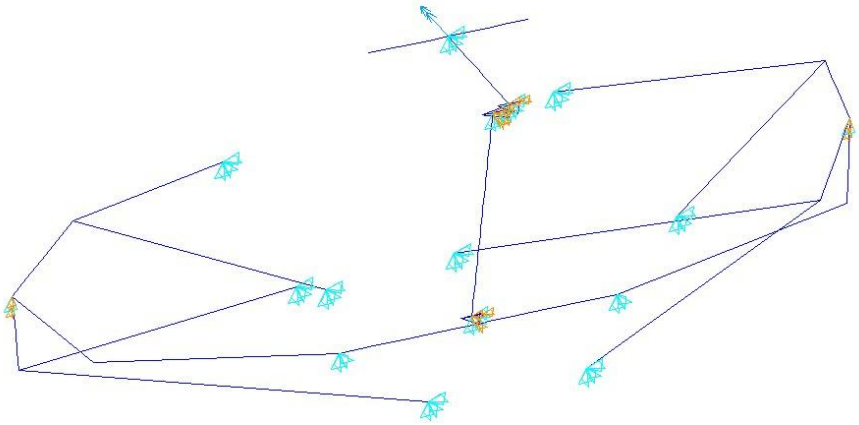
Obr. 49 Zjednodušený model řízení

Nejdůležitějším výsledkem řešení této úlohy byl pro nás natočení bodu uchycení volantu. Jak je vidět na Obr. 50, k maximálnímu natočení došlo právě v tomto bodě a jeho velikost je po přepočtení 0,4388°. Tuhost řízení v tomto případě můžeme stanovit jako podíl velikosti působícího krouticího momentu a natočení bodu uchycení volantu. Výsledná tuhost je tedy 227,9 Nm/deg.



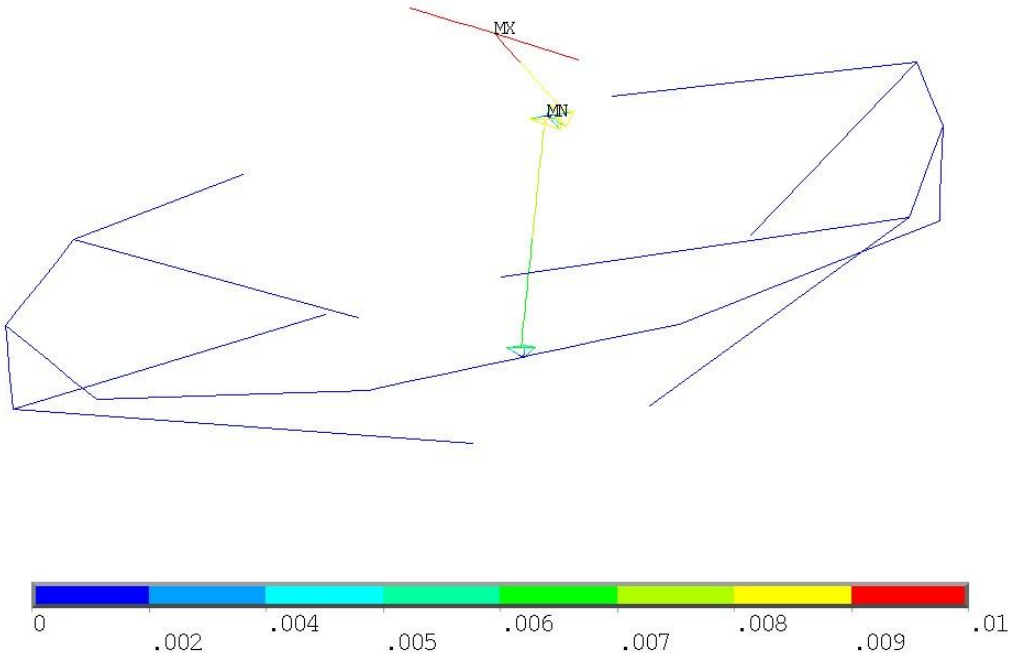
Obr. 50 Ceklové natočení machanismu řízení

V dalším kroku bylo přidáno zavěšení kol a zjednodušený model těhlice. Na ramena zavěšení, stejně jako na řídicí tyč, byl použit prvek LINK 8. Jemu byly přiřazeny reálné konstanty v podobě příčných průřezů, které byly určeny z 3D modelu.



Obr. 51 Zjednodušený model řízení se zavěšením kol

V tomto případě byly odebrány všechny stupně volnosti koncovým bodům ramen zavěšení. Středu kola byl odebrán posun ve směru osy z a natočení okolo osy z. Konec řídicích tyčí byl napojen na model těhlice, jinak vše zůstalo stejné jako v předchozím případě.

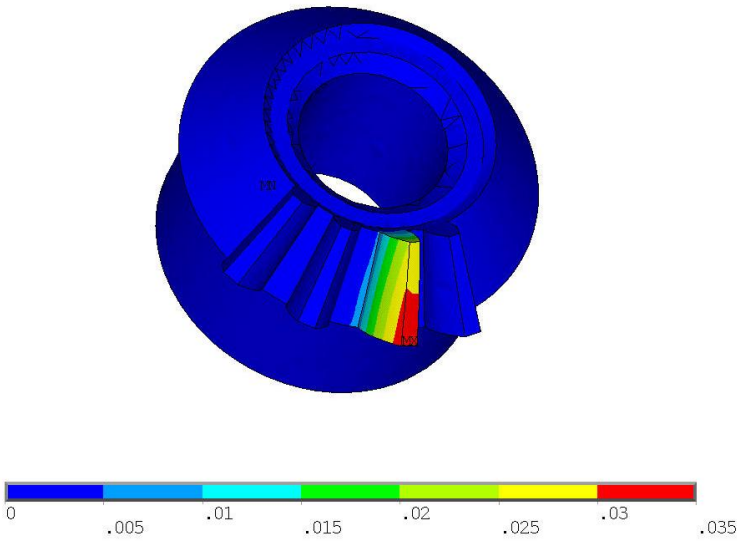


Obr. 52 Celkové natočení mechanismu řízení s vloženým zavěšením kol

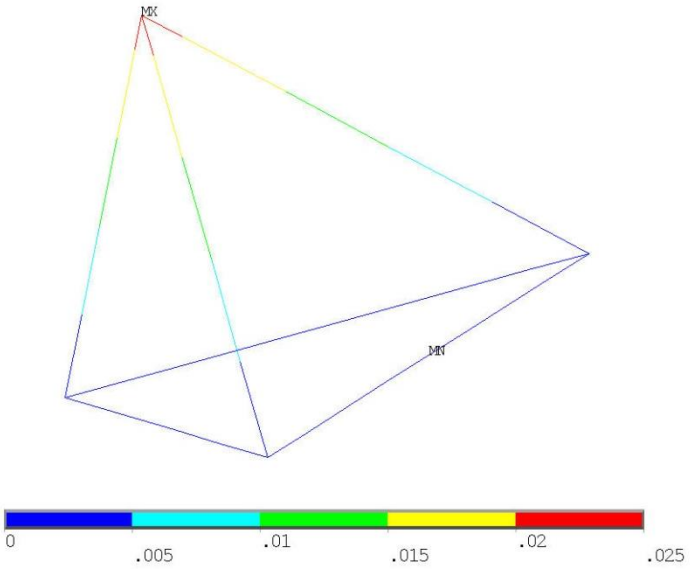
Při zahrnutí vlivu zavěšení kol je celkové natočení bodu uchycení volantu větší než v předchozím případě, což značí, že ramena zavěšení kol mají vliv na tuhost řízení. Natočení bodu uchycení volantu je 0,54° a tuhost řízení 185,2 Nm/deg.

V dalším kroku byly přizpůsobeny vlastnosti prutových náhrad kuželového soukolí a převodky řízení. Pro toto přiblížení reálnějším hodnotám bylo nejdříve zapotřebí určit vlastnosti modelů daných součástí a poté, pomocí nastavení konstant, modelu přiřknout podobné vlastnosti.

U kuželového soukolí (Obr. 47) bylo původní nastavení plochy průřezu LINKu 1000 mm^2. Při porovnání se skutečným modelem (Obr. 53), byl celkový posun menší. Postupnou úpravou plochy příčného průřezu bylo dosaženo přibližně stejné hodnoty posuvu zjednodušeného modelu jako u skutečného modelu. Samozřejmě bylo u kuželového kola předpokládáno místo dotyku, ve kterém byl celkový posun okolo hodnoty 0,02 mm. Pro tuto hodnotu byla také prováděna úprava. Takto optimalizovaná prutová náhrada poté byla vložena do původního modelu. Tento postup byl použit i k optimalizaci vlastností pastorku převodky řízení a hřebene převodky řízení.

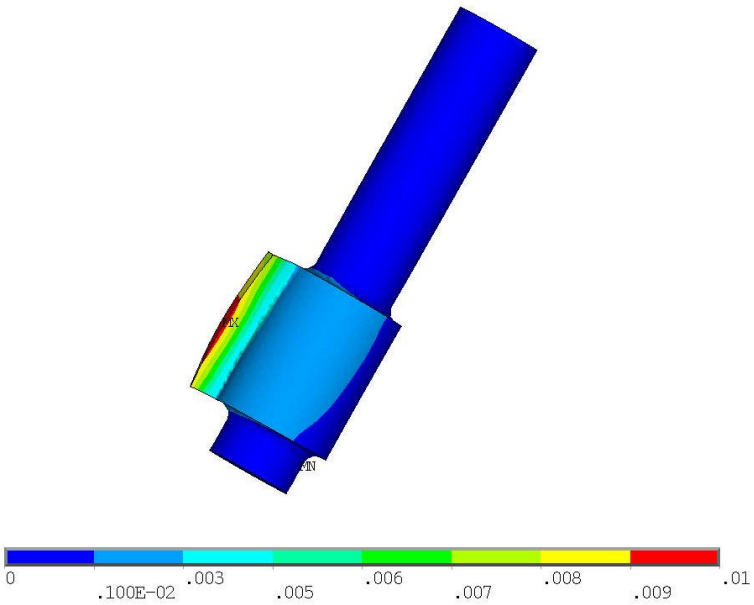


Obr. 53 Celkový posun u kuželového kola

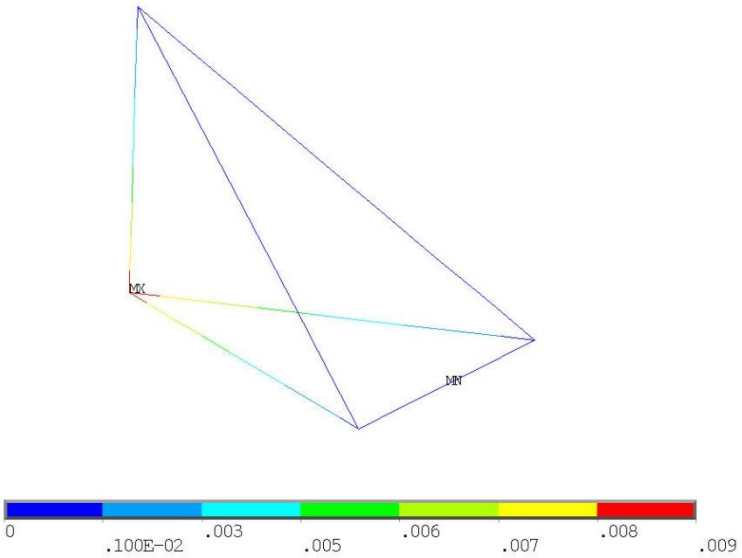


Obr. 54 Celkový posun náhrady kuželového kola

Při porovnání výsledků posunů modelu kuželového kola (Obr. 53) a jeho náhrady (Obr. 54), je patrné, že průběh posunutí je rozdílný. Ovšem vzhledem k tomu, že jediné místo, které ovlivňuje celkové natočení mechanismu řízení, se nachází ve stykovém bodě, a pro tento bod je posunutí v obou případech stejné, lze výslednou podobu považovat za vhodnou.

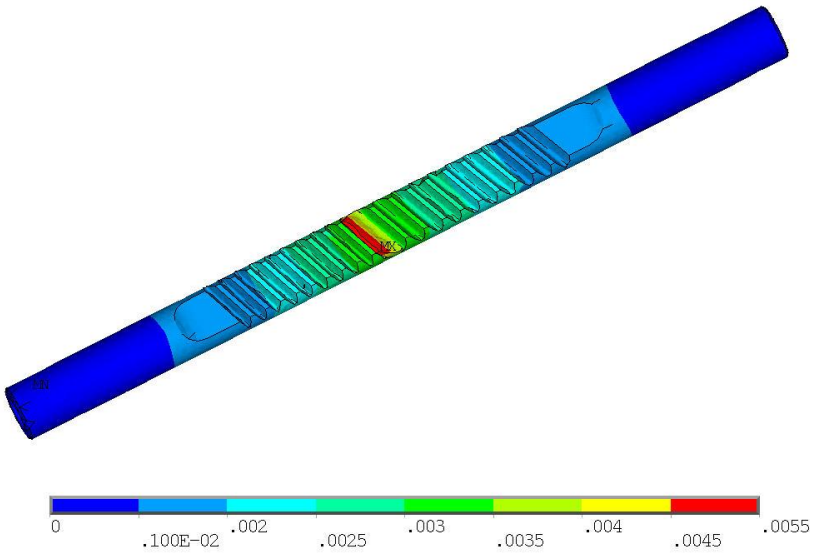


Obr. 55 Celkový posun pastorku převodky řízení

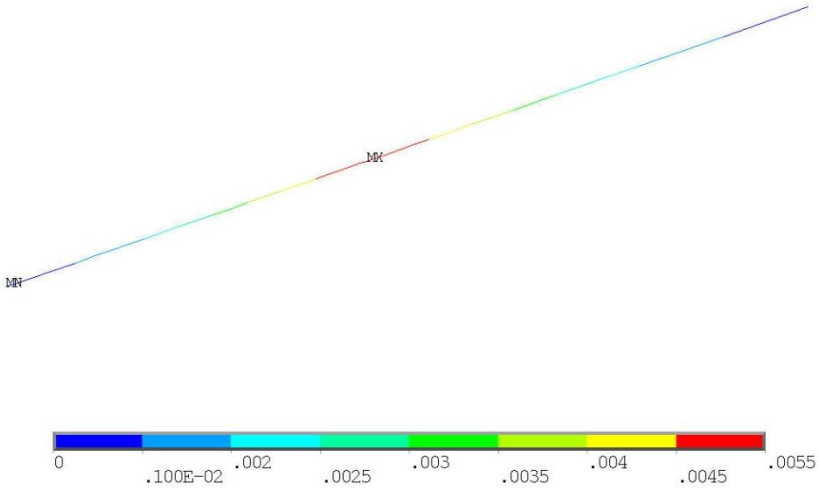


Obr. 56 Celkový posun náhrady pastorku převodky řízení

Stejně jako u kuželového kola, byla optimalizována i náhrada pastorku převodky řízení. Výsledek je vzhledem k použité prutové náhradě podobný jako u kuželového kola, ale ze stejného důvodu, tedy existenci jediného posunutí ve styku pastorku s hřebenem převodky řízení, lze tento zjednodušený model využít k náhradě celého modelu.



Obr. 57 Celkový posun hřebene převodky řízení

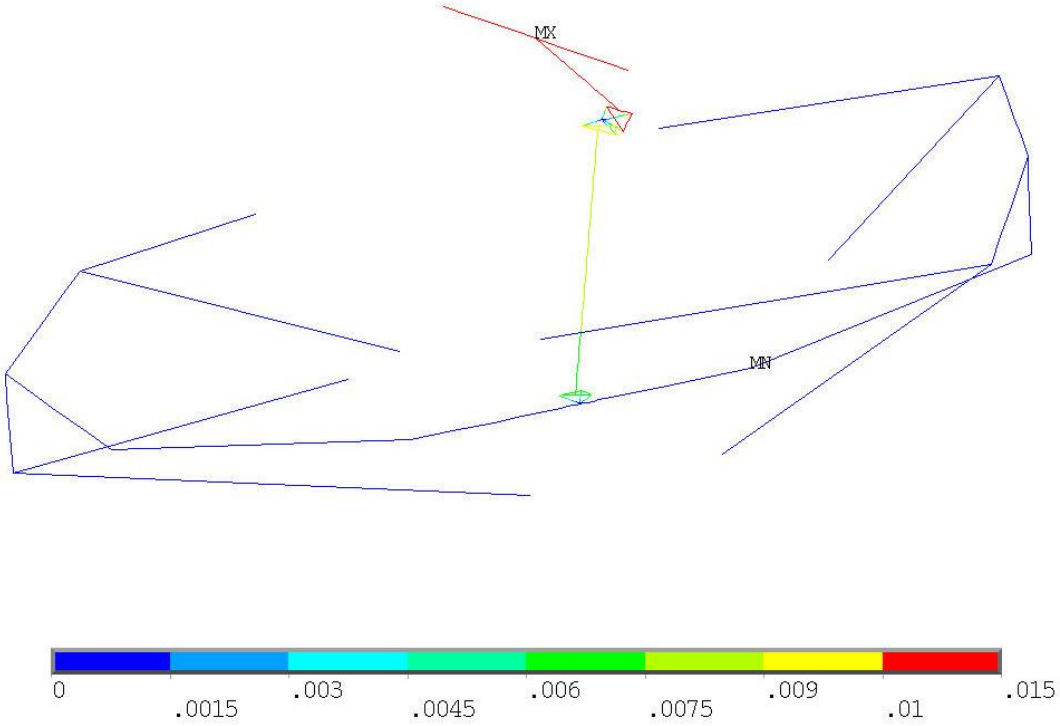


Obr. 58 Celkový posun náhrady hřebene převodky řízení

Poslední částí, jejíž vlastnosti byly upraveny dle výsledků výpočtu modelu, byla hřebenová tyč převodky řízení. V tomto případě byla celá tyč nahrazena prvkem typu BEAM a pro optimalizaci jeho vlastností bylo využito postupné změny průřezu. Tím bylo dosaženo stejného posunutí v bodě dotyku jako u jeho modelu.

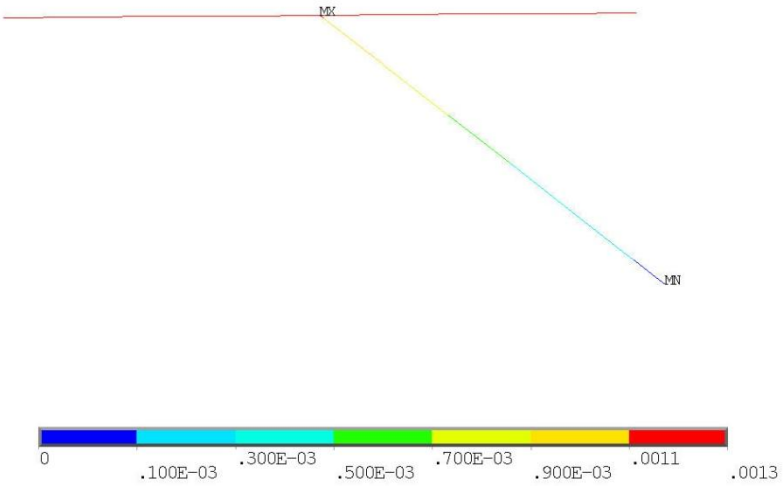
Výsledkem této optimalizace byl model mechanismu řízení, který věrně napodobuje skutečné posuny a natočení skutečného mechanismu řízení. Pro něj byl poté proveden výpočet, jehož

výsledkem (Obr. 59) je celkové natočení bodu uchycení volantu 0,642°. Tomuto výslednému natočení odpovídá tuhost řízení 155,7 Nm/deg.

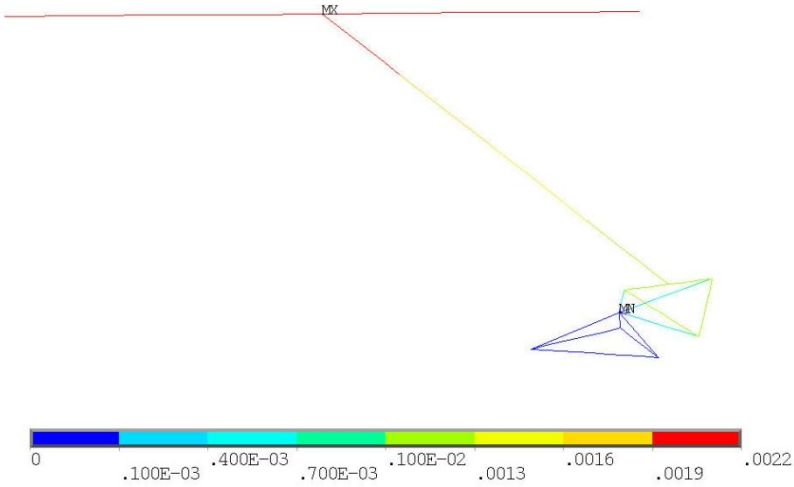


Obr. 59 Celkové natočení mechanismu řízení s optimalizovanou náhradou kuželového převodu a převodky řízení

Posledním krokem analýzy tuhosti řízení bylo stanovení vlivu jednotlivých částí řízení na celkovou tuhost. Pro tuto analýzu byl použit model s optimalizovanými náhradami jednotlivých částí mechanismu řízení. Analýza byla provedena postupným přidáváním částí mechanismu řízení za bod uchycení volantu. Nejprve se tedy analyzovala horizontální část sloupku řízení.



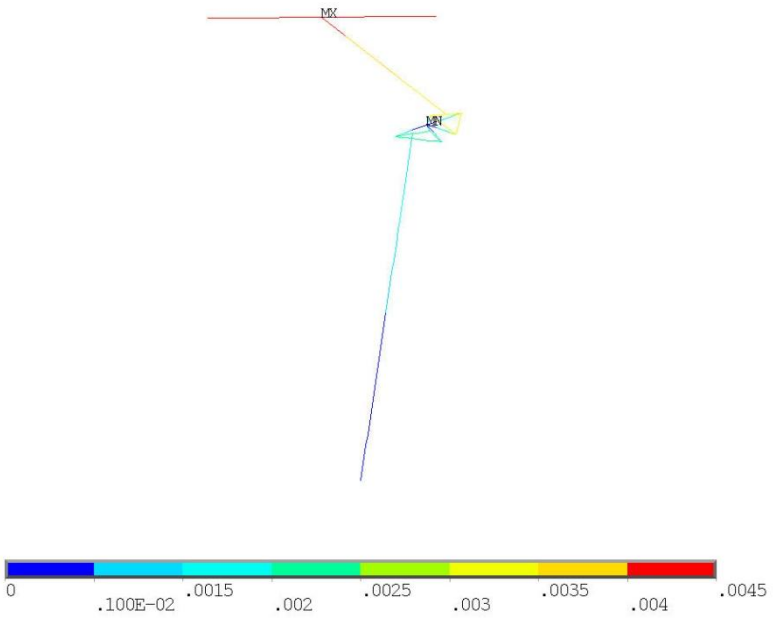
Obr. 60 Celkové natočení mechanismu řízení po kuželový převod



Obr. 61 Celkové natočení mechanismu řízení po vertikální část hřídele řízení

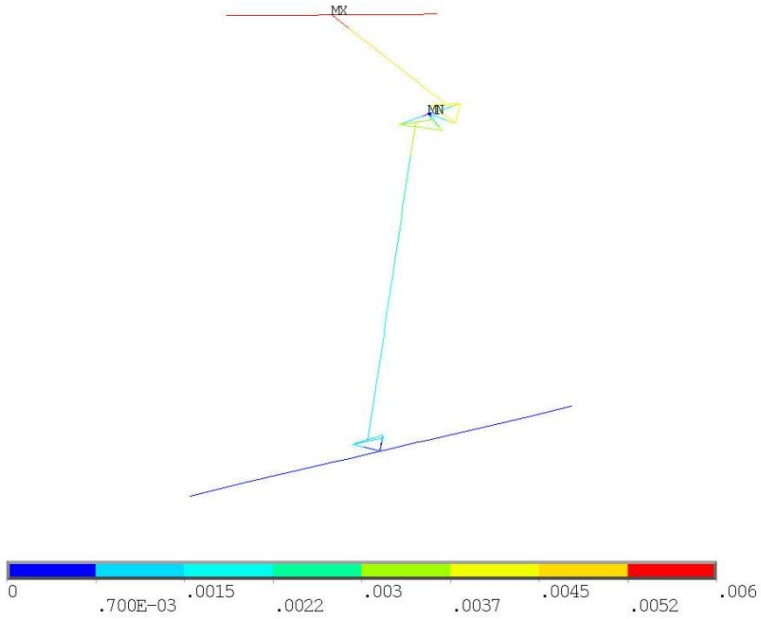
Z výsledku natočení první části (Obr. 60) plyne, že tato část řízení se podílí významnou měrou na celkové tuhosti. Celkové natočení této části je 0,0636°, což při zatížení 100 Nm odpovídá tuhosti 1572,3 Nm/deg.

Po přidání kuželového soukolí (Obr. 61), se celkové natočení zvětšilo o 0,0594° na celkových 0,123°. Vzhledem k neměnnému zatížení se zmenšila i tuhost, která má pro tento případ hodnotu 813,0 Nm/deg.



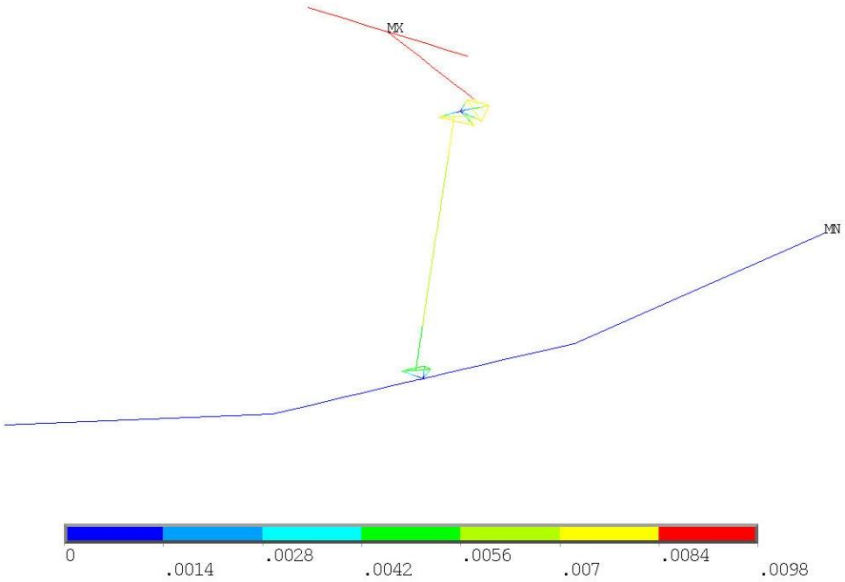
Obr. 62 Celkové natočení mechanismu řízení po převodku řízení

Stejně jako v předchozím případě, se samozřejmě po přidání další části mechanismu celkové natočení bodu uchycení volantu zvýšilo. Po zahrnutí vertikální části sloupku řízení bylo celkové natočení 0,2412°. Tuhost mechanismu byla v tomto případě 414,6 Nm/deg.



Obr. 63 Celkové natočení mechanismu řízení po řídicí tyče

Nejmenší vliv na natočení a tuhost mechanismu řízení byl stanoven pro převodku řízení. Při výpočtu úhlu natočení mechanismu bez řídicích tyčí vyšlo 0,3072°. Při tomto výsledném natočení je tuhost mechanismu 325,5 Nm/deg.



Obr. 64 Celkové natočení mechanismu řízení po těhlice kol

Po zahrnutí řídicích tyčí do výpočtu tuhosti mechanismu řízení, bylo výsledné natočení 0,5413° a tuhost 184,7 Nm/deg.

Všechny dílčí výsledky natočení a tuhosti jsou uvedeny v Tab. 5, kde je mimo těchto údajů uvedena i procentuální změna tuhosti po přidání jednotlivých částí do mechanismu řízení.

Tab. 5 Vliv jednotlivých částí mechanismu řízení na tuhost

	Části mechanismu řízení	celkové natočení bodu uchycení volantu	tuhost [Nm/deg]	snížení tuhosti po přidání části [%]
1	horizontální část sloupku řízení	0,0636°	1572,33	0
2	1 + kuželový převod	0,1230°	813,01	48,3
3	2 + vertikální část sloupku řízení	0,2412°	414,59	49,0
4	3 + převodka řízení	0,3072°	325,52	21,5
5	4 + řídicí tyče	0,5413°	184,74	43,2
6	celý mechanismus řízení	0,6423°	155,69	15,7

Z těchto výsledků plyne, že k největší procentuální změně tuhosti došlo po přidání vertikální části sloupku řízení. Ovšem podobně velký vliv na tuhost řízení má i kuželový převod a řídicí tyče.

ZÁVĚR

Prvním cílem této diplomové práce bylo navrhnout konstrukční uspořádání řízení Formule Student. Po zhodnocení možných uspořádání bylo navrženo řízení skládající se z volantu OMP Formula quadro, rychlospojky pod volant od firmy OMP, sloupku řízení, který se skládá z horizontální a vertikální části, mezi něž je vloženo kuželové soukolí, a hřebenové převodky řízení od firmy Titan Motorsport. Tato konstrukce byla zvolena s ohledem na funkčnost, celkovou hmotnost, tuhost a i na cenu jednotlivých dílů. Při návrhu jednotlivých dílů bylo nejdříve určeno maximální zatížení celého systému a bylo předpokládáno, že toto zatížení působí ve všech částech mechanismu. S ohledem na toto zatížení byly navrhovány jednotlivé díly s co nejmenší hmotností při snaze o zachování určité míry tuhosti. Pro návrh volantu bylo jedním z hlavních kritérií velikost prostoru pro manipulaci volantem. Tento prostor je omezen velikostí rámu a pravidly, které určují, v jakém prostoru vůči rámu vozidla se volant musí nacházet. Z tohoto důvodu byl vybrán volant s průměrem věnce 250 mm. Pro výběr rychlospojky pod volant bylo nejdůležitější, aby byla zaručena dobrá ovladatelnost a tím rychlejší vystoupení řidiče z vozidla při krizových situacích. Při návrhu sloupku řízení byla největším problémem vodorovná vzdálenost volantu od převodky řízení. Díky tomu bylo zapotřebí navrhnout sloupek řízení, který přenáší působící krouticí moment v úhlu 90° na relativně malém prostoru. Proto bylo zvoleno využití kuželového soukolí, které tento přenos zajišťuje. Pro určení rozměru části spojující převodku řízení a kuželové soukolí byla zohledněna jak hmotnost, tak i tuhost této části. Poslední navrhovanou částí mechanismu řízení byla převodka řízení. Při porovnání různých druhů standardně používaných převodek řízení byla vybrána hřebenová, která nejlépe naplňuje požadavky kladené na převodku řízení závodního vozu, především celková hmotnost celého mechanismu řízení a nejlepší zpětná vazba řidiči při jízdě, která je u závodních vozů důležitá. U hřebenové převodky bylo důležité určit posun hřebene řízení, který bude zajišťovat potřebné natočení kol formule k projetí zatáčky o poloměru 4,5 m. Tento posun byl určen pomocí multi-body systému a činí 90 mm. Všechny tyto části byly vymodelovány pomocí CAD programu Pro/ENGINNER a začleněny do sestavy celého vozidla.

V druhé části práce byla provedena analýza tuhosti navržené konstrukce řízení. Nejdříve byl zvolen zjednodušený model s prutovou náhradou kuželového převodu a převodky řízení. Tento model předpokládal relativní velkou tuhost kuželového převodu a převodky řízení. Poté byla provedena analýza tuhosti kuželového soukolí a převodky řízení a zjednodušený model byl upraven tak, aby náhrady těchto částí měli stejnou tuhost jako jejich modely. Tato úprava měla přinést přiblížení se reálným hodnotám a celková tuhost celého mechanismu řízení vyšla 155,7 Nm/deg. V poslední řadě byl určen vliv jednotlivých částí řízení na celkovou tuhost řízení. Z těchto hodnot vyplývá, že největší podíl na velikosti tuhosti celého mechanismu řízení má vertikální část sloupku řízení a kuželový převod. Obě části přináší téměř 50% snížení tuhosti mechanismu řízení. Z tohoto pohledu by bylo dále vhodné pokusit se najít řešení, které by omezilo vliv vertikální části sloupku řízení a kuželového převodu na celkovou tuhost, například změnou velikosti rámu vozidla a tím umožnit využití jiného kuželového soukolí s větší tuhostí, nebo změnou polohy bodů řízení, čímž by bylo možné zvolit naprosto odlišnou konstrukci sloupku řízení. Třetí částí, která se nejvyšší měrou podílí na velikosti tuhosti mechanismu řízení, je řídicí tyč. Ta vnáší po přidání do mechanismu 42% snížení tuhosti.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] REIMPELL, Jörnsen, Helmut STOLL a Jürgen W. BETZLER. *The automotive chassis: engineering principles*: *Chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5054-0.

[2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*: *pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídicí ústrojí, brzdové soustavy*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000, 392 s. ISBN 80-238-5274-4.

[3] EHK/OSN. *Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska mechanismu řízení.* 2008, L137, s. 25-51.

[4] ČR. *Vyhláška Ministerstva dopravy: o schvalování technické způsobilosti a technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích.* 1995, 102, s. 1194-1368.

[5] HEISLER, Heinz. *Advanced vehicle technology*. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002. ISBN 07-506-5131-8.

[6] GREATHOUSE, John. Reinvent The Wheel: A Nonstandard Look at Standards. [online]. 2008[cit. 2012-04-17]. Dostupné z: http://infochachkie.com/wheel/

[7] CZYSZ, Michael. *Coaxial steering and suspension for motorcycle* [patent]. 180/219, 7578514. Uděleno 31.07.2003. Dostupné z: http://www.freepatentsonline.com/7111700.html

[8] Car Bibles: The car steering. LONGHURST, Chris. *Car Bibles* [online]. 2012-04-03 [cit. 2012-04-18]. Dostupné z: http://www.carbibles.com/steering_bible.html

[9] RJay's Performance Center. FLYING A MOTORSPORTS, Inc. *Billet Specialties* [online]. [cit. 2012-04-18]. Dostupné z: http://www.rjays.com/Billet_Spec/billet_images/x25120.jpg

[10] VALA, Miroslav. *Řízení*. Brno, 2007.

[11] Rules. *Formula student* [online]. 2012 [cit. 2012-04-26]. Dostupné z: http://www.formulastudent.com/

[12] *Formula Student Germany 2012*: *Event Handbook*. 2012.

[13] FOX, Steve. Cockpit Control Forces: How Robust Do Driver Controls Really Need To Be?. In: *Formula Student Germany*: *Steve's Box (of tricks)* [online]. 2010-07-10 [cit. 2012-05-05]. Dostupné z: http://www.formulastudent.de/de/academy/pats-corner/advice-details/article/steves-box-of-tricks/

[14] LAMERS, Willem-Jan. *Development and analysis of a multi-link suspension for racing applications*. Eindhoven, 2008. Technische Universiteit Eindhoven.

[15] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.

[16] PACEJKA, Hans B. *Tyre and vehicle dynamics*. 1st ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2002, 627 s. ISBN 07-506-5141-5.

[17] GILLESPIE, T. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992, 495 s. ISBN 1560911999.

[18] OMP Racing. *OMP Racing* [online]. 2012 [cit. 2012-05-02]. Dostupné z: http://www.ompracing.it/detail.html?productcode=OD/1972/N

[19] BERKUM, A. van. *Chassis and suspension design FSRTE02*. Eindhoven, 2006. Technische Universiteit Eindhoven.

[20] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. *Pružnost a pevnost I*, VUT Brno 1992.

[21] KLIMEŠ, Pavel. *Studijní opory pro kombinovanou formu bakalářského studia*. 2002.

[22] Release 12.1 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., Canonsburg, USA 2010.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m^2]	čelní plocha vozidla
B	[m]	vzdálenost přední nápravy od těžiště
b	[m]	šířka ozubení
C	[m]	vzdálenost zadní nápravy od těžiště
$C_{\alpha f}$	[N/deg]	směrová tuhost přední a zadní pneumatiky
$C_{\alpha r}$	[N/deg]	směrová tuhost přední a zadní pneumatiky
C_D	[-]	součinitel odporu vzduchu
CG		těžiště
D_A	[N]	aerodynamický odpor
d_o	[m]	vnější průměr hřídele
d_p	[m]	poloměr roztečné kružnice pastorku
D_r	[mm]	průměr ráfku kola
D_v	[m]	průměr volantu
D_x	[ms^{-2}]	zpomalení vozidla vlivem brzdění
E	[Pa]	modul pružnosti v tahu
F_{Bf}	[N]	brzdná síla na přední nápravě
F_{Br}	[N]	brzdná síla na zadní nápravě
F_i	[N]	setrvačná síla
F_{kr}	[N]	kritická síla vzpěrné stability
F_{omax}	[N]	maximální dovolená působící síla na ozubení
f_r	[-]	součinitel valivého odporu
F_{tr}	[N]	síla působící na řídicí tyč
F_v	[N]	síla působící na volant
F_x	[N]	podélná síla
F_{yi}	[N]	boční vodící síla vnitřního kola
F_{yo}	[N]	boční vodící síla vnějšího kola
G	[ms^{-2}]	gravitační zrychlení
g	[ms^{-2}]	gravitační zrychlení
H	[m]	výška těžiště
L	[m]	rozvor náprav
l_{tr}	[m]	délka tyče
m	[m]	modul ozubeni

m_h	[kg]	hmotnost hřídele
M_p	[Nm]	krouticí moment na pastorku převodky
M_v	[Nm]	moment od sil působících na volant
M_z	[Nm]	vratný moment
P_h	[-]	navrhovací parametr hřídele
p_t	[m]	závlek pneumatiky
R	[m]	poloměr zatáčení
R_{tr}	[m]	vnější poloměr tyče
r_{tr}	[m]	vnitřní poloměr tyče
R_x	[N]	valivý odpor
r_Δ	[mm]	Sbíhavost
S_{tr}	[m^2]	příčný průřez řídicí tyče
t_f	[m]	rozchod přední nápravy
t_s	[m]	tloušťka stěny
v_v	[ms^{-1}]	rychlost proudění vzduchu okolo vozidla
W	[N]	tíha vozidla
W_f	[N]	zatížení přední nápravy
W_{fi}	[N]	zatížení vnitřního kola přední nápravy
W_{fo}	[N]	zatížení vnějšího kola přední nápravy
W_{fs}	[N]	statické zatížení přední nápravy
W_r	[N]	zatížení zadní nápravy
W_{rs}	[N]	statické zatížení zadní nápravy
Δ	[°]	úhel sbíhavosti
δ	[°]	úhel natočení kola
μ_L	[-]	součinitel tření v příčném směru
μ_p	[-]	součinitel přilnavosti v podélném směru valení pneumatiky
ρ_v	[kgm^{-3}]	hustota vzduchu
σ_{Do}	[Pa]	dovolené ohybové napětí
σ_{tr}	[Pa]	napětí v řídicí tyči
τ	[Pa]	smykové napětí
φ_h	[°]	natočení hřídele při zatížení krutem