

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Návrh pedálové jednotky pro vůz Formule Student

Bakalářská práce

Vypracoval: Ondřej Aulich

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Nikita Astraverkhau

Rok: 2017

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Aulich** Jméno: **Ondřej** Osobní číslo: **437294**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh pedálové jednotky pro vůz Formule Student

Název bakalářské práce anglicky:

Design of pedal unit for Formula Student vehicle

Pokyny pro vypracování:

V rámci své práce proveďte:

- Rozbor stavajícího řešení používaného na posledním voze
- Návrh pedálové jednotky pro vůz FS.09.
- Koncept brzdových válců vlastní výroby

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Nikita Astraverkhau, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2017**

Platnost zadání bakalářské práce: _____


Podpis vedoucí(ho) práce



Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


Podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

26. 4. 2017
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Anotační list

Jméno autora:	Ondřej AULICH
Název BP:	Návrh pedálové jednotky pro vůz Formula Student
Anglický název:	Design of pedal unit for Formula Student vehicle
Akademický rok:	2016/2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia:	2301R000 Studijní program je bezoborový
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Vedoucí BP:	Ing. Nikita Astraverkhau
Bibliografické údaje:	počet stran 69
	počet obrázků 72
	počet tabulek 3
	počet příloh 5 + CD
Klíčová slova:	Formula Student, pedálová jednotka, brzdový válec, MKP, ovládací síly, vahadlo brzdových sil
Keywords:	Formula Student, pedal unit, master cylinder, FEM, control forces, balance bar
Anotace:	Cílem této bakalářské práce je návrh pedálové jednotky pro vůz Formule Student. Práce se zabývá rozbořením řešení pedálových jednotek na předchozích vozech týmu CTU Cartech, samotným návrhem jednotky pro vůz FS.09 a vytvořením základního konceptu pro návrh brzdových válců.
Abstract:	The purpose of this thesis is to design the pedal unit for Formula Student vehicle. The work contains analysis of previous solutions of the pedal unit as well as the design of current one for the monopost FS.09 and creation of master cylinder design concept.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Návrh pedálové jednotky pro vůz Formule Student“ vypracoval samostatně s použitím literatury a pramenů, uvedených na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Podpis studenta



Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu své bakalářské práce panu Ing. Nikitovi Astraverkhau za odborné vedení, cenné rady a připomínky při jejím zpracování.

Dále bych chtěl poděkovat svému týmovému kolegovi, panu Bc. Michalu Slanému, za pomoc a konzultace při výrobě pedálové jednotky a za podporu, kterou mi poskytoval po celý rok.



Obsah

1	Seznam použitých veličin.....	1
2	Úvod.....	2
3	Cíl práce	2
4	Soutěž Formula Student	3
5	Možnosti provedení pedálové jednotky.....	4
5.1	Zavěšená pedálová jednotka	4
5.2	Pedálová jednotka připevněná k podlaze	5
5.2.1	Pedálová jednotka se šikmo umístěnými brzdovými válci.....	6
6	Plynový pedál.....	6
7	Brzdový pedál a jeho součásti	8
7.1	Brzdové válce.....	8
7.1.1	Dvouokruhový brzdový válec:	8
7.1.2	Jednookruhový brzdový válec	10
7.2	Vahadlo brzdných sil.....	11
7.2.1	Pevné vahadlo brzdných sil	13
7.2.2	Vahadlo se sférickým ložiskem.....	13
7.2.3	Vahadlo se středovým čepem	14
7.2.4	Nastavení polohy.....	14
8	Ovládací síly brzdového pedálu	15
8.1	Pedálový převod	15
9	Stávající řešení	17
9.1	Pedálová jednotka FS.07	17
9.1.1	Posuvný mechanismus	18
9.1.2	Plynový pedál FS.07.....	19
9.1.3	Brzdový pedál FS.07	20



9.2	Pedálová jednotka FS.08	21
9.2.1	Plynový pedál FS.08.....	22
9.2.2	Brzdový pedál FS.08	24
10	Návrh pedálové jednotky pro vůz FS.09	27
11	Návrh plynového pedálu	27
11.1	Mechanismus plynového pedálu.....	28
12	Návrh brzdového pedálu	34
12.1	Výběr brzdových válců.....	34
12.2	Charakteristika, pedálový převod brzdového pedálu	36
12.3	Ovládací síly brzdového pedálu a výběr vrtání válce	37
12.4	Analýza MKP	39
12.4.1	Varianta A.....	40
12.4.2	Varianta B.....	41
12.5	Vahadlo brzdných sil.....	43
12.6	Brzdové vedení	47
13	Koncept vlastních brzdových válců.....	49
13.1	Uložení brzdových válců	50
13.2	Těsnění.....	51
13.3	Výpočet vrtání válce	52
13.4	Uložení pístnice	52
13.5	Stabilita pístnice	53
14	Závěr	56
15	Použitá literatura	57
16	Seznam obrázků.....	60
17	Seznam příloh	62

1 Seznam použitých označení

Symbol	Význam	Jednotky
P_r	Pedálový převod	[-]
p	Tlak	[MPa]
S	Plocha	[mm ²]
d	Průměr brzdových válců	[mm]
d_p	Průměr pístnice	
F_p	Síla na pístnici	[N]
F	Síla na pedál	[N]
π	Ludolfovo číslo	[-]
f	Koeficient tření	[-]
T	Třecí síla	[N]
N	Normálová síla	[N]
V_c	Výška trojúhelníku	[mm]
k	Koeficient bezpečnosti	[-]
σ_o	Ohybové napětí	[N/mm ²]
M_o	Ohybový moment	[Nmm]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
λ	Štíhlostní poměr	[-]
λ_g	Hraniční hodnota štíhlost. poměru	[-]
E	Youngův modul pružnosti	[N/mm ²]
R_e	Mez kluzu materiálu	[N/mm ²]
F_{KR}	Kritická síla vzpěru	[N]

2 Úvod

Pedálová jednotka patří mezi základní ovládací prvky automobilu. Pedály vždy přichází do přímého styku s řidičem a je proto nutné, aby jejich ovládání bylo přirozené, pohodlné a zároveň přesné a bezpečné. Na bezpečnost je v případě pedálů potřeba klást zvláštní důraz. Z hlediska bezpečnosti řidiče a celé posádky vozu je klíčovým dílem pedálové jednotky brzdový pedál. Právě tento díl je v kritických situacích v provozu vystavován vysokým silám a musí vždy zajistit přenos brzdových sil do hydraulického okruhu a následné bezpečné zastavení vozidla.



Obr.1 Vůz. FS.09

V první části práce uvedu možnosti umístění pedálové jednotky ve voze, vysvětlím funkci klíčových prvků, ze kterých se pedálová jednotka skládá a představím řešení použité v předchozích letech. V další části potom uvedu konstrukční provedení pedálové jednotky pro současný vůz FS.09 (Obr.1) a možný vývoj pedálové jednotky pro následující modely formule.

3 Cíl práce

Tato práce se zabývá návrhem pedálové jednotky pro závodní vůz FS. 09 týmu CTU Cartech, účastníci se soutěže Formula Student SAE. V pravidlech soutěže jsou vlastnosti pedálové jednotky, právě díky velkému vlivu na bezpečnost, velice přesně definovány, což nebývá v této soutěži obvyklé. Cílem této práce je tedy najít optimální konstrukční řešení, které bude vyhovovat pravidlům a zároveň poskytne pohodlné ovládání vozu pilotům formule.



4 Soutěž Formula Student

Historie soutěže Formula Student sahá do roku 1981, kdy v USA Society of Automotive Engineers (SAE) založila původní soutěž Formula SAE, s cílem dát možnost studentům získat praktické zkušenosti s konstrukcí automobilového závodního vozu. V roce 1998 byl v Evropě uskutečněn první závod Formula Student s převzatými pravidly původní americké soutěže. Tento závod proběhl v Anglii a účastnilo se ho 7 týmů, mezi nimi 4 evropské a tři americké. Od té doby se soutěž rozšířila po celém světě a dnes je v ní zapojeno více jak 550 týmů v kategorii formulí se spalovacím motorem a 110 týmů v kategorii s elektrickým pohonem. [7]

Tým CTU Cartech jehož jsem členem se do tohoto projektu zapojil v roce 2009 s prvním monopostem FS. 01. V současné době ve světových žebříčcích zastává 20. místo. (6.06.2017) [6]

Úkolem studentů v soutěži je postavit závodní monopost formulového typu pro amatérské víkendové závodníky v sérii 1000ks. V soutěži se nehodnotí pouze dynamické vlastnosti auta, ale součástí hodnocení je i návratnost investice do projektu v podobě business plánu, nacenění celého auta v disciplíně cost report a obhajoba konstrukce před porotou složenou z pracovníků firem působících v automobilovém průmyslu.

Soutěž má tedy celkem 8 disciplín, tři statické a pět dynamických. Bodování je rozděleno následovně.

Statické disciplíny

Strategie prodeje vozu	75 b.
Obhajoba konstrukce	150 b.
Cena vozu	100 b.

Dynamické disciplíny

Akcelerace	100 b.
Jízda v osmičce	75 b.
Autokros	125 b.
Spotřeba	100 b.
<u>Hlavní závod</u>	<u>275 b.</u>
Celkem	1000 b. [6]

5 Možnosti provedení pedálové jednotky

Pedálová jednotka se obvykle skládá ze tří pedálů – plynového, brzdového a pedálu spojky. Jinak tomu je však ve většině vozů Formula Student, kde bývá obvyklé používat pouze dva pedály, a to plynový a brzdový. Pedál spojky se nejčastěji objevuje ve formě páky umístěné pod volantem na sloupku řízení. Důvodem je použití motocyklového motoru se sekvenční převodovkou, které je uzpůsobeno na ovládání řazení rukou a používá se pouze při rozjezdech formule, tudíž spojka nevyžaduje časté ovládání a přesunutí ovládacích prvků na sloupek řízení poblíž volantu je vhodnější.

Základní úvodní otázkou pro konstrukci pedálové jednotky je způsob uchycení pedálů. Konstrukční možnosti existují dvě. První možností je zavěšená pedálová jednotka, druhou pak pedálová jednotka uchycená k podlaze. Dle volby uchycení se poté odvíjí celá konstrukce pedálů.

5.1 Zavěšená pedálová jednotka

Jedná se o běžné provedení v osobních automobilech. Používá se především proto, že pod palubní deskou je dostatek místa pro umístění mechanismu plynového pedálu a nádobek s rezervní brzdovou kapalinou a snadno se tyto části dají oddělit od prostoru řidiče, takže nedochází k zanášení nečistot do mechanismu, a naopak je od těchto částí při jejich selhání řidič bezpečně oddělen. Díky tomu se toto řešení dá považovat za téměř bezúdržbové. Další nespornou výhodou zavěšené pedálové jednotky (obr.2 a 3) je možnost umístění brzdových nádobek jako nejvyššího bodu celého okruhu. To vede ke snadnějšímu odvodu vzduchu, protože bublinky vzduchu samovolně stoupají právě do nejvyššího bodu okruhu. [1], [2]



Obr.2 Zavěšená pedálová jednotka AP Racing [13]

Obr.3 Zavěšená pedálová jednotka Tilton [14]

5.2 Pedálová jednotka připevňená k podlaze

Připevnění pedálové jednotky k podlaze se používá především u závodních aut a formulí. Důvodem je snaha o dosažení co nejnižší polohy těžiště a menší náročnosti na zástavbové prostory v přední části vozu. Toto řešení (obr.4 a 5) má však mnoho nevýhod oproti pedálům zavěšeným. Jde především o znesnadnění odvodu vzduchu brzdové soustavy a zdržování nečistot kolem čepů pedálů a mechanismů ovládajících hlavně plynový pedál. [1], [2]



Obr.4 Pedálová jednotka Tilton 600 [16]



Obr.5 Pedálová jednotka AP Racing [17]

Pokud nejsou proti nečistotám dostatečně pedály chráněny může to vést i k fatálním následkům a nehodám. Příkladem je nehoda vozu FS.07, kde právě toto nebylo ošetřeno a v důsledku zaseknutí plynového pedálu, vlivem zapadnutí nečistoty do jeho mechanismu, došlo k nehodě, jejíž výsledek je vidět na přiložené fotografii (obr.6).

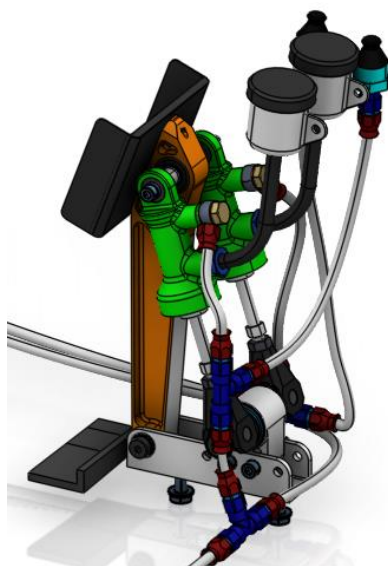


Obr.6 Přední křídlo po nehodě FS.07

5.2.1 Pedálová jednotka se šikmo umístěnými brzdovými válci

Jedná se o variantu vycházející z pedálové jednotky připevněné k podlaze vozu, která se používá v případě, že v přední části vozu schází prostor pro horizontální uložení brzdových válců. Válec je tedy možné uložit šikmo (obr.7), popřípadě vertikálně. Obě tyto řešení přebírají výhody i nevýhody pedálové jednotky připevněné k podlaze, zásadní rozdíl je však v nestálém pedálovém převodu, který se mění v průběhu zdvihu pedálu výrazněji než v předchozích řešeních.

Tato varianta uložení je použita na většině předchozích vozech týmu CTU Cartech. Posledním vozem, na kterém byla použita varianta s horizontálním uložením válců, byl model FS.03.



Obr.7 Pedálová jednotka s šikmo uloženými brzdovými válci

6 Plynový pedál

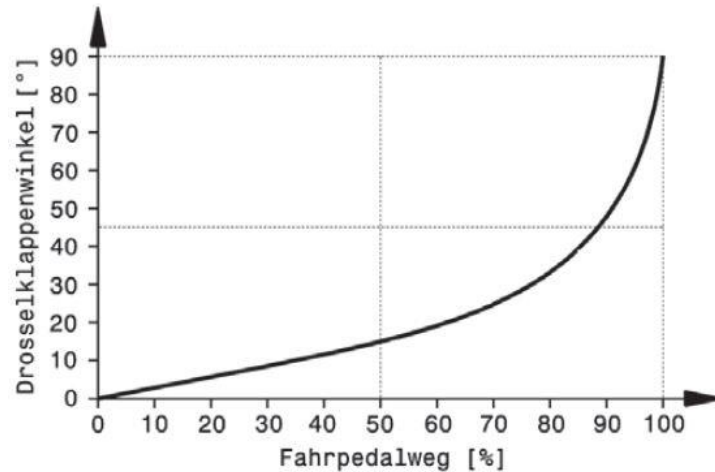
Úkolem plynového pedálu (obr.8) je ovládat škrtkící klapku. V současné době se v osobních autech používá především elektronické ovládání škrtkící klapky. Tento způsob je nenáročný na prostor a spolehlivý, zároveň umožňuje řídicí jednotce automobilu přesně regulovat směs vzduchu a paliva, na rozdíl od mechanického řešení. Elektronicky ovládaná škrtkící klapka snižuje množství emisních výfukových plynů, spotřebu paliva a umožňuje také použití různých funkcí, jako je adaptivní tempomat. Nejčastějšími použitými snímači v elektronicky ovládaných akceleračních pedálech jsou potenciometry nebo bezkontaktní Hallovy senzory. [8]



Obr.8 Elektronický plynový pedál z produkce firmy Bosh [18]

V soutěži Formula Student se elektronické ovládání škrtkící klapky objevuje v předních týmech spalovací kategorie čím dál tím častěji, přesto bychom našli ve startovním poli většinu vozů stále s mechanickou variantou. Je to dané pravidly soutěže, které pohlížejí na elektrickou variantu plynového pedálu velmi přísně. Krom podrobné dokumentace výroby, musí systém obsahovat dva nezávislé senzory polohy škrtkící klapky (TPS), které pokud na více než 100ms vykazují odlišné hodnoty, mimo toleranci 10 %, musí dojít k zavření škrtkící klapky. Součástí pedálu musí být dvě návratové pružiny, které dokáží vrátit pedál do původní polohy nezávisle na sobě. Pedál nesmí být napájen při aktivaci mechanických brzd a existuje mnoho dalších pravidel a výčet přesných situací, kdy musí dojít k zavření škrtkící klapky. Díky těmto restrikcím i náš tým zatím používá stále mechanickou variantu pedálu akcelerátoru. [5]

Mechanické řešení představuje spojení mechanismu plynového pedálu se škrtkící klapkou nejčastěji ocelovým lankem. Důležitou vlastností takového mechanismu je potom charakteristika chodu plynového pedálu (obr.9). U elektrické varianty lze takovou charakteristiku snadno naprogramovat. Charakteristika mechanické varianty je pak daná typem použitého mechanismu. Kromě mechanismu pedálu ovlivňuje tuto charakteristiku i tvar vačky na škrtkící klapce.



Graf 1 Ideální charakteristika plynového pedálu [1]

7 Brzdový pedál a jeho součásti

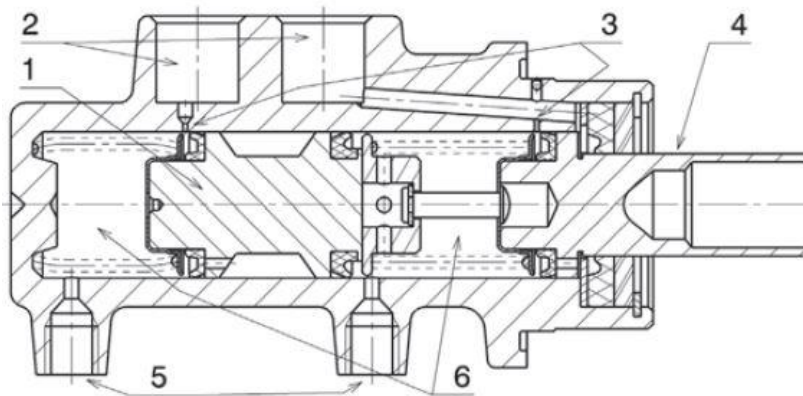
Brzdový pedál je podstatně složitější sestava oproti plynovému pedálu. U hydraulických brzd, které v této kapitole rozeberu, je úkolem pedálu vyvolat tlak v brzdové soustavě, který aktivuje brzdy.

7.1 Brzdové válce

V osobních automobilech se většinou objevuje jeden dvouokruhový brzdový válec společně v kombinaci s podtlakovým posilovačem brzd, který násobí působící sílu, kterou vyvozuje řidič na brzdový pedál. V závodních autech se však posilovače brzd vynechávají. To vede k lepší čitelnosti a dávkování brzdné síly. [3]

7.1.1 Dvouokruhový brzdový válec:

Dvouokruhový brzdový válec (obr. 9) obsahuje dvojici pístů, pevný a plovoucí, umístěnou v tandemu pro ovládání jednotlivých okruhů připojených do válce. Tento princip funguje díky tomu, že brzdová kapalina je téměř nestlačitelnou. Díky tomu je náchylnější na přítomnost vzduchových bublin v celé soustavě.

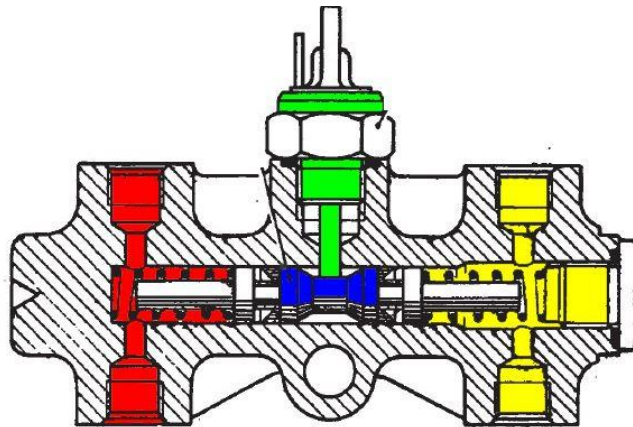
**Bild I-23**Tandem-Hauptbremszylinder
tandem master cylinder.

- 1 Schwimmkolben
 - 2 Anschlüsse der Ausgleichsbehälter
 - 3 Schnüffellöcher
 - 4 Druckstangenkolben
 - 5 Anschlüsse zu den Radbremszylindern
 - 6 Druckräume
- Max. Hub der Druckstange:
ca. 25 mm.

Obr.9 Dvouokruhový brzdový válec [1]

Písty se po zatížení pohybují společně až do chvíle, kdy dojde k uzavření otvorů vedoucích k nádobkám s brzdovou kapalinou. Poté začne vzrůstat tlak v brzdových okruzích. Nejprve v okruhu se slabší tlačnou pružinou, zpravidla okruh vedoucí k předním brzdovým třmenům, poté i v druhém okruhu. Při poruše předního okruhu se dostane první píst při stlačení pedálu na doraz vytvořený na konci pístu, ale funkce druhého pístu bude nadále zachována. Okruhy v tomto válci jsou tedy ovládány nezávisle. Dojde pouze ke zvýšení zdvihu pedálu. Dvouokruhové brzdové válce nemají možnost nastavování brzdné síly, respektive tlaku v jednotlivých okruzích, z tohoto důvodu se nehodí pro použití v závodních vozech. Z ekonomického hlediska mají ale oproti dvou samostatným jednookruhovým válcům výhodu, a tak je nalezneme v téměř všech osobních automobilech. [1], [2], [3]

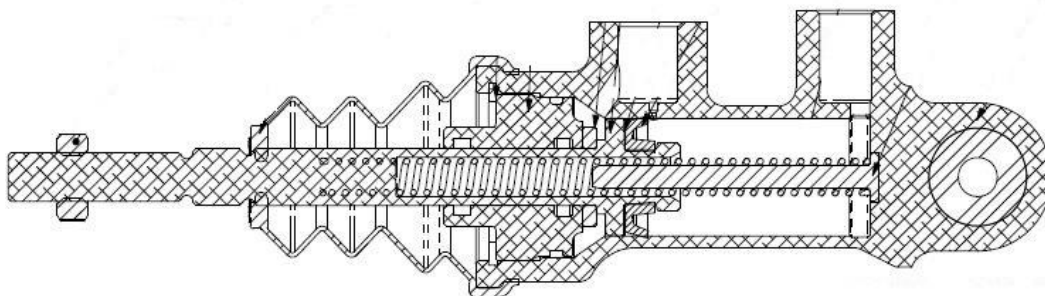
Do okruhu s použitím jednoho válce se často ještě umísťuje diferenční tlakový spínač (obr.10). Ten při správné funkci válce nijak neovlivňuje činnost brzd. Pouze v případě, že dojde k výraznému poklesu tlaku v jednom z okruhů, uzavře ho díky přetlačení pružiny tlakem v okruhu druhém. Tento člen slouží k zabránění úniku kapaliny mimo brzdovou soustavu při porušení některého z prvků brzdové soustavy, umístěném za tímto spínačem. Zajišťuje tak co nejdelší zachování funkce brzd v případě, že má brzdový válec společnou rezervní nádobku s kapalinou pro oba okruhy. [9]



Obr.10 Diferenciální tlakový spínač [9]

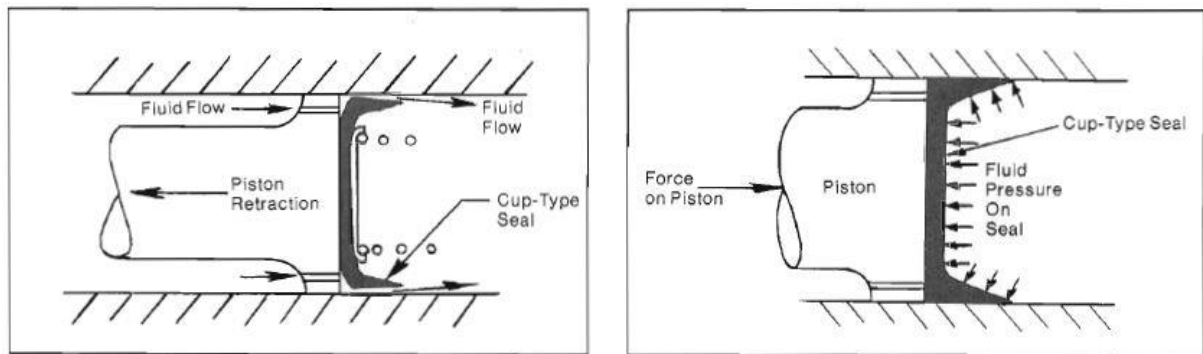
7.1.2 Jednookruhový brzdový válec

Jednookruhové brzdové válce se používají hlavně do závodních vozů, díky lepší nastavitelnosti brzdné síly pomocí vahadla brzdných sil. Umisťují se do vozů po dvou, aby byla zajištěna nezávislost okruhů a mohlo se použít zmiňované vahadlo brzdných sil.



Obr.11 Jednookruhový brzdový válec AP Racing [19]

Funkce jednookruhového brzdového válce (obr.11) je prakticky stejná jako u dvouokruhového, rozdíl je pouze v počtu pístů a pracovních tlakových prostorech. Při stlačování pístu dojde k uzavření přívodu kapaliny z rezervní nádoby. Poté začne narůstat tlak v pracovní prostotu a dojde k sevření brzdových destiček. Při návratu pístu do původní polohy se kapalina v beztlakém prostoru za pístem vytlačuje díky síle pružiny zpět do nádoby a zároveň i přepouštěcími otvory v pístu (obr.12) proniká do tlakového prostoru kolem manžety, která se při zpětném pohybu odtlačí od pístu. Tím je zabráněno vzniku podtlaku a vniknutí vzduchu do okruhu. V automobilech se systémem ABS je namísto přepouštěcích otvorů použit centrální ventil, který je veden prostřední částí pístu a nepoškozuje tak při své funkci manžetu. U dvouokruhových válců je ventil použit v pevném i plovoucím pístu. [2], [3]



Obr.12 Funkce přepouštěcích otvorů [2]

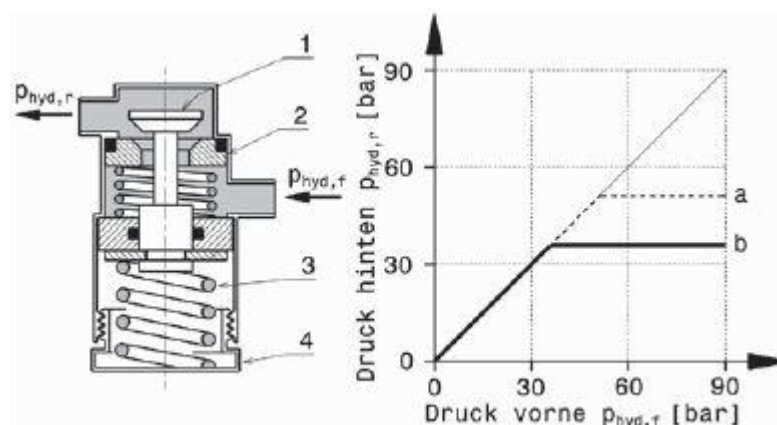
7.2 Vahadlo brzdných sil

Pro rozdělení brzdné síly na jednotlivá kola při použití dvojice jednookruhových brzdových válců existuje několik možností.

První je použití rozdílných průměrů pístů brzdových válců. Použitím rozdílných pístů dosáhne při stejné síle, vycházející z brzdového pedálu do válců, různých tlaků v okruzích a tím pádem i rozdílných brzdných sil.

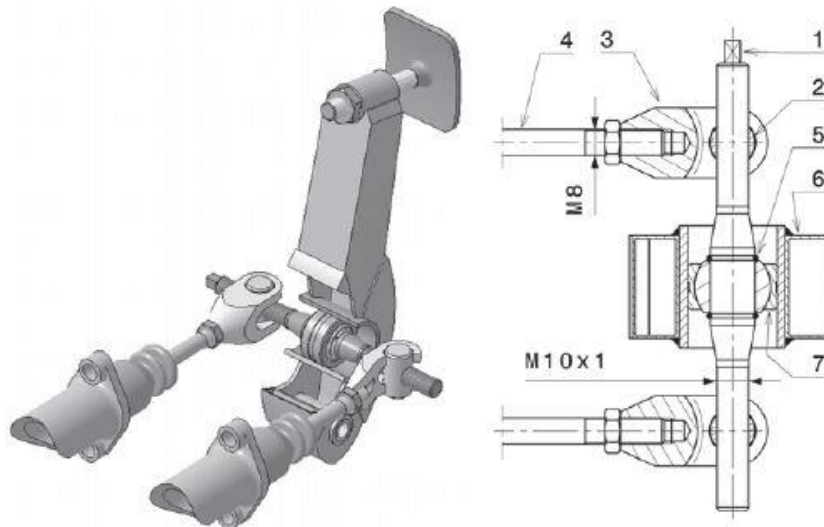
Druhou možností je použití rozdílných průměrů pístků v brzdových třmenech. V tomto případě se tlaky v okruzích rovnají a rozdíl v normálových silách na brzdovou destičku, resp. brzdných silách je dán právě rozdílem průměrů pístků.

Další alternativou je použití redukčního (obr.13) nebo proporcionálního ventilu brzdného tlaku. Tento prvek je zpravidla součástí brzdového vedení k zadním brzdovým třmenům. Ventil po dosažení maximálního požadovaného tlaku, tzv. přepínacího tlaku, zamezí dalšímu růstu tlaku v okruhu a brzdná síla na zadních kolech dále nevzrůstá. [1], [2]



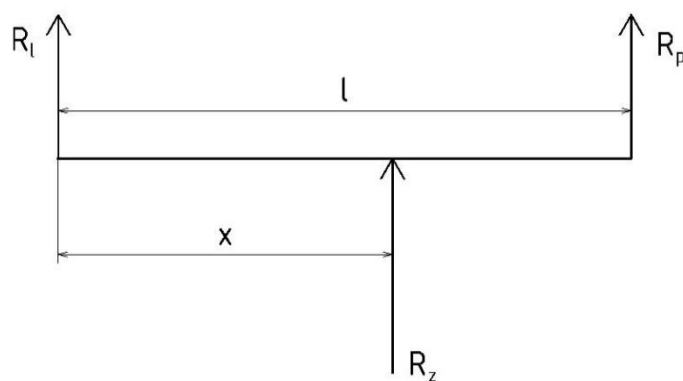
Obr.13 Redukční ventil [1]

První dvě možnosti lze i kombinovat pro větší rozdíl v brzdných silách nebo je možné měnit počty pístků v brzdových třmenech. Všechny tyto varianty však neumožňují měnit brzdou sílu variabilně podle aktuální potřeby řidiče, podle povrchu nebo teplot brzd. Proto se u závodních vozů používá vahadlo brzdných sil.



Obr.14 Vahadlo brzdných sil [1]

Vahadlo brzdných sil funguje jako jednoduchá páka, která změnou velikosti ramene síly od brzdového pedálu mění sílu působící na píst brzdového válce a tím i tlak v okruhu.



Obr.15 Silové schéma vahadla

Sílu působící na píst brzdového válce, tedy i daný tlak touto silou lze vypočítat dle následujících vzorců.

$$R_l = \frac{R_z \cdot (l - x)}{l} \quad (1)$$

$$R_p = \frac{R_z \cdot x}{l} \quad (2)$$

$$R_z = R_l + R_p \quad (3)$$

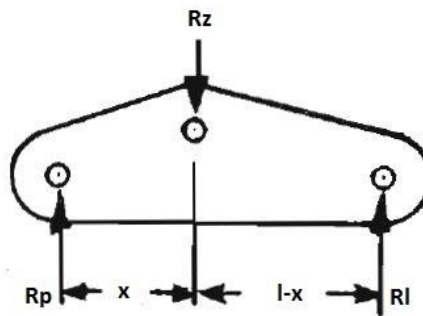
, kde:

R_l – síla působící na levý píst; R_p – síla působící na pravý píst; R_z – zátěžná síla vahadla

Existuje několik variant provedení vahadla brzdných sil.

7.2.1 Pevné vahadlo brzdných sil

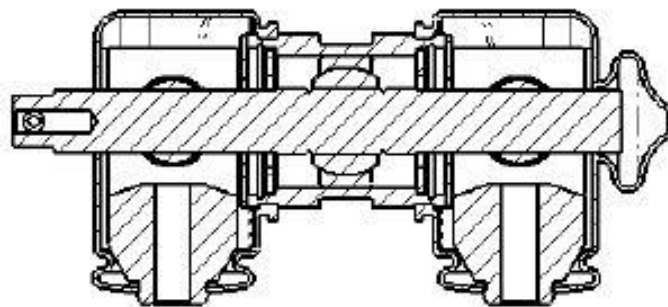
Pevné vahadlo (obr.16) nemá možnost změny ramene, takže pouze rozděluje sílu od pedálu mezi brzdové válce ve stálém poměru. Je to nejjednodušší varianta, která však nenabízí změnu brzdné síly v průběhu jízdy vozu. Ta se dá změnit pouze výměnou vahadla za jiný typ s rozdílnými poměry velikosti ramen vahadla. [2]



Obr.16 Pevné vahadlo brzdných sil [2]

7.2.2 Vahadlo se sférickým ložiskem

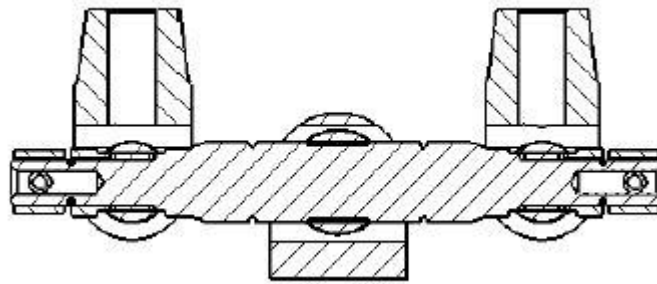
Vahadlo s axiálně volně uloženým sférickým ložiskem (obr.17) v trubce bylo dlouhou dobu nejběžněji používaným typem vahadla v závodních vozech. Třmeny pro uložení pístnic brzdových válců jsou na středové tyči vahadla našroubovány. Otáčením středové tyče se oba třmeny pohybují do stejného směru (na obou koncích použit závit se stejným směrem stoupání) a tím se mění jejich vzdálenost vůči středu. Sférické ložisko se může v trubce volně pohybovat, tím je zajištěna změna poměru vzdáleností i přes zachování pozice obou třmenů. [2]



Obr.17 Vahadlo se sférickým ložiskem [20]

7.2.3 Vahadlo se středovým čepem

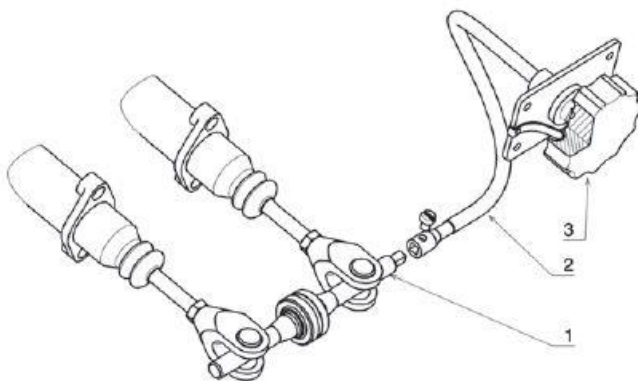
Tento typ vahadla má středovou tyč zašroubovanu ve volně otočném čepu mezi brzdovými válci (obr.18). Čep nahrazuje tedy sférické ložisko, které je použito na předchozím druhu vahadla. Nastavení požadovaného poměru probíhá podobným způsobem jako u vahadla se sférickým ložiskem, ale tentokrát se středová tyč pohybuje na závitu v čepu a třmeny zůstávají fixovány na svých místech. [2]



Obr.18 Vahadlo se středovým čepem [20]

7.2.4 Nastavení polohy

K samotnému nastavení polohy se používá ocelový kabel (obr.19), který je připojen na otočnou středovou tyč vahadla. Pilot otočí polohovací tlačítko do polohy rozvážení, kterou požaduje. Otočením polohovacího tlačítka dojde ke zkroucení ocelového kabelu, přenesení kroutícího momentu na středovou tyč vahadla a nastavení polohy. Ocelový kabel je pro správný přenos nutné vést co nejvíce zpříma. Jakékoliv záhyby velmi značně omezují jeho funkci, proto se používají pro vedení a změny směru kabelu v interiéru vozidla 90° převodníky (obr.20). Ty mají v sobě zabudovaný kuželový převod a nedochází tak k omezení funkce přenosového ocelového kabelu. [1]



Obr.19 Nastavovací ocelový kabel [1]



Obr.20 90° převodník Tilton [21]

8 Ovládací síly brzdového pedálu

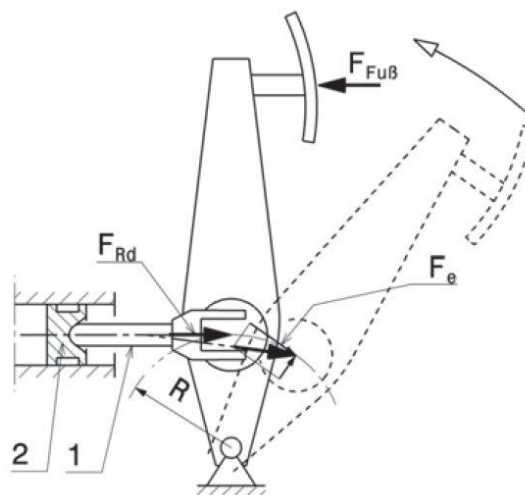
Ovládací síla je z pohledu pilota nejdůležitějším parametrem brzdového pedálu. Ukazuje, jakou sílu musí vyvinout řidič na brzdový pedál pro dosažení maximálního brzdného účinku brzd. Za maximální účinek brzd se považuje moment na hranici zablokování všech kol vozidla. Pak lze ještě rozlišit limitní sílu, kterou je schopný pedál vydržet. Tato limitní síla musí pokrýt i náhle zabrzdění v krizové situaci, kdy řidič nekontrolovaně sešlápne pedál. Za ideální ovládací sílu v osobních automobilech se považuje hodnota do 400 N, zde je však síla vyvozena řidičem podpořena posilovačem brzd. V závodních vozech je to o něco více, tedy 700-900 N podle preferencí řidiče. [1], [2], [10]

8.1 Pedálový převod

Dle [10] je schopen člověk vyvinout maximální silou jednou nohou 1320 N, je tudíž nutné, aby pedál byl tuto sílu schopný přenést. Protože však síly potřebné k vytvoření dostatečného tlaku v brzdovém okruhu pro požadovanou brzdnu sílu jsou násobně větší, musí mít brzdový pedál dostatečný pedálový převod. Doporučená hodnota pedálového převodu je 3-6:1.

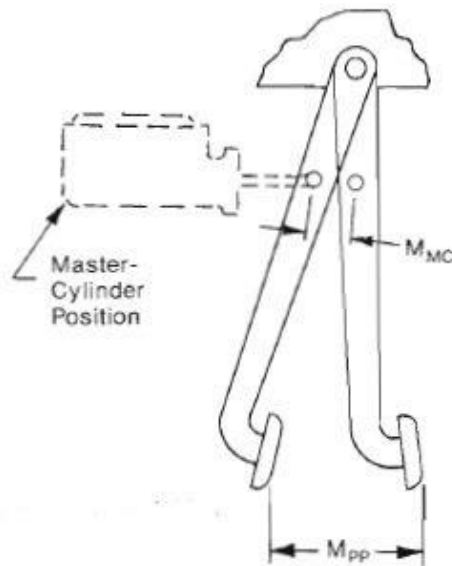
Existují tři možnosti, jak určit pedálový převod pedálu.

- Měřením sil (obr. 21) – Výsledný pedálový převod je pak určen dle vzorce $P_r = \frac{F_{Rd}}{F_{Fus}}$, kde F_{Rd} je síla působící na brzdové válce a F_{Fus} je síla působící na šlapku brzdového pedálu.



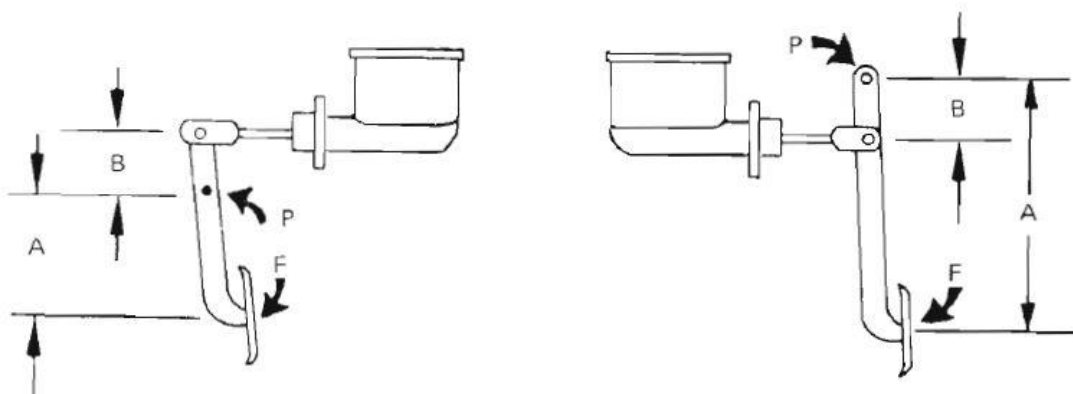
Obr.21 Silové měření pedálového převodu [1]

- Měřením pohybu (obr.22) – Výsledný pedálový převod je určen dle vzorce $P_r = \frac{M_{pp}}{M_{MC}}$, kde M_{pp} je vzdálenost, o kterou se přesune šlapka pedálu a M_{MC} je velikost stlačení brzdového válce.



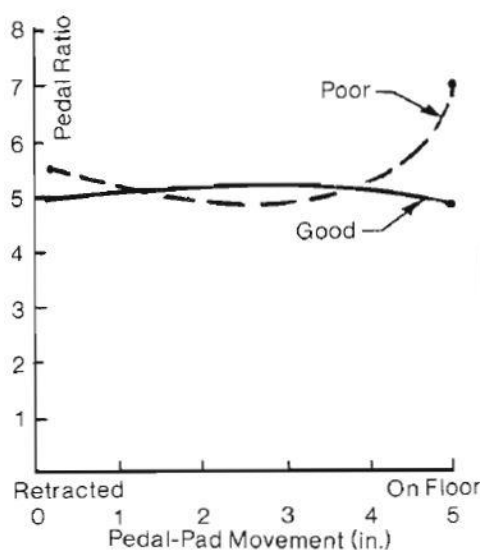
Obr.22 Měření pohybu [2]

- Měřením geometrie pedálu (obr.23) – Výsledný převod je závislý na konkrétní geometrii pedálu. Pro následující obrázky platí jednoduchý vzorec $P_r = \frac{A}{B}$, kde A a B jsou ramena pedálu k otočnému čepu.



Obr.23 Měření geometrie [2]

Pedálový převod však nezůstává konstantní a v průběhu zdvihu pedálu se mění. Je to dané rotačním pohybem kolem čepu pedálu a změnou ramen. První dvě metody tedy určují průměrný pedálový převod, poslední metoda měření geometrie dává přesný pedálový převod v dané pozici. Pokud změříme geometrii v každém bodu pohybu a vyneseme ji do grafu, dostaneme tzv. charakteristiku pedálového převodu (obr.24). Tato charakteristika by měla být co nejvíce lineární, rozhodně by neměla vykazovat žádné prudké výkyvy a změny v průběhu chodu pedálu. [1], [2]



Obr.24 Charakteristika brzdového pedálu [2]

9 Stávající řešení

V této části práce představím řešení použitá na předchozích dvou modelech formule, tedy FS.07 a FS.08. Konstrukci pedálové jednotky jsem převzal v týmu v roce 2015, jsem tedy autorem pedálové jednotky i pro úspěšný vůz FS.08. V rozboru použitých řešení se zaměřím především na problémové části sestavy a výrazné změny, které jsem provedl v loňské roce a z toho vycházející doporučení pro úpravy pro letošní návrh.

9.1 Pedálová jednotka FS.07

Na voze FS.07 byla poprvé použita posuvná pedálová jednotka (obr.26). Bylo to z důvodu rozdílného vzrůstu pilotů formule a také většina předních týmů posuvnou pedálovou jednotkou již disponovala a náš tým tím přicházel o body v disciplíně EDR. Další změnou, která se odvíjí od použití posuvné pedálové jednotky, byl nový mechanismus

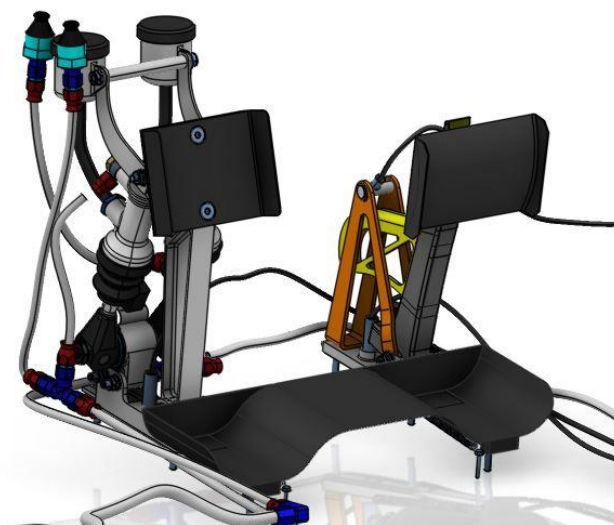
plynového pedálu. Do té doby se používala jednoduchá příčka vložená do pedálu s připevněným lankem (obr.25).



Obr.25 Plynový pedál FS.06

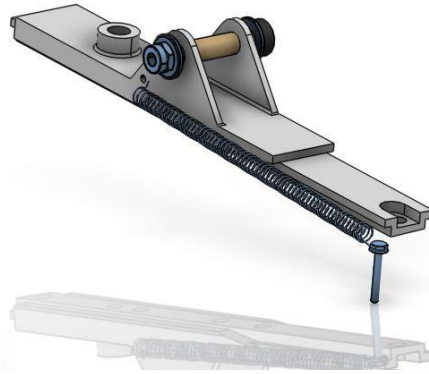
9.1.1 Posuvný mechanismus

Základní otázkou pedálové jednotky pro vůz FS.07 byl výběr posuvného mechanismu pedálů. Z hlediska výrobních nákladů a jednoduchosti instalace a obsluhy byla nakonec zvolena možnost posunu pomocí T-drážky (obr.27). Rozdíl mezi první a poslední pozicí pedálu byl 61 mm. Prakticky ale díky špatně zvoleným tolerancím T-drážek bylo velice obtížné pedály posunout, takže se celou sezonu nacházely v jedné pozici a nešlo tak ověřit, jestli je tento rozsah dostatečný či nikoliv.



Obr.26 Pedálová jednotka FS.07

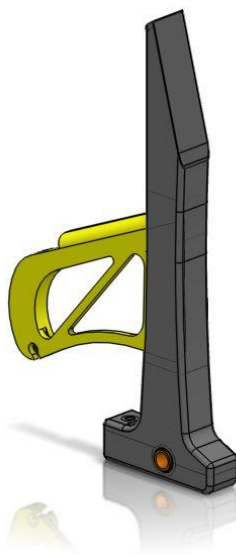
Nepohyblivost T-drážek byla způsobena i přičením T-drážek díky jejich spojení prostřednictvím opory nohou v přední části, a především nesymetrickým umístěním pružiny pouze na jednu stranu horního dílu kolejnice. Nastavení polohy je obtížné i díky omezenému manipulačnímu prostoru v přední části monokoku, kde servisní otvor umožňuje manipulaci pouze jednou rukou.



Obr.27 T-drážka FS.07

9.1.2 Plynový pedál FS.07

Plynový pedál (obr.28) byl navržen jako uhlíkový díl, jeho hmotnost byla 109 g a byl opatřen hliníkovou vačkou. Chod lanka pro plné otevření škrtkové klapky byl 35 mm, což odpovídalo úhlovému natočení pedálu 35°. Takto dlouhý chod pedálu nevyhovoval pilotům formule, především jeho počáteční pozice byla kvůli změně chodu lanka v průběhu výroby vozu ve velmi neergonomické poloze.



Obr.28 Plynový pedál FS.07

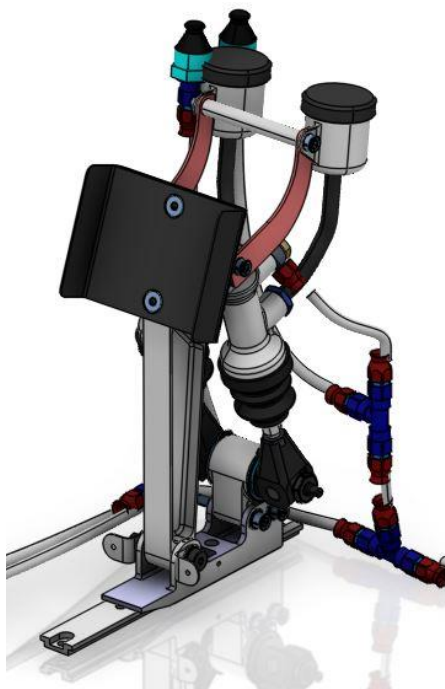
Největší problém se však ukázal v koncových dorazech pedálu. Dle pravidel soutěže musí mít plynový pedál doraz pro koncovou polohu, aby v žádném případě nemohlo dojít k přepínání plynového lanka. V případě plynového pedálu monopostu FS.07 bylo tomuto požadavku pravidel vyhověno patkou pedálu (obr.29), kde z jedné strany byl v ertalonovém insertu vytvořen závit pro koncový dorazový šroub. Doraz počáteční polohy tvořila samotná patka. V ertalonových (PA 66-GF30) insertech mají závity malou únosnost, a tak došlo v průběhu sezony ke stržení závitu v insertu a pedál musel být nahrazen novým s hliníkovým insertem. Největší konstrukční nedostatek tohoto pedálu však byl v jeho počátečním dorazu. Ten byl řešený opřením pedálu koncovky pedálu o monokok. Toto řešení se ukázalo velmi nešťastné, protože žádným způsobem nebránilo vniknutí nečistot z monokoku pod doraz pedálu, což zapříčinilo nehodu vozu při testování a nutnou další úpravu pedálu.



Obr.29 Patka plynového pedálu FS.07

9.1.3 Brzdový pedál FS.07

Brzdový pedál pro monopost FS.07 (obr.30) byl převzat z předchozího modelu formule FS.06 a doplněn pouze o T-drážku pro nastavení pozice. Byla použita koncepce s šikmo položenými brzdovými válci s vahadlem umístěným na horním pojezdu T-drážky. Tato koncepce je nevýhodná, protože zvyšuje těžiště vozu.

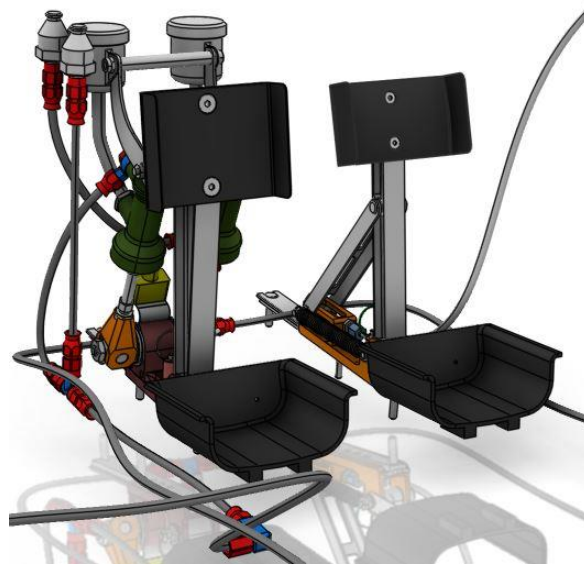


Obr.30 Brzdový pedál FS.07

U tohoto provedení nebyl nikdy určen pedálový převod a ovládací síla, přesto se tato koncepce udržela na formuli 3 sezony po sobě.

9.2 Pedálová jednotka FS.08

Pedálová jednotka vozu FS.08 (obr.31) byla již mou prací. Na voze FS.08 bylo nutné kompletně změnit mechanismus plynového pedálu a upravit výrobní tolerance T-drážek, pro zajištění správné funkce posunu. Koncept brzdového pedálu jsem se rozhodl zachovat. Bylo nutné pouze vytvořit nové uložení do horní kolejnice T-drážky. Byl také optimalizován brzdový pedál s ohledem na výrobní možnosti týmu a došlo k celkovému odlehčení sestavy. Prioritním cílem bylo však zjistit brzdový převod pedálu. Na pedálové jednotce monopostu FS.08 se také zvětšila nastavitelnost pozice pedálové jednotky z 61 na 69 mm. Tato hodnota se však ukázala jako nedostatečná, protože nedokázala pokrýt výškový rozdíl našich pilotů. Pro lepší funkčnost T-drážek jsem rozdělil oporu paty a vytvořil novou, pro každý pedál zvlášť. Sezona ale odhalila několik nedostatků v konstrukci T-drážky. Především špatné připevnění do monokoku, které bylo řešeno pomocí tří šroubů M6 v řadě, protože šířka T-drážky neumožňovala umístění šroubů po dvojicích vedle sebe. Malá šířka T-drážky společně s nerovnostmi monokoku a systémem zajištění, způsobila nepříjemné naklápění celé sestavy pedálu do stran. To vedlo k horší ovladatelnosti vozu, a především k negativnímu hodnocení v rámci disciplíny EDR.



Obr.31 Pedálová jednotka FS.08

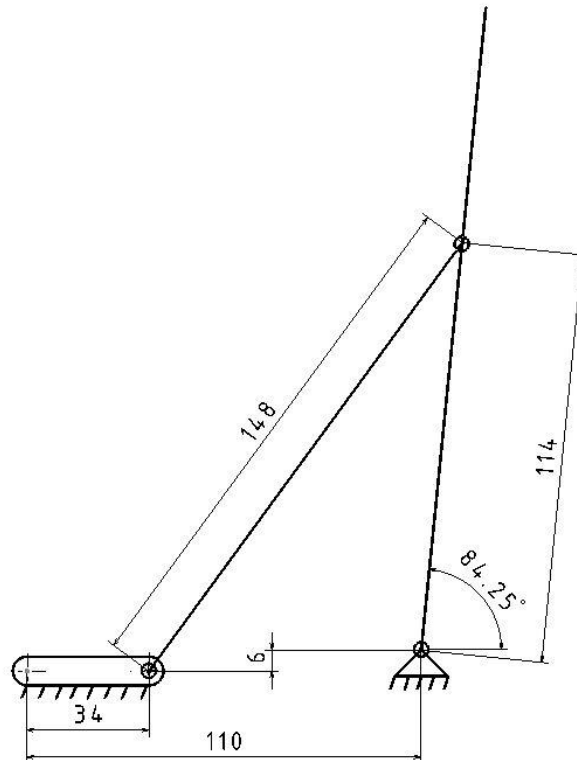
9.2.1 Plynový pedál FS.08

Po dohodě s motorovou skupinou našeho týmu se určil chod lanka potřebný pro plné otevření škrtkící klapky na 30 mm. Dále byl požadavek mít lineární charakteristiku plynového pedálu, aby nerovnoměrnost při otevírání klapky regulovala tvarem vačky na škrtkící klapce. Další změnou na monopostu FS.08 bylo použití hliníkového plynového pedálu oproti uhlíkovému z předchozího roku. Paradoxně nedošlo k nárůstu hmotnosti, ale ke snížení na 61 g. Výhoda frézovaného dílu byla ve snazší výrobě přesných rozměrů a absence nutnosti použití dodatečných insertů.



Obr.32 Plynový pedál FS.08

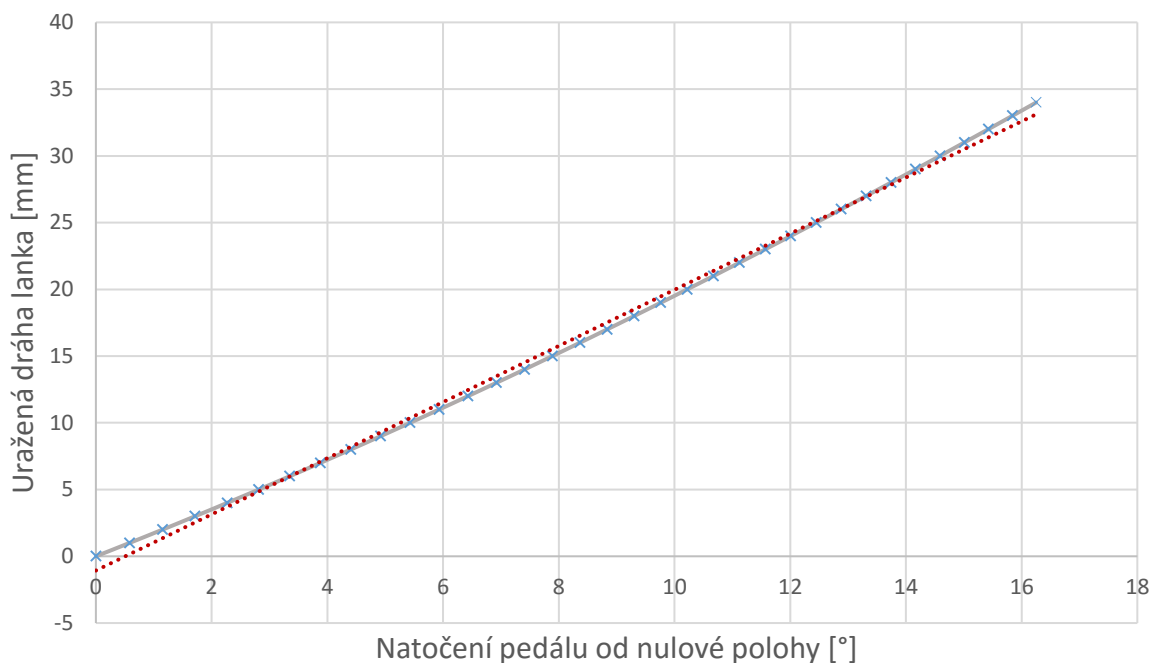
Mechanismus plynového pedálu byl navržen tak, aby chod pedálu pro plné otevření škrtkící klapky byl 15° , což odpovídalo požadavkům pilotů. Důležitým požadavkem bylo i oddělení nečistot na podlaze monokoku od mechanismu a již zmíněná lineární charakteristika. Byl tedy vytvořen mechanismus (obr.33) s vyvýšenou dráhou pro čep s lankem ovládaným jednoduchou lištou z hliníkového profilu. Pro takto navržený mechanismus bylo potřeba najít vhodnou geometrii pro splnění všech požadavků.



Obr.33 Mechanismus plynového pedálu FS.08

Jako výchozí neměnné rozměry byla dána vzdálenost od čepu plynového pedálu ke koncové poloze čepu s lankem (110 mm), dále maximální sklon pedálu směrem k pilotovi (84°) a rezerva chodu lanka 4 mm. Z těchto vstupních hodnot se nejlépe ukázala právě tato geometrie. Pomocí kosinové věty byla vytvořena charakteristika pedálu v závislosti na jeho natočení.

Charakteristika plynového pedálu FS.08



Graf 2 Charakteristika plynového pedálu FS.08

Výsledná charakteristika (graf 2) není dokonale lineární, ale s ohledem na ostatní vlivy na charakteristiku škrťací klapky (především výrobní nepřesnosti vačky) lze tuto nelinearitu zanedbat.

9.2.2 Brzdový pedál FS.08

Od prvního modelu formule se pro sestavu brzdového pedálu používaly brzdové válce od firmy AP Racing. Pro formuli FS.06, .07 a .08 to byl shodný model CP7855-91PRTE (obr.34) s vrtáním 17.8 mm a zdvihem 30 mm. Tyto válce byly doplněny o vahadlo CP5500-04 (obr.35). Po rozhodnutí zachování konceptu brzdového pedálu, polohy a typu brzdových válců, byla prioritou pro model FS.08 zjistit především pedálový převod pro přípravu změny koncepce brzdového pedálu pro monopost FS.09.

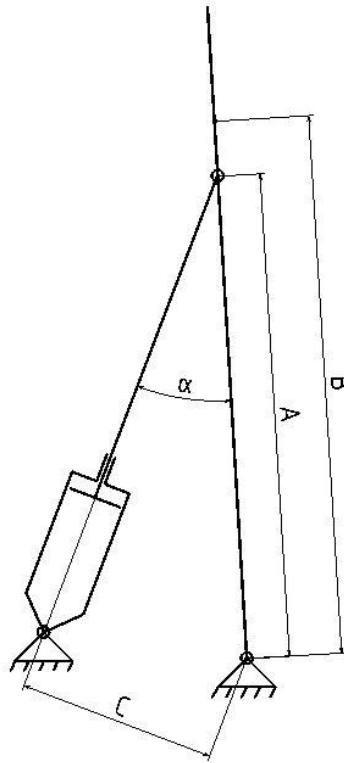


Obr.34 Brzdový válec AP Racing CP7855 [22]



Obr.35 Vahadlo AP Racing CP5500 [23]

Pro geometrii šikmo uložených válců použitou na voze FS.08 odvodím nejprve obecný tvar rovnice pro výpočet pedálového převodu.



Obr.36 Obecná geometrie brzdového pedálu se šikmo uloženými válci

Převod páky pedálu:

$$P_{rp} = \frac{B}{A} \quad (4)$$

Rozložení síly do směru brzdového válce:

$$P_r = \frac{P_{rp}}{\sin \alpha} = \frac{B}{A \cdot \sin \alpha} \quad (5)$$

Zjednodušení vztahu:

$$\sin \alpha = \frac{C}{A}; A \cdot \sin \alpha = C \quad (6)$$

Finální vztah pro výpočet převodového převodu brzdového pedálu se šikmými válci:

$$P_r = \frac{B}{C} \quad (7)$$

, kde

P_{rp} – převod páky pedálu

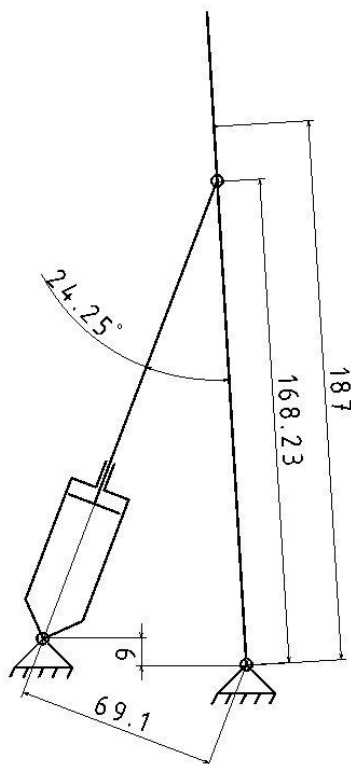
B – vzdálenost čepu pedálu od působíště síly

A – vzdálenost čepu pedálu o přípojného bodu brzdových válců

C – kolmá vzdálenost osy brzdových válců od čepu pedálu

α – úhel svírající brzdový pedál s osou brzdových válců

Odvozený finální vztah aplikuji na geometrii brzdového pedálu vozu FS.08 (obr.37).



Obr.37 Geometrie brzdového pedálu FS.09

Výsledný pedálový převod: $P_r = \frac{B}{C} = \frac{187}{69,1} = 2,71$ Tento převod platí pouze pro počáteční pozici pedálu, protože však brzdový pedál formule nemá v provozu téměř žádný chod, tak jsem jeho změnu pro výpočet ovládacích sil zanedbal.

Pro výpočet ovládacích sil jsem pomocí programu Race Studio 2 z naměřených dat ze závodů s vozem FS.08 určil tlak v brzdových okruzích používaný při „brake testech“ pro zastavení vozu, který činil 60 bar pro oba okruhy. Z plochy pístů jsem určil sílu potřebnou

pro dosažení tohoto tlaku a tuto sílu jsem vydělil pedálovým převodem. Tím jsem získal sílu, kterou musí vyvinout pilot na brzdový pedál.

$$p = 60 \text{ bar} = 6,0 \text{ MPa}; P_r = 2,71$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 17,8^2}{4} = 248,85 \text{ mm}^2 \quad (8)$$

$$p = \frac{F_p}{S} \rightarrow F_p = p \cdot S = 6,0 \cdot 248,85 = 1493,10 \text{ N} \quad (9)$$

$$F = \frac{2 \cdot F_p}{P_r} = \frac{2 \cdot 1493,10}{2,71} = 1101,91 \text{ N} \quad (10)$$

Takto vysoká síla je použita pouze při zmiňovaném „brake testu“, při kterém se ověřuje funkce brzd. Při tomto testu se zkouší schopnost brzdového systému, při brzdění z inspektory určené rychlosti, zablokovat všechny 4 kola a zároveň zastavit v přímé linii bez stočení vozu ke straně.

Pro lepší porovnání vypočítaných hodnot jsem využil testovací víkend s německými týmy z univerzit v Esslingenu a Weingartenu. Po tomto setkání a testovací jízdě v konkurenčních formulích jsem zjistil, že pilotům vyhovoval nejvíce vůz z univerzity v Esslingenu a to hlavně díky menším ovládacím silám na brzdový pedál. Pro nový monopost byl cíl snížit tuto hodnotu k hranici 800 N.

10 Návrh pedálové jednotky pro vůz FS.09

Hlavní změnou pedálové jednotky vozu FS.09 oproti stávajícím řešení je otočení brzdových válců. Jedním z důvodů pro tuto změnu, byla snaha o dosažení nižšího těžiště celého vozu. S touto změnou přichází i změna vahadla, které pro tuto variantu je lepší umístit přímo na brzdový pedál. Zásadní změnou prošlo i uložení pedálové jednotky v monokoku. Rozhodl jsem se rozšířit T-drážky na dvojnásobek jejich stávající šířky pro získání lepší stability pedálů v monokoku.

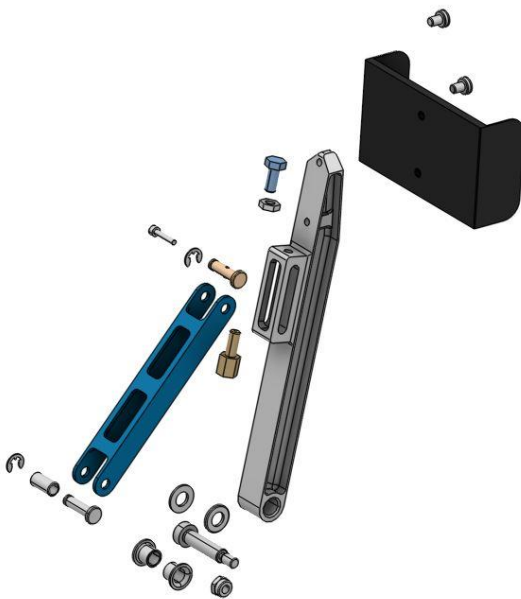
11 Návrh plynového pedálu

Pravidla soutěže týkající se plynového pedálu se zaměřují především na škrťací klapku. Ta musí dle pravidel obsahovat dvě návratové pružiny do výchozí polohy klapky, pro případ selhání některé z částí plynového mechanismu. Samotný pedál návratovou pružinu mít nemusí, ale pro snížení prodlevy návratu pedálu do počáteční polohy je lepší ji použít i na pedálu. Dle pravidel také musí být na pedálu doraz koncové polohy, aby nedocházelo

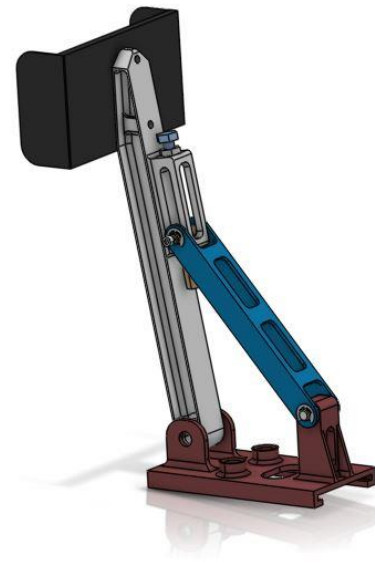
k přepínání plynového lanka. Vedení plynového lanka musí vzdáleno minimálně 50,8 mm (2 in) od výfukových svodů nebo proudu spalin z výfuku. To jsou všechna zásadní omezení vyplývající z pravidel soutěže pro konstrukci plynového pedálu a jeho mechanismu. [5]

11.1 Mechanismus plynového pedálu

U plynového pedálu částečně přetrvávaly problémy se zanášením mechanismu prachem a drobnými nečistotami, které se zdržují na podlaze monokoku. Jinak byl ale mechanismus použitý na voze FS.08 velmi spolehlivý. Rozhodl jsem se tedy zachovat typ mechanismu stejný, pouze přesunout domek pro čep s lankem na zadní stranu pedálu. Dosáhl jsem tím úplnému oddělení nečistot od mechanismu plynu. Díl je navržen jako obráběný z hliníkového přířezu. Materiál pedálu jsem zvolil hliníkovou slitinu EN AW 6082, celý pedál váží 71 g.



Obr.38 Rozpad mechanismu plynu FS.09



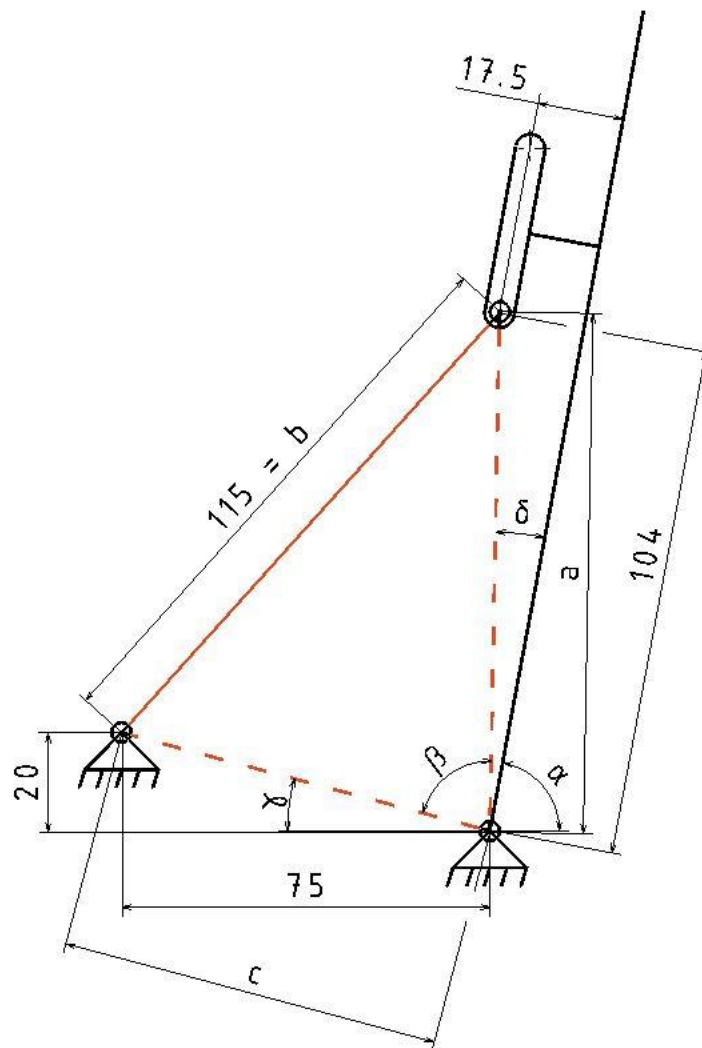
Obr.39 Mechanismus plynu FS.09

Velikost chodu lanka pro plné otevření škrťací klapky zůstala stejná jako v předchozím roce, tedy 30 mm. Dráha pro čep s lankem je na pedálu navržena se 4 mm rezervou. Na horní a spodní straně domku pro čep s plynovým lankem je vytvořena díra se závitem pro koncové dorazy. Spodní dorazový šroub je průchozí a zakončený lůžkem pro vodící trubičku lanka. Ta zajišťuje hladký vstup lanka do mechanismu pod úhlem 90°.



Obr.40 Teflonová vodící trubička [24]

Na plynovém pedálu vozu FS.09 pilotům nevyhovoval zkrácený úhlový chod pedálu na 15° , takže pro návrh pedálu pro monopost FS.09 jsem tento chod zvětšil na přibližně 20° . S ohledem na technologické možnosti výroby pedálu a ovládací lišty byla zvolena geometrie viz obr. 41, Tato geometrie splňuje velice dobře vstupní požadavky kladené na mechanismus.



Obr.41 Geometrie plynového pedálu FS.09

Jednoduchým výpočtem pomocí kosinové věty dostaneme charakteristiku pedálu (graf 3).

$$b^2 = a^2 + c^2 - 2 \cdot a \cdot c \cdot \cos\beta \rightarrow \beta = \arccos\left(\frac{a^2 + c^2 - b^2}{2 \cdot a \cdot c}\right) \quad (11)$$

Úhel γ zůstává neměnný:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{20}{75}\right) = 14,93^\circ \quad (12)$$

Úhel δ se mění v průběhu natočení pedálu, v počáteční pozici je jeho hodnota:

$$\delta = \arctg\left(\frac{17,5}{104}\right) = 9,55 \quad (13)$$

Výsledné natočení plynového pedálu:

$$\alpha = 180 - \beta - \gamma - \delta \quad (14)$$

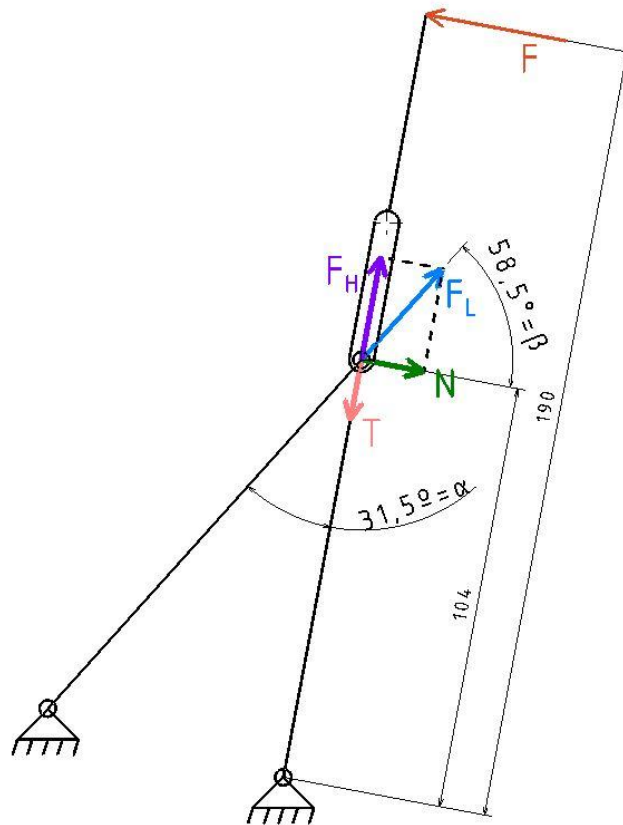
Charakteristika plynového pedálu FS.09



Graf 3 Charakteristika plynového pedálu FS.09

Výsledná charakteristika velice dobře vyhovuje požadavkům na linearitu chodu a pro chod lanka 30 mm je úhlové natočení pedálu $18,96^\circ$.

Poslední kontrola, kterou musí tato geometrie splnit je podmínka přičení. Pro výpočet přičení jsem uvažoval ovládací sílu pedálu 200 N a geometrii nahradil výpočetním schématem (obr.42).



Obr.42 Výpočetní schéma plynového pedálu

Rozklad sil jsem provedl v počátečním bodě mechanismu, což pro zjištění přičení je dostatečné. V každém dalším bodě bude totiž úhel α menší a pokud nedojde ke vzpříčení mechanismu v počátečním bodě, nemůže k němu dojít v žádném dalším bodě pohybu mechanismu. Pro to, aby nedošlo k přičení mechanismu musí být třecí síla T menší než síla ve směru pohybu F_H . [15]

Z momentové rovnice pro čep pedálu lze zjistit velikost síly N .

$$N \cdot l_2 = l_1 \cdot F \rightarrow N = \frac{l_1 \cdot F}{l_2} = \frac{190 \cdot 200}{104} = 365,38 \text{ N} \quad (15)$$

Součinitel tření f je pro styk hliník-ocel je 0,61. []

$$T = f \cdot N = 0,61 \cdot 365,38 = 222,88 \text{ N} \quad (16)$$

Tuto třecí sílu musí překonat síla ve směru pohybu, v mém případě se jedná o sílu F_H .

$$F_H = N \cdot \operatorname{tg} \beta = 365,38 \cdot \operatorname{tg} 58,5^\circ = 596,24 \text{ N} \quad (17)$$

Síla F_H ve směru pohybu je větší než třecí síla, takže podmínka přičení je splněna. Pro tuto sestavu je možné také spočítat limitní úhel, při kterém dojde k přičení. V tom případě se musí síla $T=F_H$.

$$F_H = T \quad (18)$$

$$N \cdot \operatorname{tg} \beta = f \cdot N \quad (19)$$

$$\operatorname{tg} \beta = f \rightarrow \beta = \operatorname{arctg} f = 31,38^\circ \quad (20)$$

$$\alpha = 90^\circ - \beta = 90^\circ - 31,38^\circ = 58,62^\circ \quad (21)$$

Limitní úhel α , při kterém dojde ke vzpříčení mechanismu je $58,62^\circ$.

Na základě této geometrie jsem tedy posléze zkonstruoval celou sestavu plynového pedálu, výrobní výkres plynového pedálu je zařazen mezi přílohami (příloha 4). Celý mechanismus plynu je vytvořen pomocí co nejjednodušších a často i normalizovaných prvků. Plynový pedál je uchycen v horním pojezdu T-drážky pomocí lícovacího šroubu s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem (obr.44), zajištěn je pojistnou maticí. Pro snížení tření je v čepu použita dvojice samomazných teflonových kluzných ložisek PCMF 081009.5 E s kluznou přírubou (obr.43). Součinitel tření takového uložení je pak maximálně 0,25, což zajišťuje hladký chod plynového pedálu.



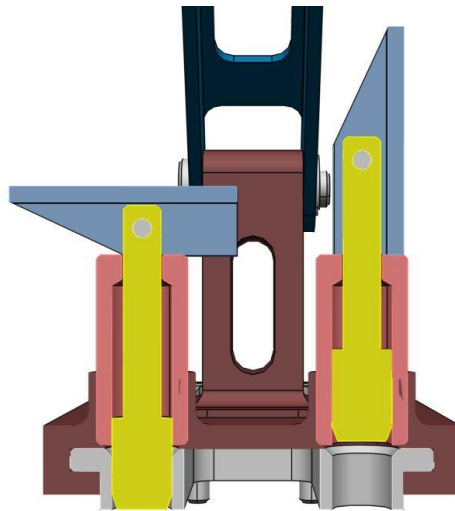
Obr.43 Kluzné ložisko PCMF 081009.5 E [25]



Obr.44 Lícovací šroub [26]

Obdobné řešení s kluzným pouzdem je použito i v uložení ovládací lišty. Samotná ovládací lišta je frézovaná z hliníkového U-profilu. Šlapka plynového pedálu je vyrobena z uhlíkových vláken. Ty zaručují dobrou tuhost, která je důležitá pro jistotu ovládnání pedálu, a zároveň nízkou hmotnost šlapky. Nastavení polohy mechanismu v T-drážce zajišťuje

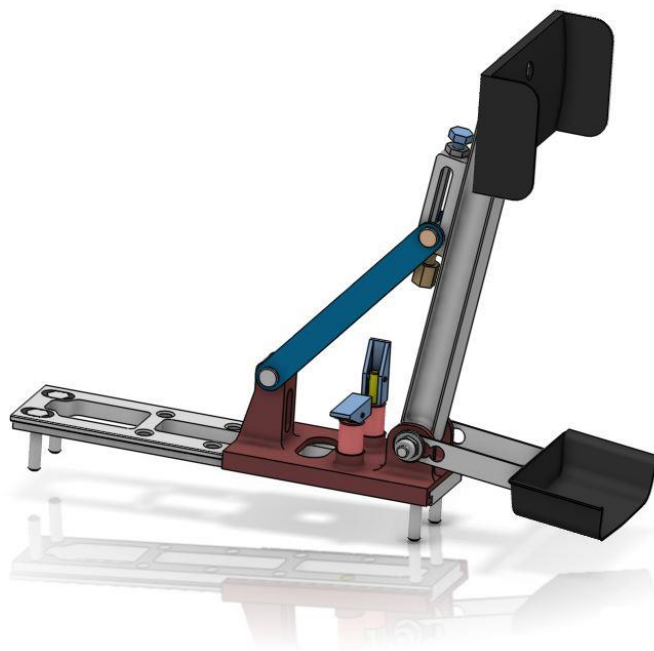
dvojice aretačních čepů (obr.45), které jsou uzpůsobeny pro ovládání jednou rukou, takže se celý proces nastavení polohy výrazně zjednodušil.



Obr.45 Mechanismus aretace polohy

V minulých letech byl často problém s údržbou pedálové jednotky, protože se drobné díly nedaly vzájemně nahradit a chyběla jakási unifikace systému. Pro tuto sezonu je tak čep pedálu, systém aretace polohy a veškerá použitá kluzná pouzdra stejná jak pro plynový, tak brzdový pedál.

Celkový pohled na sestavu plynového pedálu nabízí obr. 46.



Obr.46 Plynový pedál FS.09

12 Návrh brzdového pedálu

Brzdový pedál a celá sestava brzdy je velice přísně zakotvena v pravidlech soutěže. Vzhledem k tomu, že na spolehlivosti brzdy závisí bezpečnost pilota vozu, je dodržování těchto pravidel i důsledně kontrolováno. Dle pravidel musí být brzdový systém ovládán jedním pedálem. Tento brzdový systém musí vydržet sílu 2000 N působící na šlapku pedálu bez selhání žádné z jeho částí, tato síla je testována inspektorem sedícím ve voze, takže reálně nikdy není pedál touto silou namáhán. Elektronické ovládání brzd je zakázáno. Celý systém se musí skládat ze dvou nezávislých brzdových okruhů tak, aby při selhání jednoho z nich byly stále aktivní brzdy na dvou zbývajících kolech. Dále se nesmí používat plastové brzdové hadičky bez vnější ochrany. Samotný brzdový pedál nesmí být vyroben z uhlíkových vláken, aby se zamezilo možnosti výrobní vady takového pedálu. Povolené materiály pro brzdový pedál jsou ocel, hliníkové slitiny a titan. Já jsem pro výrobu pedálu zvolil materiál EN AW 7075 T6. Posledním významným pravidlem pro brzdový systém je, že musí obsahovat tzv. over-travel přepínač. Jedná se o jednoduchý dvupolohový přepínač, který při selhání jednoho z okruhů a následném zvětšení chodu pedálu svým přepnutím vypne zapalování a palivové čerpadlo. Tím dojde k vypnutí motoru a zastavení vozu. Zároveň musí být přepínač nedostupný pro pilota formule, aby by ho nemohl vrátit do pracovní polohy. [5]



Obr.47 "Over travel" přepínač [5]

12.1 Výběr brzdových válců

Jak jsem již v práci zmínil, formule týmu CTU Cartech byly vždy osazeny brzdovými válci od firmy AP Racing. Bylo to dané poměrně snadnou dostupností, firma AP Racing má v ČR své obchodní zastoupení, širokou nabídkou typů válců a dobrému poměru kvality a ceny. Pro monopost FS.09 jsem se však rozhodl zavedeného výrobce vyměnit, za americkou firmu Tilton. Jejich produkce nabízí velice dobrou alternativu k brzdovým válcům od firmy AP Racing. Brzdové válce těchto firem se však zásadně liší, a to primárně použitou technologií

výroby. Zatímco AP Racing pro většinu své produkce používá technologii slévání, firma Tilton naopak pro své výrobky používá technologii obrábění. Výsledkem toho je především rozdíl ve hmotnosti srovnatelných modelů brzdových válců. Pro vůz FS.09 jsem vybral brzdový válec Tilton dle firemního označení 77-series (obr.48). Tento brzdový válec odpovídá modelové řadě CP7855 firmy AP Racing, použité na předchozím modelu formule. V letošním roce uvedl Tilton na trh nové brzdové válce pod označením 78-series, které nahrazují 77-series. Jedná se o téměř totožné brzdové válce, pouze s výrazně upravenými porty pro fitinky brzdového vedení. Tyto válce byly v době nákupu bohužel dostupné pouze pro americký trh. Následující tabulka všechny zmíněné modely porovnává.

Tab. 1 Porovnání modelů brzdových válců

	Hmotnost [kg]	Cena [€]	Travel-cut [mm] ¹	Zdvih [mm]
CP 7855	0,293	114,6	0,48 – 0,63	30
77 - series	0,136	315,3	0,76 – 1,2	28
78 - series	0,136	206,8	0,76 – 1,2	28

Hlavním důvodem pro změnu brzdových válců byla jejich hmotnost, která je u brzdových válců firmy Tilton více než o polovinu menší. Tato hmotnostní úspora je vykoupena vyšší cenou brzdových válců. Ostatní parametry brzdových válců jsou srovnatelné.

Tímto výběrem jsem získal vnější připojovací rozměry brzdových válců pro tvorbu geometrie brzdového pedálu. Tyto rozměry jsou pro všechny velikosti vrtání totožné. Samotný výběr vrtání jsem provedl až po tvorbě geometrie pedálu a výpočtu ovládacích sil.

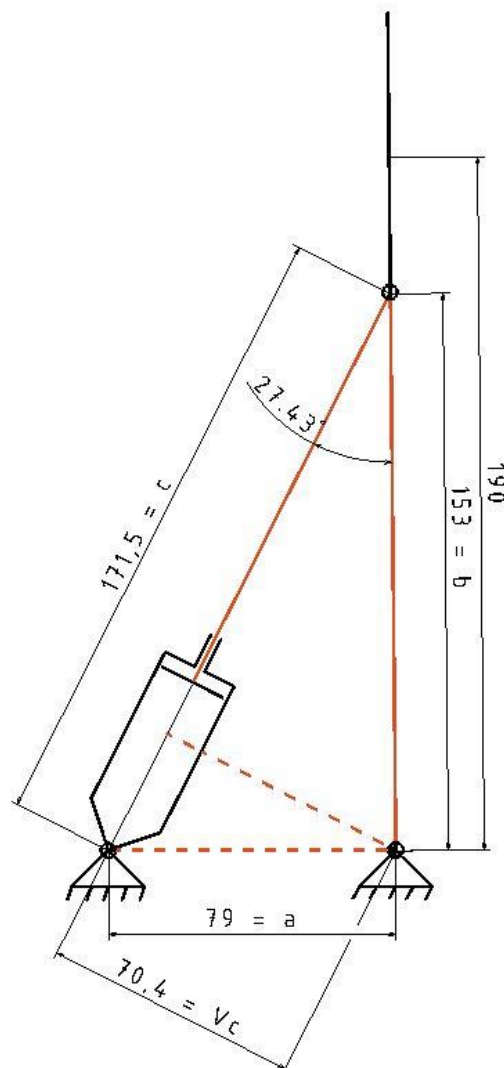


Obr.48 Brzdový válec Tilton 77-series [27]

¹ Vzdálenost, kterou musí urazit píst pro uzavření přívodu brzdové kapaliny z rezervní nádobky.

12.2 Charakteristika, pedálový převod brzdového pedálu

Hlavním cílem pro pedálovou jednotku vozu FS.09 bylo snížit její ovládací síly. Toho lze dosáhnout dvěma způsoby, zvětšením pedálového převodu nebo zmenšením plochy pístu brzdového válce. Jelikož však zvětšení nastavitelnosti posuvu pedálové jednotky neumožnilo výrazně změnit pedálový převod, musel jsem jít druhou cestou a zmenšit vrtání brzdového válce. Pro mnou vytvořenou geometrii brzdového pedálu viz obr. 49 je pedálový převod $P_r = \frac{190}{70,4} = 2,70$, tedy téměř totožný jako na modelu FS.08.



Obr.49 Geometrie brzdového pedálu FS.09

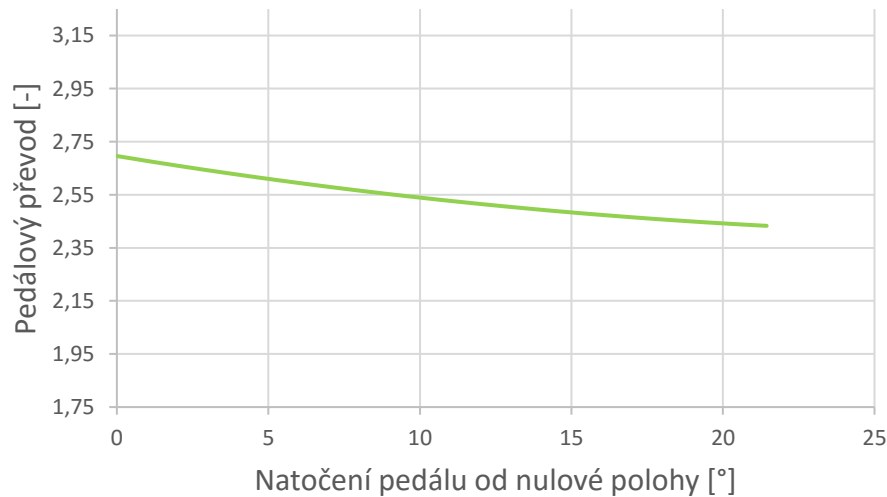
Průběh pedálového převodu jsem získal pomocí Heronova vzorce, kterým jsem spočítal obsah trojúhelníku. Ze spočítaného obsahu jsem získal výšku V_c a vytvořil graf závislosti změny pedálového poměru na natočení pedálu (graf 4), v průběhu zdvihu brzdového válce.

$$S = \sqrt{u \cdot (k - a) \cdot (u - b) \cdot (u - c)} \quad (22)$$

$$u = \frac{a + b + c}{2} \quad (23)$$

$$Vc = \frac{S \cdot 2}{c} \quad (24)$$

Charakteristika převodu brzdového pedálu



Graf 4 Charakteristika pedálového převodu FS. 09

Z grafu je dobře patrná změna pedálového poměru. Ten spolu se zvětšujícím se natočením pedálu mírně klesá. Tento pokles není nijak výrazně znepokojující, protože brzda závodních vozů nemá téměř žádný chod. Z toho důvodu je i možné tuto změnu zanedbat, takže v dalších výpočtech budu pracovat s hodnotou pedálového převodu v počáteční poloze pedálu.

12.3 Ovládací síly brzdového pedálu a výběr vrtání válce

Pedálový převod je důležitý pro výpočet ovládacích sil pedálu. Pro letošní návrh pedálové jednotky bylo cílem dosáhnout ovládací síly 800 N pro získání maximálního brzdného účinku brzd, tedy hranice zablokování kol. Pomocí pedálového převodu jsem tedy vypočetl síly, působící na pístnici brzdového válce, při rovnoměrně rozváženém stavu vahadla brzdových sil a zatížení cílovou ovládací silou.

$$F_p = \frac{P_r \cdot F}{2} = \frac{800 \cdot 2,70}{2} = 1080 \text{ N} \quad (25)$$

Ze síly F_p působící na pístnici brzdových válců lze pomocí plochy pístu vypočítat tlak, který vznikne v brzdovém okruhu. Tlak pro maximální brzdný účinek brzd spočítal týmový

kolega Vladimír Krulík jako 55 bar. Tento tlak byl tedy mým cílovým tlakem v brzdovém okruhu. Ze získané plochy pístu lze poté dopočítat potřebné vrtání brzdového válce.

$$p = 55 \text{ bar} = 5,5 \text{ MPa}$$
$$S = \frac{F_p}{p} = \frac{1080}{5,5} = 196,36 \text{ mm}^2 \quad (26)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 196,36}{\pi}} = 15,81 \text{ mm} \quad (27)$$

Takto vypočítané vrtání jsem porovnal s hodnotami vrtání v nabídce firmy Tilton. Jelikož se jedná o Americkou společnost, tak je pro potřeby porovnání rozměry nejdříve nutné převést na mm.

Tab. 2 Nabízená vrtání válců

[in]	[mm]
1	25,4000
15/16	23,8125
7/8	22,2250
13/16	20,6375
3/4	19,0500
7/10	17,7800
5/8	15,8750

Z nabízených vrtání je nejbližší hodnota 5/8", což odpovídá 15,8750 mm. Je to také nejmenší nabízené vrtání, napříč výrobci. Pro zvolené vrtání dopočítám ovládací sílu.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 15,875^2}{4} = 197,93 \text{ mm}^2 \quad (28)$$

$$F_p = p \cdot S = 5,5 \cdot 197,93 = 1088,62 \text{ N} \quad (29)$$

$$F = \frac{2 \cdot F_p}{P_r} = \frac{2 \cdot 1088,62}{2,70} = 806,39 \text{ N} \quad (30)$$

Výsledná ovládací síla velice dobře odpovídá počátečnímu požadavku, ale pro takto navržený brzdový pedál je třeba zjistit i maximální tlak, který je řidič schopný vyvinout v brzdovém okruhu, aby nedošlo k překročení hodnoty tlaku 200 bar, která je uvedena výrobcem jako limitní tlak pro brzdové vedení. Pro tento výpočet budu vycházet z maximální naměřené hodnoty tlaku z minulé sezony, která činí 65 bar. Tomuto tlaku odpovídá síla na pedál 1193,75 N. Tuto sílu jsem zvětšil o 10% rezervu a přepočítal na tlak v brzdovém vedení pro brzdový pedál vozu FS.09. Takto zvětšená síla odpovídá maximální

síle, kterou je schopen průměrný dospělý muž jednou nohou vyvinout na šlapku pedálu. [10]

$$F_p = \frac{F \cdot P_r}{2} = \frac{1320 \cdot 2,7}{2} = 1782 \text{ N} \quad (31)$$

$$p = \frac{F_p}{S} = \frac{1782}{197,93} = 9 \text{ MPa} \rightarrow 90 \text{ bar} \quad (32)$$

Maximální tlak 90 splňuje podmínku výrobce brzdového vedení, takže jsem tuto geometrii pedálu použil jako výchozí při tvorbě CAD modelu.

12.4 Analýza MKP

Po určení geometrie pedálu jsem navrhl dvě verze provedení tohoto dílu. Oba brzdové pedály jsem podrobil analýze metodou konečných prvků, pro zatížení 2000 N na šlapku brzdového pedálu, pro určení velikosti napětí. Na základě této analýzy jsem rozhodl, která z těchto dvou variant provedení brzdového pedálu bude použita na voze.

Jako výchozí hodnoty pro analýzu jsem zvolil minimální bezpečnost vůči mezi kluzu $k = 3$ a maximální posuv 0,25 mm. Tyto hodnoty vychází z MKP analýzy brzdových pedálů z předchozích let, konkrétně na modelech formule FS.08 a FS.07.

Materiál brzdového pedálu je hliníková slitina EN AW 7075 ve stavu T651. Tento materiál se vyznačuje velice dobrou obrobiteľnosťou, ale nižší odolnosťou proti korozi, špatnou svařitelností a obtížným eloxováním. Kompletní vlastnosti tohoto materiálu lze nalézt v přiloženém materiálovém listu (příloha 2). Zde v tabulce uvádím klíčové vlastnosti pro MKP. [11]

Tab. 3 Vlastnosti materiálu EN AW 7075

Mez pevnosti R_m	540 [N/mm ²]
Mez kluzu $R_{p0,2}$	460 [N/mm ²]
Hustota	2800 [kg/m ³]
Tvrдость HBS	71
Poissonovo číslo	0.33
Stav materiálu	T651

MKP analýza byla provedena pomocí programu Catia V5 R21, v modulu Analysis. Podrobným popisem analýzy MKP a okrajovými podmínkami se zde nebudu zabývat, významně by to přesahovalo rozsah této bakalářské práce. Uvedu zde pouze, že jako

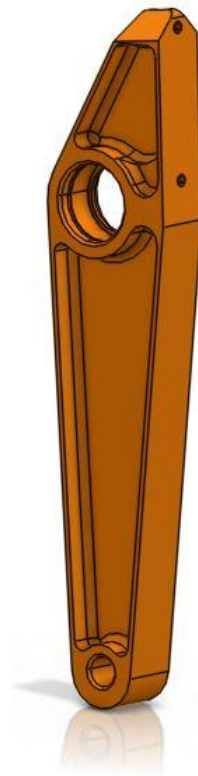
zátěžná síla byla použita síla předepsaná pravidly soutěže, tedy 2000 N. Tato síla byla umístěna kolmo na šlapku pedálu, která byla v modelu výpočtu zprostředkována pomocí možnosti smooth virtual part. Výsledky analýzy jsou pouze pro představu o namáhání dílu, z důvodu možných nepřesností jsem volil i takto nezvykle vysokou bezpečnost, která se na závodních autech u podobných dílu objevuje jen zřídka.

12.4.1 Varianta A

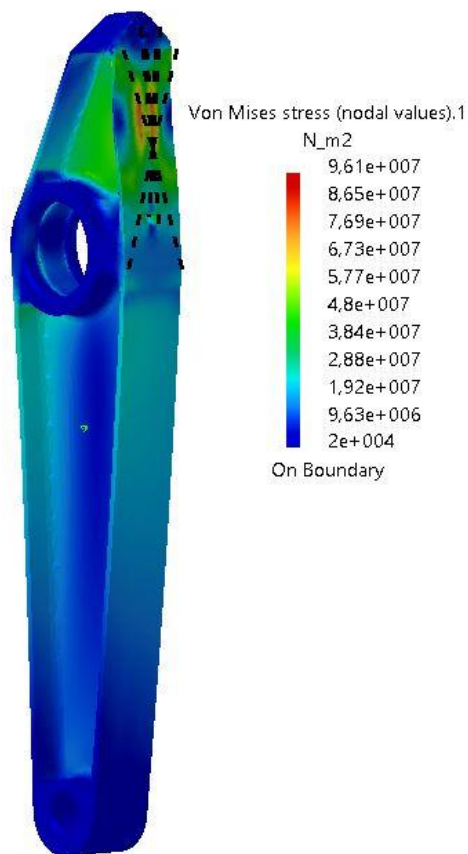
První varianta (obr.50) provedení vychází z brzdového pedálu použitým na voze FS.08. Hmotnost této varianty činí 129 g. Z analýzy vyšlo maximální napětí v místě pod šlapkou pedálu 96,1 N/mm² (obr.51). Pro toto napětí jsem provedl výpočet bezpečnosti k mezi kluzu materiálu.

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{max}} = \frac{460}{96,1} = 4,79 \quad (33)$$

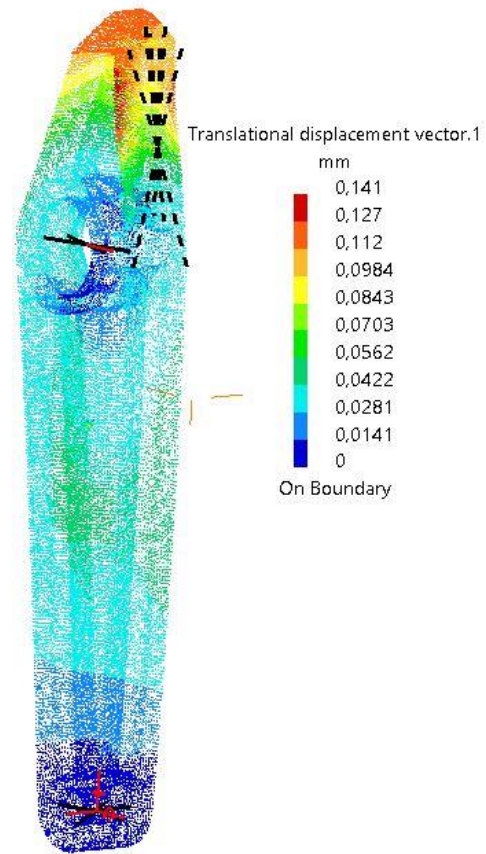
Tato bezpečnost převyšuje předem určené podmínky, takže z hlediska napětí je tento díl vyhovující. Při snaze snížit bezpečnost dalším odebráním materiálu na místech s malým napětím, ale začíná klesat tuhost pedálu a zvětšovat posuvy. Tato varianta je tedy vybrána z hlediska splnění obou požadavků.



Obr.50 Varianta A



Obr.51 Napětí varianta A

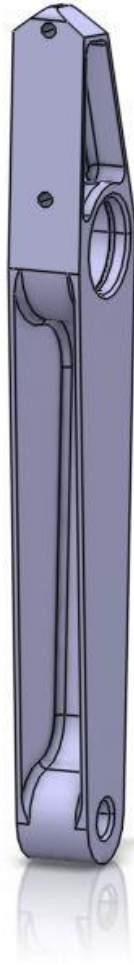


Obr.52 Posuv varianta A

Maximální posuv vyšel dle analýzy (obr.52) na horním okraji pedálu a činil 0,141 mm. I tato hodnota splnila požadavky na posuv určené před výpočtem.

12.4.2 Varianta B

Druhá varianta brzdového pedálu se liší především v umístění kapes a vybrání. Díl má namísto dvou kapes po obou stranách v dolní polovině jednu větší, procházející přední částí pedálu. V horní části pedálu je pak vybrání po obou stranách, jako tomu bylo na brzdovém pedálu FS.08. Všechny změny jsou dobře patrné z obr. 53. Výhoda tohoto provedení je v nižší hmotnosti, která je u varianty B 121 g.

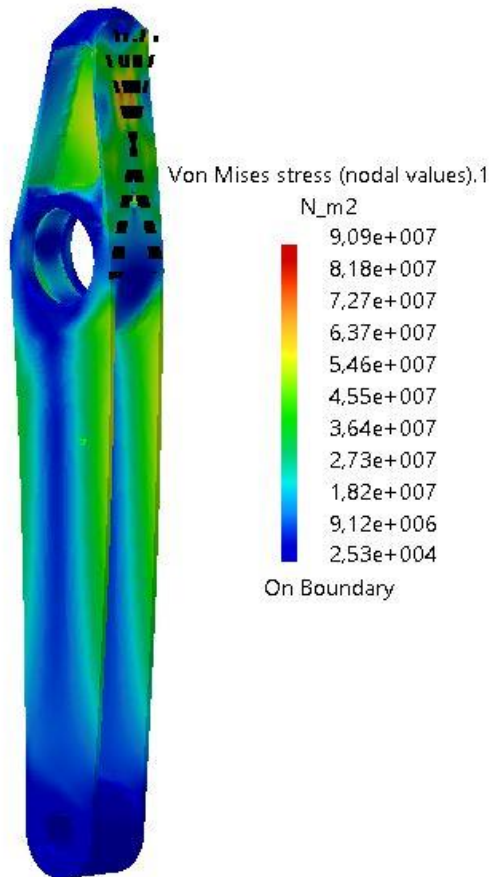


Obr.53 Varianta B

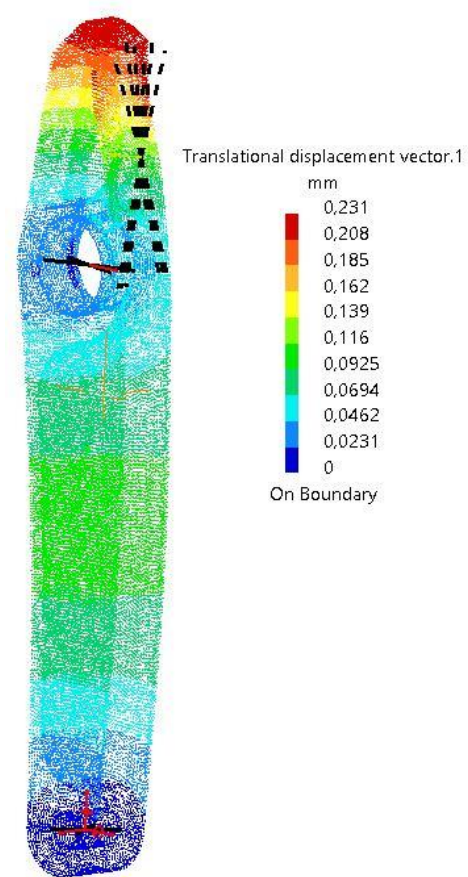
Pro analýzu byly použity stejné počáteční podmínky i zatížení. Maximální napětí (obr.54) bylo vypočítáno na stejném místě jako u provedení A, ale v tomto případě bylo o zhruba 6 N/mm^2 menší. Stejně jako u první varianty jsem i pro toto napětí vypočítal bezpečnost vůči mezi kluzu, která v tomto případě je 5,06.

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma_{max}} = \frac{460}{90,9} = 5,06 \quad (34)$$

Maximální posuv (obr.55) byl spočítán taktéž na témže místě, jako u první varianty. Hodnota posuvu ale byla 0,231 mm. Rozdíl mezi provedeními, tedy činí 0,09 mm.



Obr.54 Napětí varianta B

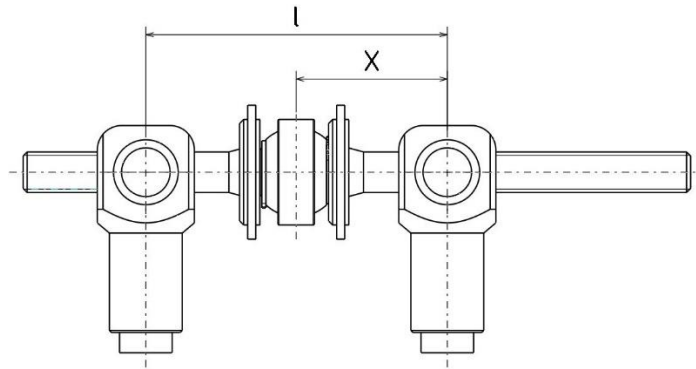


Obr.55 Posuv varianta B

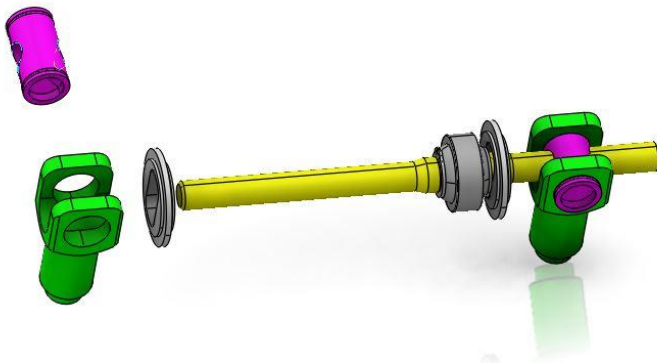
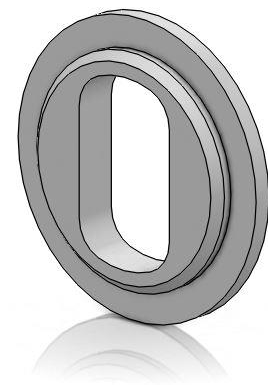
Obě varianty provedení splnili určené podmínky. Z hlediska hmotnosti vycházela varianta B o něco lépe, takže jsem se rozhodl realizovat právě variantu B. Po představení této varianty našemu sponzorovi RMCT, zajišťující výrobu brzdového pedálu, došlo k odmítnutí této varianty s odůvodněním, že by výroba byla příliš složitá a nákladná. Z tohoto důvodu jsem nakonec zvolil první variantu provedení, která byla realizována. Výrobní dokumentace k tomuto dílu je součástí příloh (příloha 5).

12.5 Vahadlo brzdných sil

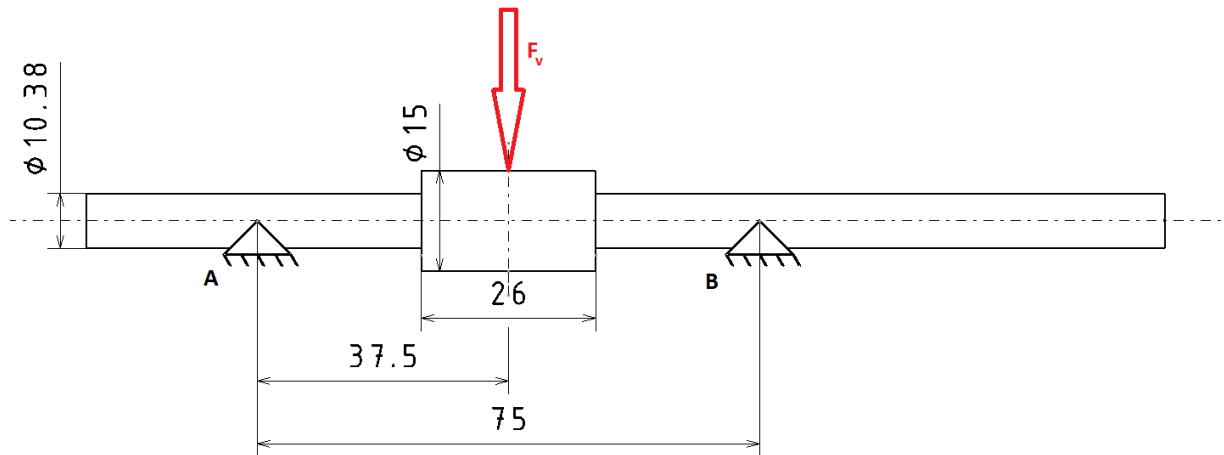
Monopost FS.09 má základní rozvážení auta provedeno pomocí rozdílných průměrů pístků v brzdových třmenech. Pro další regulaci rozdělení brzdného účinku mezi přední a zadní nápravou, například podle povrchu vozovky, disponuje formule právě vahadlem brzdných sil (obr.56). Pro letošní rok jsem se rozhodl vytvořit vlastní vahadlo brzdných sil. Zvolil jsem koncept s pevně uloženým sférickým ložiskem a rotující středovou tyčkou na jejímž konci jsou závity o stejném směru stoupání realizující změnu poměru stran vahadla.

*Obr.56 Vahadlo brzdných sil FS.09*

Pro toto vahadlo a síly přenášející platí vzorce zmíněné již v kapitole 7.2. Samotná sestava vahadla, jak je patrné z obr. 57 se skládá pouze z několika dílů. Dvou třmenů navazujících na pístnice brzdových válců, dvou unašečů, středové ovládací tyče a samotného kulového ložiska. Dva šedé díly po stranách ložiska (obr. 58) byly doplněny až po testování vahadla. Důvod doplnění bylo, že ložisko umožňovalo pohyb vahadla i ve chvíli, kdy byl nezatížený brzdový pedál v počáteční poloze a docházelo tak k nechtěným změnám pedálového převodu. Vložením tohoto dílu z boku do otvoru pro ložisko v pedálu, tomuto nechtěnému pohybu zamezilo.

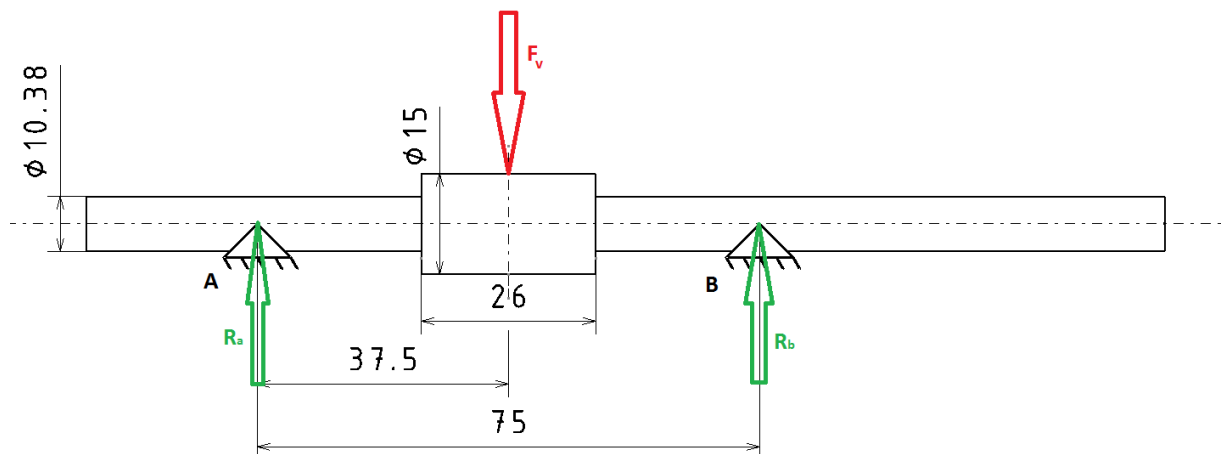
*Obr.57 Rozpad sestavy vahadla FS.09**Obr.58 Díl omezující naklápění ložiska*

Kromě třmenů vahadla vyrobených z materiálu EN AW 7075, je použita ocel 25CrMo4. Velikost závitu, rozměry vahadla a třmenů, byly inspirovány vahadly AP Racing. Přesto jsem ověřil pevnostním výpočtem středovou tyč. Tu jsem zatížil stejnou maximální silou z pedálu, jako jsem použil při výpočtu maximálního tlaku v brzdovém vedení, tedy 1320 N.



Obr.59 Výpočtové schéma středové tyče

Výpočtový model vahadla (obr.59) je uvažován jako nosník s měnícím se průřezem a symetricky zavedenou silou (vahadlo v rozváženém stavu). Závitová část je nahrazena malým průměrem závitu, který činí u závitu M12 10,38 mm. Po uvolnění nosníku (obr.60) snadno dopočteme reakce z rovnice do směru y . []



Obr.60 Uvolnění

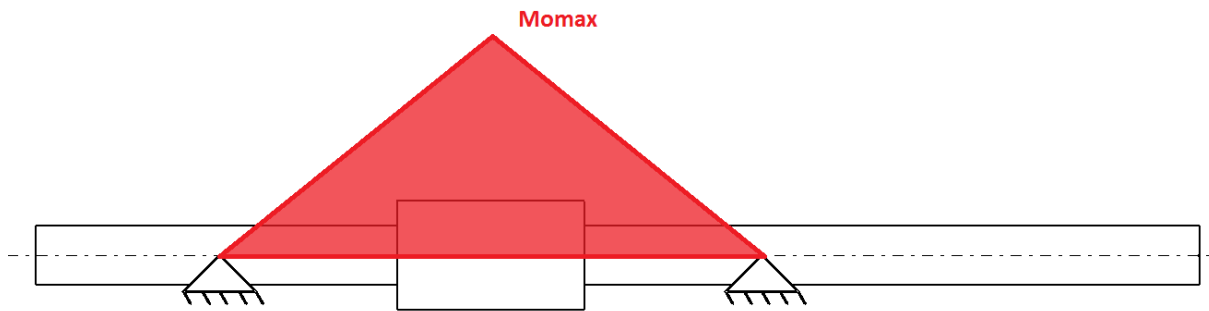
$$F_v = F \cdot P_r = 1320 \cdot 2,7 = 3564 \text{ N} \quad (35)$$

$$R_a = R_b = R \quad (36)$$

$$F_v = 2 \cdot R \quad (37)$$

$$R = \frac{F_v}{2} = \frac{3564}{2} = 1782 \text{ N} \quad (38)$$

Nyní lze vykreslit průběhy ohybových momentů (obr.61).



Obr.61 Průběh ohybového momentu

Z průběhu momentu je zřejmé, že kontrolu ohybového napětí je potřeba provést díky symetrii na dvou místech, a to v místě maximálního momentu a v místě změny velikosti průřezu.

Výpočet ohybového napětí v místě maximálního ohybového momentu:

$$M_{omax} = R \cdot 37,5 = 1782 \cdot 37,5 = 66825 \text{ Nmm} \quad (39)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 15^3}{32} = 331,34 \text{ mm}^3 \quad (40)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{66825}{331,34} = 201,68 \text{ N/mm}^2 \quad (41)$$

Výpočet ohybového napětí v místě změny průměru tyče.

$$M_o = R \cdot 24,5 = 1782 \cdot 24,5 = 43659 \text{ Nmm} \quad (42)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 10,38^3}{32} = 109,80 \text{ mm}^3 \quad (43)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{43659}{109,80} = 397,63 \text{ N/mm}^2 \quad (44)$$

Maximální napětí je tedy v místě přechodu mezi jednotlivými průměry. Zbývá vypočítat bezpečnost vůči mezi kluzu. Dle materiálového listu má ocel 25CrMo4 o tomto průměru minimální mez kluzu 700 N/mm^2 .

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{700}{397,63} = 1,76 \quad (45)$$

Vzhledem k tomu, že touto silou bude středová tyč vahadla namáhána pouze výjimečně, tak tuto bezpečnost považuji za dostatečnou.

Síla z vahadla se potom přenáší do jednotlivých třmenů, našroubovaných na pístnici. Vnitřní závit v třmenech je třeba zkontrolovat na otláčení. Polotovarem pro tyto třmeny

byla tyč o průměru 35 mm z materiálu EN AW 7075 ve stavu T651. Dovolенý kontaktní tlak v závitě z tohoto materiálu je 40 MPa. Pro výpočet jsem použil maximální sílu, kterou je vahadlo schopné do jedné pístitnice přenést, tedy 2399,76 N. Konec pístitnice je opatřen závitem UNF 3/8-24. []

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H \cdot z} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot \left(\frac{d - D}{2}\right) \cdot z} = \frac{2399,76}{\pi \cdot 8,84 \cdot \left(\frac{9,525 - 8,23}{2}\right) \cdot 7} = 19 \text{ MPa} \quad (46)$$

, kde

F – zátěžná síla v ose závitu [N]

z – počet nosných závitů [-]

H – nosná výška závitu [mm]

d – velký průměr šroubu [mm]

D – malý průměr matice [mm]

Podmínka dovoleného tlaku je splněna a třmen s tímto závitem je vyhovující pro přenos síly na pístitnici válce.

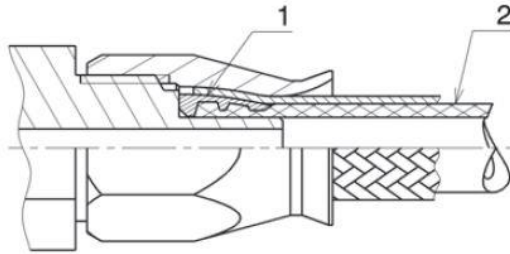


Obr.62 Třmen

12.6 Brzdové vedení

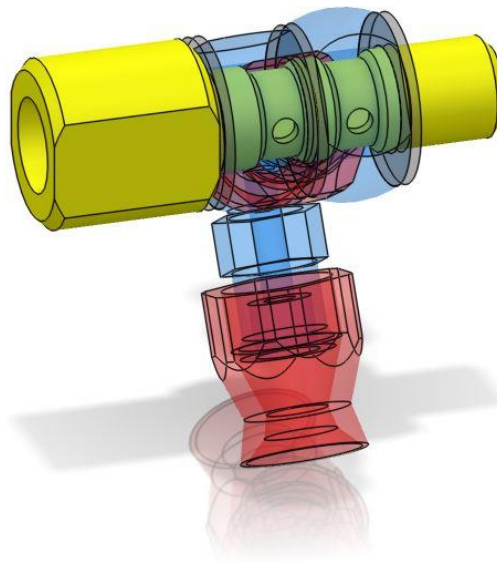
Pro brzdové vedení byly použity plastové trubičky D-03 s ocelovým opletem od výrobce ISA Racing. Tyto hadičky jsou konstruovány na tlak ve vedení 200 bar, při vyšším tlaku může docházet k drobným průsakům vedení ve spojích. Tlak potřebný pro roztržení hadičky je 840 bar. Systém těsnění je zajištěn pomocí deformace hliníkového jádra, na obr. 63 pod číslem 1, které se umístí mezi oplet a plastovou hadičku. I když je tento systém velice

spolehlivý, občas se průsaky v těchto místech mohou objevit, proto je dobré zajistit co nejméně spojovaných součástí na brzdovém vedení a tím předcházet rizikovým místům úniku brzdové kapaliny.

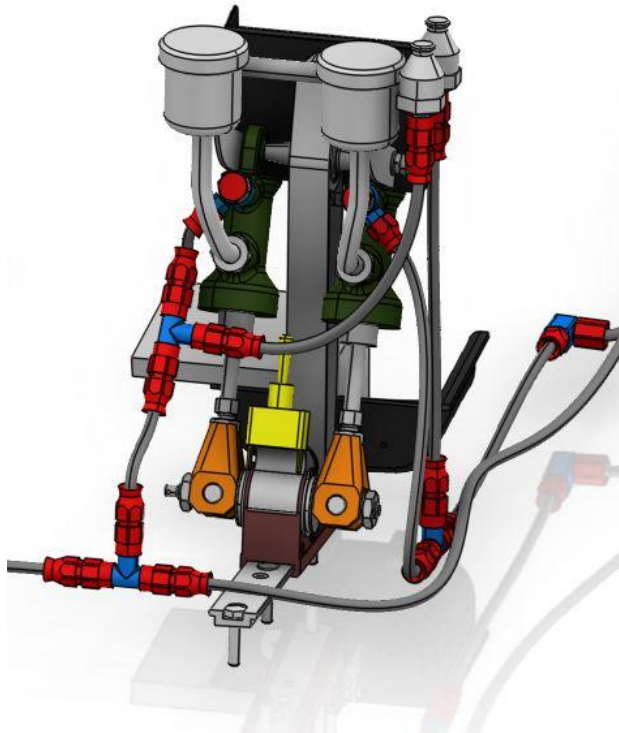


Obr.63 Brzdové vedení [1]

Při pohledu na brzdové vedení na monopostu FS.08 (obr.65) je zřejmé, že takovýchto kritických míst je ve vedení mnoho. Pro monopost FS.09 (obr. 66) jsem se snažil snížit počet spojů brzdového vedení na minimum. Za tímto účelem jsem vytvořil průtokový šroub (obr.64) , který nahradí některé použité fitinky.



Obr.64 Průtokový šroub



Obr.65 Brzda FS.08



Obr. 66 Brzda FS.09

Výsledek je dobře patrný na přiložených obrázcích. Průtokový šroub zároveň umožnil umístění tlakových snímačů v jeho zadní části, čímž odpadla nutnost použití T-rozvaděčů, které jsou nejdražší položkou mezi fitinkami. Kromě snížení počtu rizikových míst průsaků se tímto řešením ušetřilo zhruba 150 €, díky vyřazeným fitinkám. Tato úspora tak částečně pokryla investici do drahých brzdových válců.

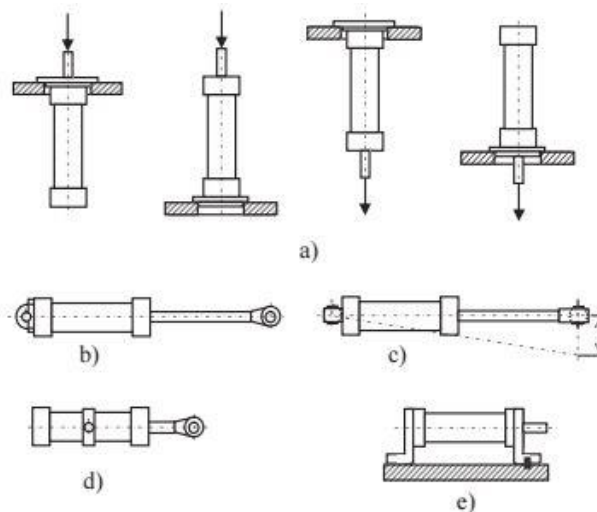
13 Koncept vlastních brzdových válců

Brzdové válce jsou poslední součástí pedálové jednotky, která nepodléhá konstrukci našeho týmu. Není zcela běžné, aby si týmy vyráběly brzdové válce dle vlastní konstrukce, proto by varianta pedálové jednotky s vlastními brzdovými válci mohla přinést rozhodující body v disciplíně EDR. Zároveň to poskytuje možnost optimalizace zástavbových rozměrů a redukce hmotnosti brzdového válce. Hlavní motivací pro tvorbu vlastních brzdových válců je však možnost jejich horizontálního umístění ve voze. To přináší řadu výhod, především snadný návrh převodu pedálu a zároveň menší změnu převodu v průběhu chodu pedálu.

Cílem této části práce není přinést hotovou konstrukci brzdových válců připravených do výroby, ale nastolit a ukázat směr, jakým by se měl vývoj brzdových válců ubírat a vyřešit několik základních konstrukčních otázek a určit přibližné rozměry některých komponent.

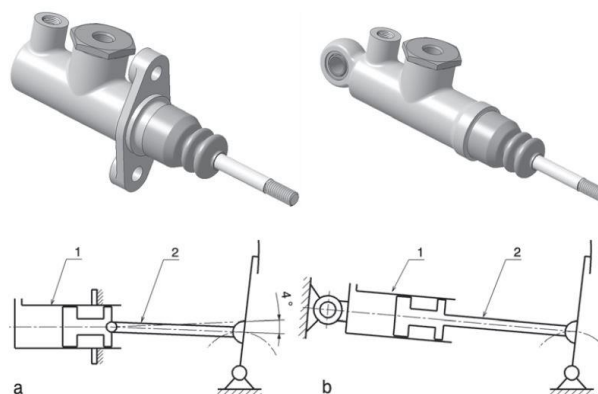
13.1 Uložení brzdových válců

Vyřešení otázky uložení brzdových válců je podkladem pro další konstrukci celého válce, tudíž je toto nutné provést na začátku tvoření celé koncepce brzdových válců. Na brzdové válce lze pohlížet jako na přímočaré jednočinné hydromotory, takže uchycení brzdových válců musí splňovat podobné podmínky. Zejména je třeba zajistit, aby byla pístní tyč brzdového válce namáhána pouze osovou silou a nedocházelo tak k poškozování těsnění.



Obr.67 Možnosti uložení přímočarých hydromotorů [4]

Ze základních možností uchycení přímočarých hydromotorů dle obr. 67, jsem vybral dvě nejčastěji používané ve vozech Formula Student, a to možnost uchycení pomocí příruby na začátku válce nebo pomocí kolového ložiska na jeho konci. Při výběru uchycení je třeba myslet i na to, že způsob uchycení prostřednictvím redukované délky pístnice ovlivňuje i sílu, kterou může být pístnice zatížena.



Obr.68 Běžná uchycení brzdových válců [1]

Každé z těchto dvou řešení vyžaduje jiné uložení pístní tyče, právě pro to, aby nedocházelo k zatěžování brzdového válce radiálními silami. Jak je z obrázku patrné první řešení je méně náročné na zástavbové prostory v axiální směru válce, ale oproti druhé možnosti musí mít dělenou pístní tyč.

13.2 Těsnění

Těsnění lze rozdělit na dvě základní skupiny, dynamická těsnění a statická těsnění. Statická se používají k těsnění nepohyblivých součástí, typicky jsou to víčka válců. Dynamická jsou určena pro pohyblivé součásti, především písty válců.

Pro těsnění víček válců se často používají O-kroužky nebo hliníkové a měděné podložky. Výhoda použití podložek je, že dobře odolávají hydraulickým a brzdovým kapalinám. Těsní díky jejich snadné deformaci při dotažení. Oproti tomu O-kroužky nevyžadují takové deformační síly, lze je tedy umístit s menším předpětím a po vyjmutí se dají případně opětovně použít, pokud při demontáži nedojde k jejich poškození.

U těsnění pístu závisí samotné provedení pístu na použitém typu těsnění. Nejjednodušší variantou je použití O-kroužku. Jeho nevýhodou jsou větší třecí síly, lepení kroužku při delší přestávce a malá životnost. Další možností je použití pístních kroužků, které mají malé pasivní odpory a dlouhou životnost. Zvětšovalo by to ale velikost pístu, protože by bylo nutné použít minimálně dvou pístních kroužků, jeden utěsní totiž přibližně 3 MPa. Navíc pístní kroužky jsou dělené, takže nedosahují tak spolehlivého utěsnění. Obě tyto možnosti ale neumožňují použití přepouštěcích otvorů v pístu, takže nejsou vhodné pro brzdové válce. Z těchto důvodů je tedy ideální volbou pro tuto aplikaci použití manžet. Manžety těsní pouze v jednom směru, takže u dvojčinných hydraulických motorů se používají ve dvojici. Pro brzdový válec však stačí použití jedné manžety. Těsnění manžetou má menší pasivní odpory než těsnění O-kroužkem, a navíc dovoluje použití přepouštěcích otvorů, takže pro brzdové válce jsou ideální volbou. [4]



Obr.69 Mažeta [4]

13.3 Výpočet vrtání válce

Výpočet vrtání válce se odvíjí od požadovaného tlaku v okruhu, pedálového převodu a ovládací síly. Jelikož se počítá s horizontálním umístěním válců, kde zpravidla bývají větší převodová čísla pedálu, tak budu předpokládat pedálový převod 4. Ovládací síly a požadovaný tlak zůstávají stejné jako na letošním modelu formule FS.09.

$$F_p = \frac{P_r \cdot F}{2} = \frac{4 \cdot 800}{2} = 1600 \text{ N} \quad (47)$$

$$S = \frac{F_p}{p} = \frac{1600}{5,5} = 290,9 \text{ mm}^2 \quad (48)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 290,9}{\pi}} = 19,25 \text{ mm} \quad (49)$$

Vypočtený průměr jsem porovnal s normalizovanými velikostmi těsnících U-manžet a vybral nejbližší nižší průměr, který je 19 mm. Nejbližší nižší průměr jsem vybíral z důvodu dodržení podmínky ovládacích sil, při výběru většího průměru bych při stejné ovládací síle nedosáhl na požadovaný tlak.

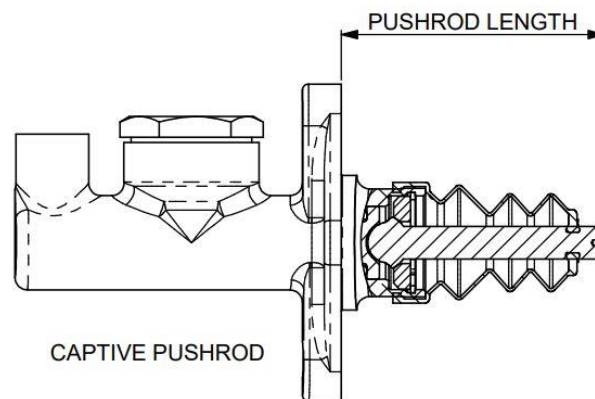
Vzhledem k tomu, že dobře odzdušněné brzdové válce nemají téměř žádný chod, není potřeba velký zdvih válce, jeho velikost závisí především na schopnosti zakomponovat výstupní otvory pro fitinky do těla brzdového válce. Pro doplnění kapaliny po odbroušených vrstvách obložení musí však systém obsahovat rezervní nádržku s kapalinou.

13.4 Uložení pístnice

Pro přírubový brzdový válec, který se jeví jako výhodnější pro horizontální umístění v sestavě uvedu možné uložení pístnice, které je v těchto válcích problematickou částí. Z důvodu pevného přichycení k rámu, musí pístnice dovolovat natočení a úhlové vychýlení,

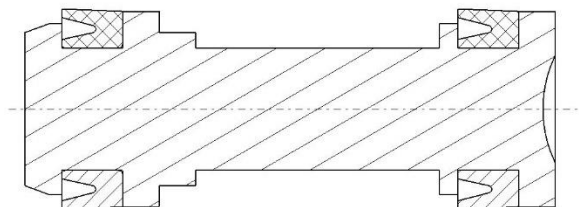
aby nedocházelo k radiálnímu zatížení těsnění. Z tohoto důvodu je nutné mít pístnici dělenou na dvě části.

Řešením je na konci pístnice vytvořit kulovou plochu, která se bude opírat o píst se dvěma manžetami. Toto řešení poskytuje možnost naklápění pístnice a je nenáročné na provedení a relativně uspokojivé i z hlediska výroby. [1]



Obr.70 Přírubový brzdový válec AP Racing [28]

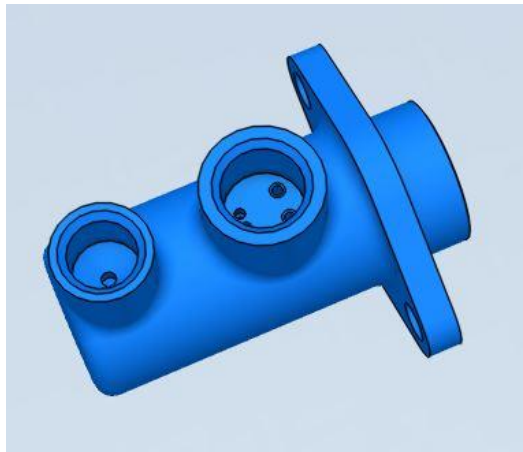
Nevýhodou tohoto provedení je zvětšení zástavbových rozměrů, díky použití dvojitého pístu (obr.71), který je ale nutný pro zajištění dobré těsnosti válce.



Obr.71 Dvojitý píst

13.5 Stabilita pístnice

Pro možnost horizontálního umístění a zachování současné kompozice brzdové soustavy, je nutné, aby celková délka válce nepřesáhla 110 mm. Z tohoto rozměru připadá 60 mm na tělo válce (obr.72) a zbývajících 50 mm na konec pístnice. Ve skutečnosti bude pístnice delší o zhruba 6 mm, kterými bude zasahovat do válce.



Obr.72 Navržené tělo přírubového brzdového válce

Takto dlouhou pístnici je třeba ještě zkontrolovat na vzpěr. Materiál pro výrobu pístnice je ocel 25CrMo4, kterou jsem již v práci představoval a uvedl její vlastnosti. Kompletní vlastnosti tohoto materiálu lze nalézt na materiálovém listě, který je zařazen mezi přílohy (příloha 3).

Průměr pístnice vypočítám podle maximální zátěžné síly vycházející z třmenu vahadla. Použil jsem maximální sílu 1320 N, vycházející z kapitoly o ovládacích silách a pedálový převod 4.

$$F_p = \frac{F \cdot P_r}{2} = \frac{1320 \cdot 4}{2} = 2640 \text{ N} \quad (50)$$

Odhadovaná maximální síla na pístnici válce je tedy 2640 N. Dovolené napětí pro ocelové pístnice se volí v rozsahu 80-120 N/mm². Pro mé řešení jsem zvolil 100 N/mm². Z této hodnoty dovoleného napětí získám potřebný průřez pístnice a z něj poté průměr.

$$S = \frac{F_p}{\sigma_d} = \frac{2640}{100} = 26,40 \text{ mm}^2 \quad (51)$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26,40}{\pi}} = 5,80 \text{ mm} \quad (52)$$

Konec pístnice musí být opatřen závitem, takže volím nejbližší vyšší hodnotu průměru pro normalizovaný metrický závit, a to je 6 mm. Pro tento průměr provedu výpočet štíhlostního poměru a porovnám ho s limitním štíhlostním poměrem.

$$\lambda = \frac{4 \cdot L}{d_p} = \frac{4 \cdot 56}{6} = 37,33 \quad (53)$$

$$\lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{0,8 \cdot 700}} = 60,84 \quad (54)$$

Velikost štíhlostního poměru je menší než mezní hodnota štíhlostního poměru, takže výpočet budu provádět dle Tetmajera.

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda)}{4 \cdot s} = \frac{\pi \cdot 6^2 \cdot (335 - 0,62 \cdot 37,33)}{4 \cdot 3,5} = 2519,29 \text{ N} \quad (55)$$

, kde s – bezpečnost ve vzpěru

Kritická síla, při které dojde ke vzpěru je 2519,29 N, to znamená, že tento průměr je nevyhovující a je třeba ho zvětšit a výpočet provést znovu, další normalizovaný průměr pro metrický závit je 7 mm, takže jsem navýšil průměr na tuto hodnotu a znovu provedu výpočet.

$$\lambda = \frac{4 \cdot L}{d_p} = \frac{4 \cdot 56}{7} = 32 \quad (56)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi \cdot d_p^2 \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda)}{4 \cdot s} = \frac{\pi \cdot 7^2 \cdot (335 - 0,62 \cdot 32)}{4 \cdot 3,5} = 3465,37 \text{ N} \quad (57)$$

Tato síla je již dostačující, takže průměr 7 je vhodný pro použití na pístnici brzdového válce. [4], [12]

K dokončení brzdových válců vlastní výroby týmu CTU Cartech zbývá ještě dlouhá cesta. Snažil jsem se v práci ukázat možnosti kudy se vydat při samotné konstrukci a uvést orientační rozměry některých komponent, od kterých je možné se odrazit a provést dle nich počáteční návrh brzdových válců.



14 Závěr

Cílem práce bylo navrhnout pedálovou jednotku pro závodní monopost týmu CTU Cartech FS.09. Řešení vycházelo především ze stávajících provedení pedálových jednotek na předchozích třech vozech a zkušenostech s jejich provozem a údržbou. Během návrhu bylo nutné také brát ohled na pravidla soutěže, která výraznou měrou ovlivnila výslednou podobu pedálové jednotky. V návrhu se mi podařilo vyřešit některé přetrvávající problémy, jako je zapadání nečistot do mechanismu plynového pedálu a zmapování ovládacích sil brzdy. Zároveň se podařilo uvést do provozu novou koncepci brzdového pedálu s nižším těžištěm.

Na základě tohoto návrhu byla pedálová jednotka v první polovině tohoto roku vyrobena a v době odevzdání práce je její funkčnost ověřována při testování vozu. Poslední zpětná vazba ukazuje, že se podařilo snížit ovládací síly brzdového pedálu na hodnotu vyhovující pilotům vozu, a i celkovou ergonomii sestavy piloti hodnotí velmi pozitivně oproti předchozím řešením.

Další prostor pro zlepšení pedálové jednotky do dalších let vidím především ve snížení vysokých pořizovacích nákladů některých dílů sestavy a optimalizaci rozměrů vahadla brzdných sil, které bylo navrženo poprvé jako díl vlastní výroby. Velký potenciál je v použití elektricky ovládaného plynového pedálu, který by mohl ušetřit hmotnost a obtíže při nastavování optimálního chodu škrtkové klapky. V neposlední řadě by to přineslo spolu s vlastními brzdovými válci další kýmžené body do disciplíny EDR.



15 Použitá literatura

- [1] TRZESNIOWSKI, Michael. *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Wiesbaden: Vieweg Teubner, 2008. ISBN 978-383-4804-846.
- [2] PUHN, Fred. *Brake handbook*. Vyd. 2. Tucson, AZ: HP Books, c1985. ISBN 08-958-6232-8.
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily 1*. Brno: Avid, 2007. ISBN 978-80-87143-03-2.
- [4] CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy I*. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.
- [5] *Rules: Formula SAE* [online]. SAE International, 2017. [cit. 10. 6. 2017]. Dostupné z: <http://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>
- [6] *Formula Student Combustion - World Ranking List* [online]. Fs-Mazur, 2017. [cit. 6. 6. 2017] Dostupné z: <http://mazur-events.de/fs-world/C/>
- [7] *History of Formula SAE* [online]. Formula SAE, 2017 [cit. 2017-06-6]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [8] DUŠEK, Jiří. *Elektronická škrtící klapka*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké Učení Technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních zařízení. Vedoucí práce Ing. Marie Havlíková, Ph.D.
- [9] *The Ferrari 308 master cylinder* [online]. Birdman 308, [cit. 2017-06-20]. Dostupné z: <http://www.birdman308.com/service/master-cylinder/master-cylinder.htm>
- [10] *Formula Student Germany: Steve's Box: Cockpit Control Forces* [online]. formulastudent.de, 2010 [cit. 2017-06-24]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/pr/news/details/article/steves-box-of-tricks/1/>
- [11] *Slitiny hliníku* [online]. [cit. 2017-06-25]. Dostupné z: <http://www.ehlinik.cz/prilohy/zakladni-technicke-informace.pdf>
- [12] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.



- [13] *Pedálová jednotka AP Racing 5517* [online]. [cit. 2017-06-27]. Dostupné z:
<http://www.giefferacing.com/images/prodotti/CP5517-1.jpg>
- [14] *Zavěšená pedálová jednotka Tilton 600* [online]. [cit. 2017-06-27]. Dostupné z:
<http://tiltonracing.com/product/600-series-overhung-mount-aluminum-pedal-assembly/>
- [15] *Součinitel tření* [online]. [cit. 2017-06-28]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [16] *Pedálová jednotka Tilton 600 připevněná k podlaze* [online]. [cit. 2017-06-24]. Dostupné z: <http://tiltonracing.com/product/600-series-2-pedal-floor-mount-assembly/>
- [17] *Pedálová jednotka AP Racing CP5540* [online]. [cit. 2017-06-22]. Dostupné z:
<https://www.apracing.com/ProductImages/CAD%20-%20CP5540-50-4.jpg>
- [18] *Plynový pedál Bosh* [online]. [cit. 2017-06-25]. Dostupné z: http://products.bosch-mobilitysolutions.com/media/ubk_europe/db_application/stage_components/power_train/DI_Fahrpedalmodul_486x250_stage.jpg
- [19] *AP Racing CP7855 výkres* [online]. [cit. 2017-06-30]. Dostupné z:
<https://www.apracing.com/drawings/CP7855-1CD%20-%20Sheet1.pdf>
- [20] *Balance bar system AP Racing* [online]. [cit. 2017-06-30]. Dostupné z:
<https://www.apracing.com/drawings/Balance%20Bar%20Systems.pdf>
- [21] *Úhlový převodník* [online]. [cit. 2017-07-4]. Dostupné z:
<http://tiltonracing.com/product/90-degree-coupler-assembly/>
- [22] *Brzdový válec AP Racing CP7855* [online]. [cit. 2017-07-04]. Dostupné z:
<https://www.brzdy.cz/images/stories/virtuemart/product/cp7855.jpg>
- [23] *Balance bar AP Racing CP5500* [online]. [cit. 2017-07-11]. Dostupné z:
<http://www.giefferacing.com/images/prodotti/CP5500-9.jpg>
- [24] *Vodící trubička pro brzdy* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z:
https://www.kupkolo.cz/data/tmp/2/3/31633_2.jpg?1465564257



[25] *Kluzné pouzdro PCMF 081009.5 E* [online]. [cit. 2017-07-01]. Dostupné z:

<https://shop.haberkorn.com/dam/base/00046711.jpg>

[26] *Licovaný šroub* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z:

<https://www.briol.cz/data/imgauto/8/0/ISO%207379.png>

[27] *Tilton 77 series master cylinder* [online]. [cit. 2017-07-02]. Dostupné z:

<http://www.demon-tweeks.co.uk/oncirrus/system/trans.png>

[28] *AP Racing CP5623 výkres* [online]. [cit. 2017-06-30]. Dostupné z:

<https://www.apracing.com/drawings/cp5623-10cd-iss1.pdf>



16 Seznam obrázků

Obr.1 Vůz. FS.09	2
Obr.2 Zavěšená pedálová jednotka AP Racing [13]	4
Obr.3 Zavěšená pedálová jednotka Tilton [14]	4
Obr.4 Pedálová jednotka Tilton 600 [16]	5
Obr.5 Pedálová jednotka AP Racing [17]	5
Obr.6 Přední křídlo po nehodě FS.07	5
Obr.7 Pedálová jednotka s šikmo uloženými brzdovými válci	6
Obr.8 Elektronický plynový pedál z produkce firmy Bosh [18]	7
Obr.9 Dvouokruhový brzdový válec [1]	9
Obr.10 Diferenciální tlakový spínač [9]	10
Obr.11 Jednookruhový brzdový válec AP Racing [19]	10
Obr.12 Funkce přepouštěcích otvorů [2]	11
Obr.13 Redukční ventil [1]	11
Obr.14 Vahadlo brzdných sil [1]	12
Obr.15 Silové schéma vahadla	12
Obr.16 Pevné vahadlo brzdných sil [2]	13
Obr.17 Vahadlo se sférickým ložiskem [20]	13
Obr.18 Vahadlo se středovým čepem [20]	14
Obr.19 Nastavovací ocelový kabel [1]	14
Obr.20 90° převodník Tilton [21]	14
Obr.21 Silové měření pedálového převodu [1]	15
Obr.22 Měření pohybu [2]	16
Obr.23 Měření geometrie [2]	16
Obr.24 Charakteristika brzdového pedálu [2]	17
Obr.25 Plynový pedál FS.06	18
Obr.26 Pedálová jednotka FS.07	18
Obr.27 T-drážka FS.07	19
Obr.28 Plynový pedál FS.07	19
Obr.29 Patka plynového pedálu FS.07	20
Obr.30 Brzdový pedál FS.07	21
Obr.31 Pedálová jednotka FS.08	22
Obr.32 Plynový pedál FS.08	22
Obr.33 Mechanismus plynového pedálu FS.08	23
Obr.34 Brzdový válec AP Racing CP7855 [22]	24
Obr.35 Vahadlo AP Racing CP5500 [23]	24
Obr.36 Obecná geometrie brzdového pedálu se šikmo uloženými válci	25
Obr.37 Geometrie brzdového pedálu FS.09	26



<i>Obr.38 Rozpad mechanismu plynu FS.09</i>	28
<i>Obr.39 Mechanismus plynu FS.09</i>	28
<i>Obr.40 Teflonová vodící trubička [24]</i>	29
<i>Obr.41 Geometrie plynového pedálu FS.09</i>	29
<i>Obr.42 Výpočetní schéma plynového pedálu</i>	31
<i>Obr.43 Kluzné ložisko PCMF 081009.5 E [25]</i>	32
<i>Obr.44 Lícovací šroub [26]</i>	32
<i>Obr.45 Mechanismus aretace polohy</i>	33
<i>Obr.46 Plynový pedál FS.09</i>	33
<i>Obr.47 "Over travel" přepínač [5]</i>	34
<i>Obr.48 Brzdový válec Tilton 77-series [27]</i>	35
<i>Obr.49 Geometrie brzdového pedálu FS.09</i>	36
<i>Obr.50 Varianta A</i>	40
<i>Obr.51 Napětí varianta A</i>	41
<i>Obr.52 Posuv varianta A</i>	41
<i>Obr.53 Varianta B</i>	42
<i>Obr.54 Napětí varianta B</i>	43
<i>Obr.55 Posuv varianta B</i>	43
<i>Obr.56 Vahadlo brzdných sil FS.09</i>	44
<i>Obr.57 Rozpad sestavy vahadla FS.09</i>	44
<i>Obr.58 Díl omezující naklápění ložiska</i>	44
<i>Obr.59 Výpočtové schéma středové tyče</i>	45
<i>Obr.60 Uvolnění</i>	45
<i>Obr.61 Průběh ohybového momentu</i>	46
<i>Obr.62 Třmen</i>	47
<i>Obr.63 Brzdové vedení [1]</i>	48
<i>Obr.64 Průtokový šroub</i>	48
<i>Obr.65 Brzda FS.08</i>	49
<i>Obr. 66 Brzda FS.09</i>	49
<i>Obr.67 Možnosti uložení přímočarých hydromotorů [4]</i>	50
<i>Obr.68 Běžná uchycení brzdových válců [1]</i>	50
<i>Obr.69 Mažeta [4]</i>	52
<i>Obr.70 Přírubový brzdový válec AP Racing [28]</i>	53
<i>Obr.71 Dvojitý píst</i>	53
<i>Obr.72 Navržené tělo přírubového brzdového válce</i>	54



17 Seznam příloh

1. CAD model sestavy pedálové jednotky FS.09 na příložením CD
2. Materiálový list EN AW 7075
3. Materiálový list 25CrMo4
4. Výrobní výkres brzdového pedálu
5. Výrobní výkres plynového pedálu