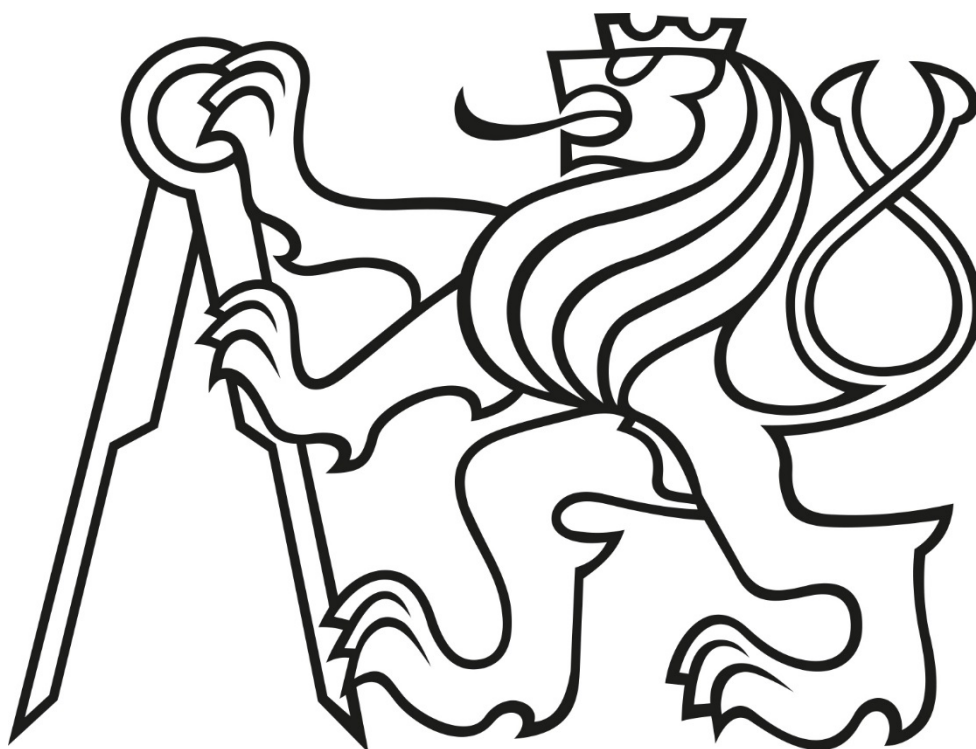


České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Bakalářská práce

Návrh brzdových třmenů pro vůz Formule Student

Design of brake calipers for Formula Student vehicle

Student: Vladimír Krulík

Vedoucí práce: Ing. Nikita Astraverkhau

Studijní obor: Teoretický základ strojního inženýrství

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Krulík** Jméno: **Vladimír** Osobní číslo: **420517**  
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 brzdových třmenů pro vůz Formule Student**

Název bakalářské práce anglicky:

**Design of brake calipers for Formula Student vehicle**

Pokyny pro vypracování:

V rámci své práce proveďte:

- Analýzu stavajícího řešení
- Výpočet rozměrů brzdového kotouče a průměrů brzdových pístků
- Navrh konstrukce předních a zadních brzdových třmenů dle stanovených rozměrů

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

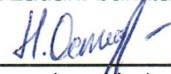
**Ing. Nikita Astraverkhau, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

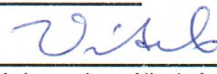
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

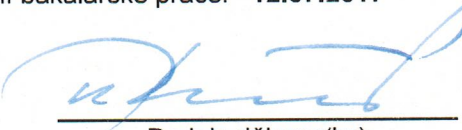
Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2017**

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.

**15.5.2017**  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

**Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Návrh brzdových třmenů pro vůz Formule Student“ vypracoval samostatně s použitím podkladů uvedených v závěru této práce.

V Praze dne 10. 7. 2017

Vladimír Krulík

**Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé práce Ing. Nikitovi Astraverkhau za cenné rady a připomínky při jejím vypracování. Dále bych také poděkoval členům týmu CTU Cartech za projevenou důvěru a hlavně za velmi přínosné rady při návrhu a realizaci mé práce.

## Anotační list

Jméno autora:	<b>Vladimír KRULÍK</b>
Název bakalářské práce:	Návrh brzdových třmenů pro vůz Formule Student
Název BP v anglickém jazyce:	Design of brake calipers for Formula Student vehicle
Rok:	2017
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojího 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            47 počet obrázků        33 počet tabulek        5 počet příloh           7
Klíčová slova:	Formula Student, brzdy, brzdové třmeny
Keywords:	Formula Student, brakes, brake calipers
Anotace:	Tématem této bakalářské práce je analýza stávajícího řešení brzdových třmenů, výpočet základních rozměrů, konstrukce předního a zadního brzdového třmenu. V práci je dále popsána výroba brzdových třmenů a poznatky z provozu na závodním voze.
Abstract:	This bachelor thesis deals with analysis of current design of brake calipers, calculation of brake caliper basic dimensions, and new design of front and rear brake caliper. It also describes manufacturing process of brake calipers and conclusions based on experiences with brake caliper operation on a race vehicle.

## Obsah

1. Úvod.....	2
2. Analýza stávajícího řešení .....	3
2.1. Přední brzdič .....	3
2.2. Zadní brzdič .....	6
2.3. Shrnutí zásadních parametrů stávajícího řešení .....	8
3. Výpočet ideálního rozložení brzdného účinku .....	8
3.1. Teorie .....	8
3.2. Brzdné síly $F_B$ .....	11
3.3. Momentová rovnice kola, síly v pístkách .....	15
4. Konstrukce brzdových třmenů.....	19
4.1. Konstrukce předního brzdiče .....	19
4.2. Konstrukce zadního brzdiče .....	25
5. Výroba a montáž .....	28
6. Dosavadní poznatky z provozu brzdičů.....	32
7. Závěr .....	36
8. Použitá literatura .....	37
9. Seznam obrázků.....	38
10. Seznam tabulek .....	40
11. Seznam příloh .....	41

## Seznam použitých označení

<u>označení</u>	<u>jednotka</u>	<u>význam</u>
<b>FS.06</b>	[ / ]	označení pro šestý vůz týmu CTU Cartech
<b>FS.08</b>	[ / ]	označení pro osmý vůz týmu CTU Cartech
<b>FS.09</b>	[ / ]	označení pro devátý vůz týmu CTU Cartech
<b>a<sub>b</sub></b>	[m.s <sup>-2</sup> ]	podélné zpomalení
<b>m<sub>celk</sub></b>	[kg]	celková hmotnost vozu s řidičem
<b>f<sub>p(z,id)</sub></b>	[ / ]	součinitel tření kolo-vozovka
<b>F<sub>B</sub></b>	[N]	brzdná síla (osa x)
<b>F<sub>Z</sub></b>	[N]	síla svislého zatížení (osa z)
<b>l<sub>celk(přední,zadní)</sub></b>	[m]	vzdálenost (vodorovná osa x)
<b>h</b>	[m]	výška těžiště (svislá osa z)
<b>F<sub>Z(p) stat</sub></b>	[N]	statická síla svislého zatížení (osa z)
<b>F<sub>Z,dyn,část</sub></b>	[N]	přírůstek zatížení/odlehčení (osa z)
<b>p</b>	[bar]	tlak
<b>μ</b>	[ / ]	reálný součinitel tření kolo-vozovka
<b>r<sub>střední</sub></b>	[mm]	střední třecí poloměr brzdového kotouče
<b>F<sub>tan,přední(zadní)</sub></b>	[N]	tečná síla
<b>F<sub>pístek</sub></b>	[N]	normálová síla působící na pístek
<b>d<sub>pístek</sub></b>	[mm]	průměr pístku
<b>p<sub>max</sub></b>	[bar]	maximální tlak v brzdovém vedení
<b>λ</b>	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	součinitel tepelné vodivosti
<b>u<sub>max</sub></b>	[mm]	maximální dovolený posuv

# 1. Úvod

Cílem této práce je navrhnout přední a zadní brzdové třmeny pro vůz FS.09 týmu CTU Cartech pro konstruktérskou soutěž studentských týmů – Formula Student. Dle pravidel soutěže musí být vůz vybaven brzdovým systémem, který ovládá brzdíče umístěné na každém kole a je ovládán jedním pedálem. Dále pravidla předepisují dva nezávislé okruhy, které v případě výpadku jednoho z nich zajistí brzdění alespoň na dvou kolech vozu. Dalším požadavkem je, že brzdové vedení musí vydržet sílu na brzdovém pedálu o velikosti **2000 N** bez úniku brzdové kapaliny, či selhání samotného pedálu. Poslední požadavek je určen spíše pro pedálovou jednotku. Brzdový pedál musí být vybaven tzv. **Brake Over-Travel** vypínačem. Tento vypínač musí v případě selhání brzdové soustavy zajistit odpojení elektrické soustavy vozu, což musí vést k jeho zastavení.

V první části se budu zabývat analýzou stávajícího řešení vozu FS.08 a případnými alternativami ostatních týmů v soutěži Formula Student. V další části provedu výpočet základních parametrů brzdové soustavy pro vůz FS.09. V této práci se dále budu věnovat konstrukci, výrobě a montáži brzdíčů. Přílohou této práce bude také výrobní dokumentace brzdových třmenů. V závěru shrnu dosavadní stav a možná zlepšení pro návrh na vozech dalších. To by mělo usnadnit práci mně, či mým následovníkům, kteří se s touto problematikou budou potýkat na budoucích vozech Formule Student konstruovaných v týmu CTU Cartech na Fakultě strojní ČVUT v Praze.



## 2. Analýza stávajícího řešení

Brzdíče vlastní konstrukce nejsou v soutěži Formule Student vůbec běžné. Valná většina týmů používá zakoupené brzdové třmeny, nejčastěji od firem AP-Racing, či ISR. Zásadní výhodou vlastních brzdíčů, oproti brzdíčům kupovaným, je konstrukce takzvaně „na míru“. Konkrétně v našem případě si tak oproti ostatním týmům můžeme dovolit velké průměry brzdových kotoučů v poměrně malých, desetipalcových ráfcích. Vzhledem k tomu, že se v soutěžích Formula Student hodnotí nejen časy závodů, ale i konstrukce vozu, přinášejí nám brzdové třmeny vlastní konstrukce důležité plusové body v jedné ze statických disciplín soutěže – v tzv. **Engineering Design Reportu**. V neposlední řadě je výhodou možnost naučit se něco nového a vyzkoušet si konstrukci jednoho z nejdůležitějších dílů vozu.



*Obr. 1: Nejčastěji používané brzdové třmeny v soutěži - ISR 22-048*

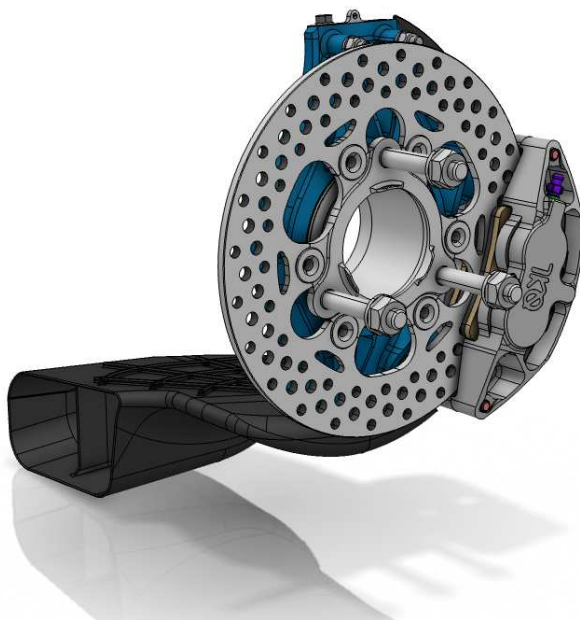
*Zdroj: <http://www.isrbrakes.se/>*

### 2.1. Přední brzdíč

Náš tým CTU Cartech používá brzdíče vlastní konstrukce již od vozu FS.06. To znamená, že brzdíče vozu FS.08 používané v sezoně 2016 jsou již třetí evolucí. Co se týče přední nápravy, vždy bylo použito stejné řešení – dvoudílný čtyřpístkový brzdíč sešroubovaný pomocí 4 ocelových šroubů. Jednotlivé evoluce brzdíčů se od sebe nijak výrazně nelišily. Změny byly provedeny vždy jen nepatrné – prakticky jen pro úsporu

hmotnosti. To ale neznamená, že by se jednalo o bezproblémové a spolehlivé řešení, na kterém by nebylo třeba nic měnit.

Největší problémy byly s přehříváním a následným natavením těsnících gumiček pístků. Důvodem těchto problémů byly nejspíš nevhodně zvolené vůle mezi pístkem a brzdíčem a zároveň nekvalitní výroba ze strany externí firmy. Proto bylo v minulé sezóně nutné provádět repasi brzd prakticky po každém odjetém závodě. Repase vždy spočívala ve výměně všech těsnících kroužků brzdíče a celkovém přetěsnění. Vzhledem k tomu, že se jedná o přesně broušené těsnící kroužky vyráběné pro motocyklové brzdové třmeny, odpovídá nákladnosti výroby i jejich cena. Jeden těsnící kroužek stojí přibližně 400 Kč, přičemž na celém voze je dvanáct kroužků. V kombinaci s častými repasemi se brzdíče v loňském roce staly jedním z nejdražších komponentů na voze.

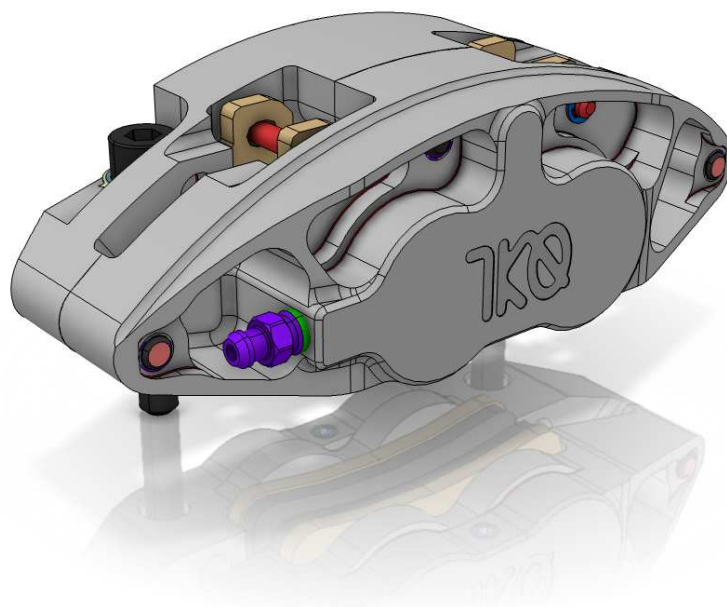


*Obr. 2: Sestava přední kolové skupiny FS.08*

*Zdroj: CTU Cartech*

Jak je možné vidět na **Obr. 2**, chlazení brzd bylo realizováno náporově pomocí náfuků. Tyto náfuky byly tisknuty z plastu na 3D-tiskárně. Ani toto řešení ovšem nebylo úplně šťastné. Plastové náfuky brzy popraskaly od odlétajících kamínků a náporové chlazení nebylo vzhledem k relativně nízkým rychlostem dosahovaných při závodech dostatečné. Během sezony bylo tedy nutné přejít na provizorní aktivní chlazení pomocí ventilátorů. Dalším problémem byla i obtížná údržba. Vzhledem ke složitosti vrtaných děr spojujících komory pístků brzdíče a pouze jednomu odvzdušňovacímu šroubu bylo

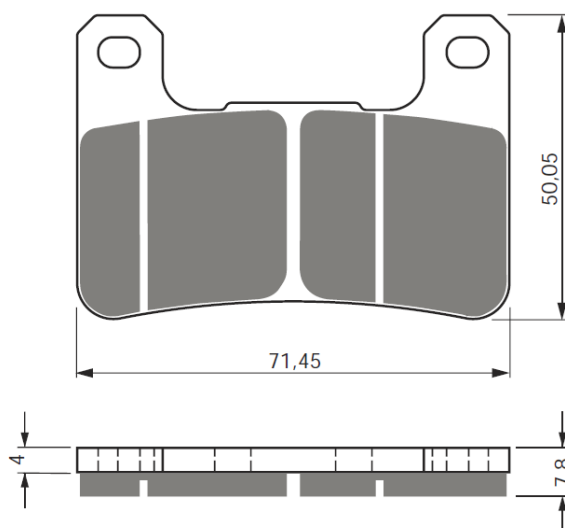
značně problematické odvodu brzdové vedení, což výrazně komplikovalo časté repase brzdových třmenů.



*Obr. 3: Přední brzdový třmen FS.08  
Zdroj: CTU Cartech*

Tím ovšem není řečeno, že by loňské brzdiče byly nepovedené. V celé řadě jiných aspektů jako je dávkovatelnost, brzdný účinek, či rozdělení brzdného účinku byly loňské brzdiče naprosto bezproblémové. Proto také celou řadu řešení zachovávám pro návrh vlastní. Jedná se například o rozměry drážek gumiček, upevnění brzdiče, některé výrobní tolerance, či povrchovou úpravu brzdičů. Dále také typ brzdových destiček, který svou velikostí a určením přesně odpovídá našim potřebám.

Již od vozu FS.06 používáme na našich brzdičích motocyklové brzdové destičky. Vzhledem k zástavbovým rozměrům je ovšem třeba volit brzdové destičky co nejmenších rozměrů. Na druhou stranu ale potřebujeme destičky z takového motocyklu, aby byly směsí pro daný typ motocyklu použitelné pro závodní účely. To znamená, že je třeba najít vhodný kompromis mezi velikostí a používanou směsí. Tyto kritéria splňují na přední nápravě brzdové destičky **GOLDFren 213** použité například na motocyklech **Kawasaki ZX-10R**, či **Suzuki GSX-R 1000** (u jiných výrobců se toto označení liší, ale tvar zůstává stejný).

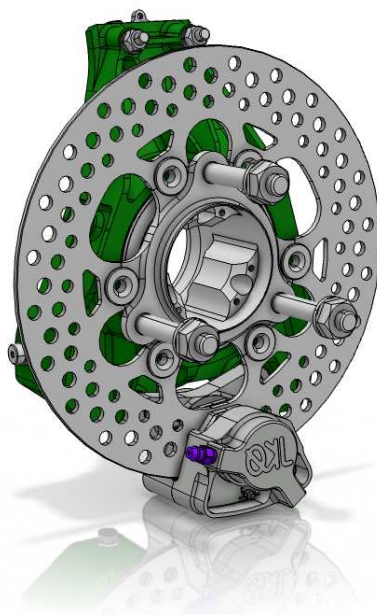


*Obr. 4: Brzdové destičky GOLDfren 213*

*Zdroj: Katalog brzdových destiček firmy GOLDfren pro rok 2017*

## 2.2. Zadní brzdič

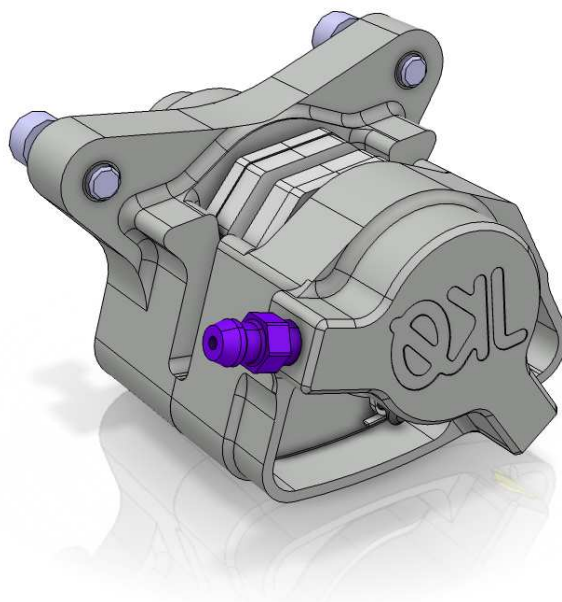
Zadní brzdový třmen vozu FS.08 byl oproti tomu přednímu prakticky bezúdržbový. Důvodem je nejspíš menší zatížení při brzdění a lepší cirkulace vzduchu v jeho okolí. Zadní brzdič se stejně jako ten přední skládal z dvou polovin sešroubovaných pomocí dvou ocelových šroubů. Oproti přednímu byl ale pouze dvoupístkový.



*Obr. 5: Sestava zadní kolové skupiny vozu FS.08*

*Zdroj: CTU Cartech*

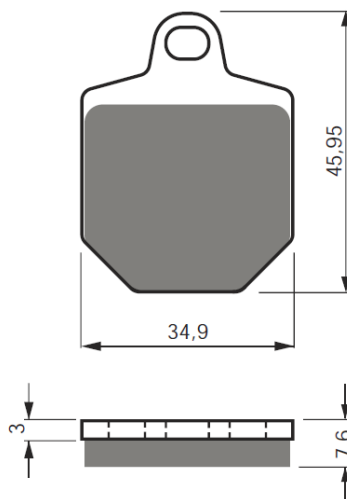
Konstrukce zadního brzdíče byla dle mého názoru velmi povedená. Proto jsem tuto koncepci s drobnými změnami zachoval i pro můj návrh.



Obr. 6: Zadní brzdový třmen FS.08

Zdroj: CTU Cartech

Z hlediska volby brzdových destiček, i na zadní nápravě byly použity brzdové destičky z motocyklu. Zde se konkrétně jedná o destičky, jejichž tvar nese u firmy GOLDfren označení **GOLDfren 238**. Tyto destičky jsou použity zejména na motocyklech typu supermoto, například **Husaberg FS 570**, či **KTM 560 SMR**.



Obr. 7: Zadní brzdová destička GOLDfren 238

Zdroj: Katalog brzdových destiček firmy GOLDfren pro rok 2017

### 2.3. Shrnutí zásadních parametrů stávajícího řešení

Pro přehlednost ještě uvádím tabulku, kde shrnuji zásadní parametry ložských brzd. Tato tabulka slouží hlavně pro srovnání konstrukce s letošním řešením (viz tabulka 3).

		přední náprava	zadní náprava	jednotka
průměr kotoučů	dvnější	205	208	[mm]
	dvnitřní	140	140	[mm]
typ kotoučů		plovoucí	plovoucí	[ / ]
vnitřní průměr ráfku	dlímeč, Keizer	240	240	[mm]
	dlímeč, uhlíkový	nebyl použit	nebyl použit	
počet pístků		4	2	[ / ]
průměr pístků		27	27	[mm]
brzdové destičky		GOLDfren 213 GP6	GOLDfren 238 GP6	[ / ]
uchycení brzdiče		radiální	axiální	[ / ]
typ brzdiče		dvoudílný šroubovaný	dvoudílný šroubovaný	[ / ]

Tab. 1: Základní parametry brzd vozu FS.08  
Zdroj: autor

Z tabulky 1 je patrné, že na ložském voze byla použita směs brzdových destiček GOLDfren GP6. Tato směs bohužel nevyhovovala našim požadavkům zejména kvůli výrazně klesajícímu koeficientu tření v závislosti na teplotě. Pro vůz FS.09 proto plánuji vyzkoušet nové, kvalitnější směsi.

## 3. Výpočet ideálního rozložení brzdného účinku

### 3.1. Teorie

V návrhu brzdových třmenů a kotoučů pro vůz FS.09 vycházím z teorie ideálního rozložení brzdného účinku mezi přední a zadní nápravu. Ideální rozložení brzdného účinku je závislé na rozložení zatížení mezi přední a zadní osu – je funkcí zpomalení  $a_b$ , polohy těžiště vozu a celkové hmotnosti  $m_{celk}$ . Dále předpokládá, že tření s vozovkou bude na všech kolech vozu stejné a ideální, tedy:

$$f_{přední} = f_{zadní} = f_{ideální} \tag{1}$$

kde:

$$f_{\text{přední}} = \frac{F_{B,\text{přední}}}{F_{Z,\text{přední}}} \quad \text{a} \quad f_{\text{zadní}} = \frac{F_{B,\text{zadní}}}{F_{Z,\text{zadní}}} \quad (2)$$

Předpokládám brzdění na rovném úseku – stejné podmínky jak na levé, tak na pravé straně vozu. Celková brzdná síla proto bude:

$$F_{B,\text{celk}} = F_{B,\text{přední}} + F_{B,\text{zadní}} = f_{\text{přední}} \cdot F_{Z,\text{přední}} + f_{\text{zadní}} \cdot F_{Z,\text{zadní}} \quad (3)$$

$$F_{B,\text{celk}} = f_{id} \cdot (F_{Z,\text{přední}} + F_{Z,\text{zadní}}) \quad (4)$$

a při zanedbání přitlaku:

$$F_{B,\text{celk}} = f_{id} \cdot F_{Z,\text{celk}} \quad (5)$$

$$m_{\text{celk}} \cdot a_B = f_{id} \cdot m_{\text{celk}} \cdot g \quad (6)$$

$$a_B = f_{id} \cdot g \quad \rightarrow \rightarrow \rightarrow \quad f_{id} = \frac{a_B}{g} \quad (7)$$

Jak jsem již uvedl v kapitole 1, pravidla soutěže Formula Student vyžadují dva samostatné okruhy brzdové kapaliny, které v případě selhání jednoho z nich zajistí brzdění alespoň dvou kol vozu. Na voze FS.09 používáme samostatný okruh brzdové kapaliny jak pro přední, tak pro zadní nápravu, díky čemuž při výpadku jednoho z okruhů zachová vozidlo při brzdění přímý směr. Pro oba okruhy používá kolega Aulich na sestavě pedálů dva samostatné brzdové válce **TILTON 77-Series**, u kterých je díky vahadlu v brzdovém pedálu možné donastavovat rozložení brzdného účinku dle požadavků pilota přímo na závodní trati. Brzdové vedení ovšem neobsahuje dodatečné regulace tlaku v brzdové soustavě. Proto je možné dosáhnout ideálního rozložení brzdového účinku jen pro jedinou hodnotu zpomalení  **$a_B$** . Pro základní návrh velikosti brzdových kotoučů a pístků brzdových třmenů je ovšem třeba tuto hodnotu určit.



Obr. 8: Brzdový válec TILTON 77-Series  
Zdroj: <http://www.demon-tweeks.co.uk/>

Hodnotu zpomalení jsme s kolegou Aulichem určili z dat loňských závodů v programu **Race Studio 2**. Při pro nás relevantních závodech v Maďarsku, České republice, Anglii a Španělsku bylo s předchozím vozem FS.08 dosahováno zpomalení asi 1,5g (viz tabulka 2). Tuto hodnotu  $a_B=1,5g$  jsem tedy vzal jako výchozí hodnotu, při které bude v základní poloze vahadla dosaženo ideálního rozložení brzdného účinku. Z této hodnoty také dle rovnice (7) vyplývá ideální součinitel tření kola s vozovkou  $f_{id}=1,5$ .

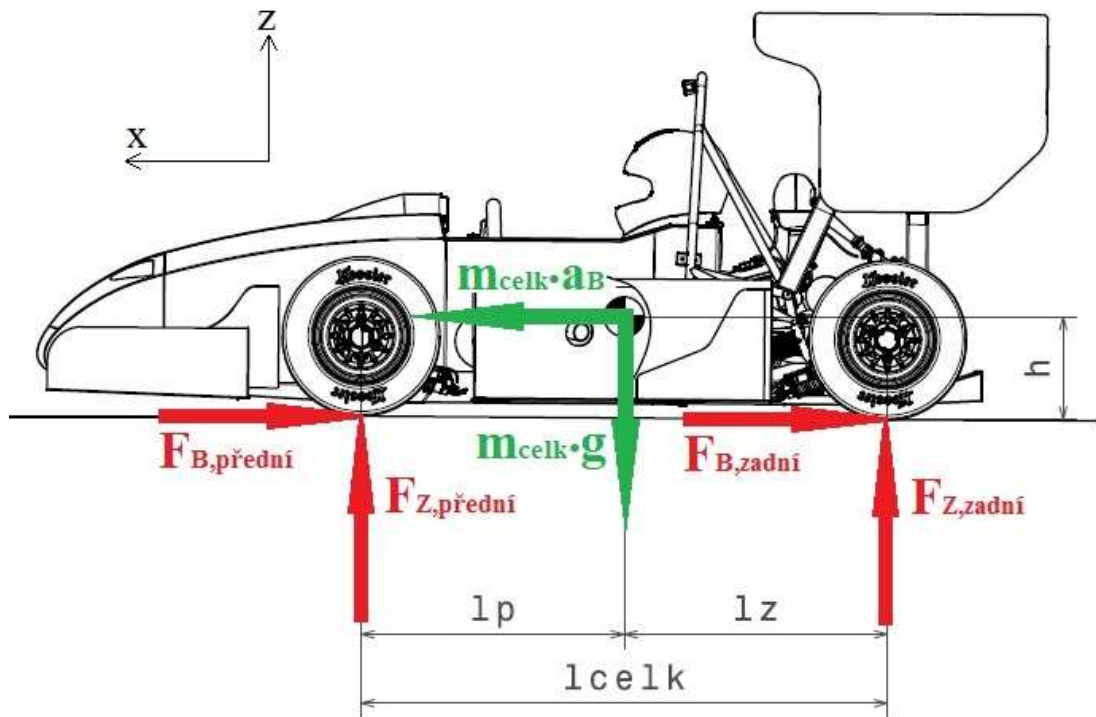
závod	maximální zpomalení $a_{Bmax}$ [g]	
	AUTOCROSS	ENDURANCE
<b>FS Czech</b>	1,51	1,58
<b>FS Hungary</b>	1,60	1,52
<b>FS Spain</b>	1,46	1,51
<b>FS United Kingdom</b>	1,48	1,42

Tab. 2: Hodnoty maximálního zpomalení při závodech v roce 2017  
Zdroj: CTU Cartech

K **tabulce 2** je třeba ještě podotknout, že hodnoty maximálního zpomalení byly většinou měřeny na přehřátých, špatně fungujících brzdách. V případě správně fungující brzdové soustavy tedy předpokládám maximální hodnoty zpomalení o něco vyšší.



### 3.2. Brzdné síly $F_B$



Obr. 9: Síly působící na vozidlo

Zdroj: CTU Cartech, autor

Z reálného měření těžiště u vozu FS.08 a konceptu vozu FS.09 předpokládám následující vstupní hodnoty:

hmotnost vozu FS.09	$m_{\text{vozu}}=192 \text{ kg}$
hmotnost řidiče	$m_{\text{řidič}}=75 \text{ kg}$
celková hmotnost vozu s řidičem	$m_{\text{celk}}=267 \text{ kg}$
tíhové zrychlení	$g=9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
podélné zpomalení	$a_B=1,5g$
rozvor náprav	$l_{\text{celk}}=1530 \text{ mm}$
vzdálenost přední nápravy od těžiště	$l_{\text{přední}}=765 \text{ mm}$
vzdálenost zadní nápravy od těžiště	$l_{\text{zadní}}=765 \text{ mm}$
výška těžiště	$h=296 \text{ mm}$

Pro zjednodušení výpočtu uvažuji nejprve vozidlo v rovnoměrném přímočarém pohybu. Momentová rovnice kolem stykového bodu s vozovkou zadní nápravy pro statický případ tedy bude:

$$m_{celk} \cdot g \cdot l_z - F_{z,p,stat} \cdot l_{celk} = 0 \quad (8)$$

$$F_{z,p,stat} = \frac{m_{celk} \cdot g \cdot l_z}{l_{celk}} = \frac{267kg \cdot 9,81m \cdot s^{-2} \cdot 0,765m}{1,53m} = \mathbf{1309,64 N} \quad (9)$$

a protože  $l_p=l_z$ , tak musí platit:

$$F_{z,z,stat} = F_{z,p,stat} = \mathbf{1309,64 N} \quad (10)$$

Přírůstek zatížení (odlehčení) přední (zadní) nápravy od podélného zrychlení spočítám obdobně z momentové rovnice kolem stykového bodu zadního kola s vozovkou:

$$F_{z,dyn,část} \cdot l - m \cdot a_B \cdot h = 0 \quad (11)$$

$$F_{z,dyn,část} = \frac{m \cdot a_B \cdot h}{l} = \frac{267kg \cdot 1,5 \cdot 9,81m \cdot s^{-2} \cdot 0,296m}{1,53m} = \mathbf{760,10 N} \quad (12)$$

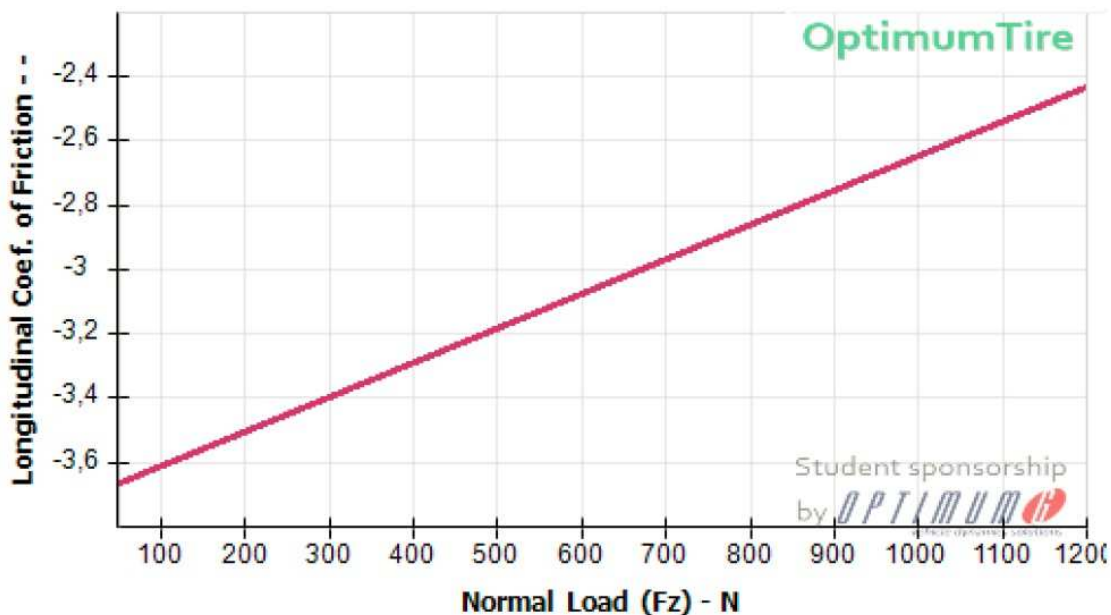
Celkové síly na nápravách při brzdění potom tedy budou:

$$\begin{aligned} F_{z,dyn,celk,přední} &= F_{z,p,stat} + F_{z,dyn,část} = 1309,64 N + 760,10 N \\ &= \mathbf{2069,74 N} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} F_{z,dyn,celk,zadní} &= F_{z,z,stat} + F_{z,dyn,část} = 1309,64 N - 760,10 N \\ &= \mathbf{549,53 N} \end{aligned} \quad (14)$$

Jak jsem již uvedl výše, zpomalení  $a_B=1,5g$  teoreticky odpovídá ideálnímu součiniteli tření s vozovkou  $f_{ia}=1,5$ , pokud by kola obou náprav byla zatížena stejnou svislou statickou silou  $F_z$ . V reálném případě však s rostoucím zatížením pneumatiky součinitel tření klesá.

Problematikou pneumatik na vozech FS.07 a FS.08 se ve své diplomové práci zabýval kolega Alberto Zampieri. Na voze FS.09 budou stejně jako na vozech minulých použity pneumatiky **Hoosier 18.0x7.5 -10" R25B**. Právě na těchto pneumatikách byly kolegou Zampierim prováděny simulace, ze kterých vycházím. V následujícím obrázku je možné vidět graf závislosti podélného součinitele tření na svislém zatížení pneumatiky pro tlak  $p=0,7 \text{ bar}$ , odklon  $0^\circ$  a sbíhavost  $0^\circ$ .



Obr. 10: Závislost součinitele tření na svislé síle  $F_z$

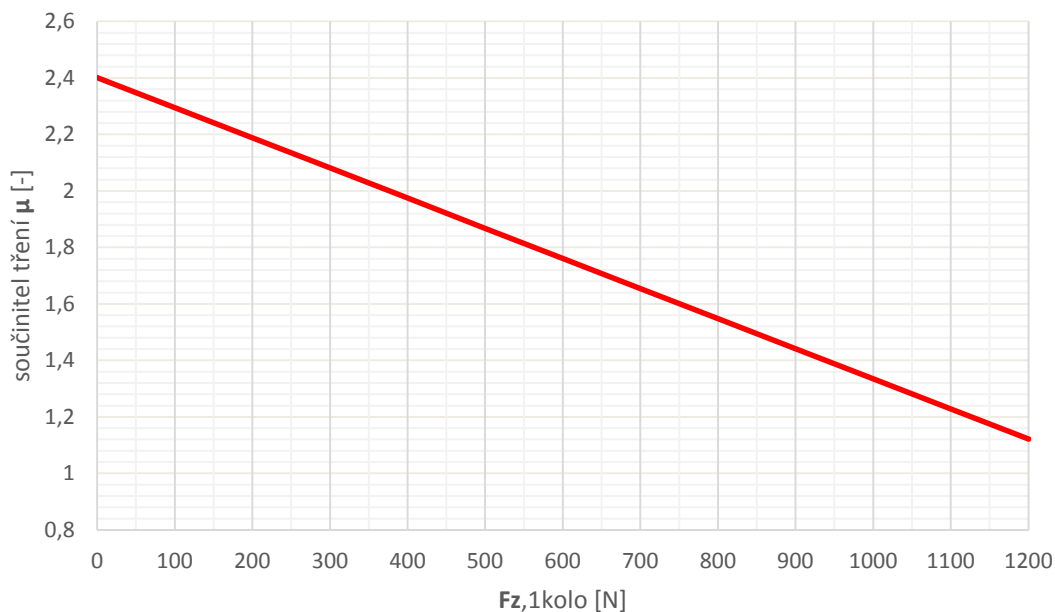
Zdroj: Diplomová práce – Alberto Zampieri

Z grafu je patrné, že daná závislost je takřka lineární. Pro účely výpočtu ideálního rozložení brzdného účinku proto předpokládám stejnou směrnici přímky jako v grafu ze simulace. Hodnoty součinitele tření jsou ale v simulaci stanoveny pro ideální povrch měřící stolice, a proto je třeba tyto hodnoty uzpůsobit povrchu skutečnému. Proto jsem sestrojil graf vlastní. V grafu předpokládám, že pro střední dynamické zatížení jednoho kola, tedy pro:

$$F_{Z, \text{střední}, 1 \text{ kolo}} = \frac{F_{z,z, \text{stat}} + 0,5 \cdot F_{z, \text{dyn}, \text{část}}}{2} = \frac{1309,64 \text{ N} + 0,5 \cdot 760,1 \text{ N}}{2} \tag{15}$$

$$= 844,84 \text{ N}$$

bude součinitel tření s vozovkou  $\mu=1,5$ . Směrnici přímky uvažuji stejnou jako v předchozím grafu.



Obr. 11: Závislost součinitele tření na  $F_Z$  pro reálný povrch  
Zdroj: autor

Pro zatížení jednoho předního kola:

$$F_{Z,dyn,celk,přední,1kolo} = \frac{F_{Z,dyn,celk,přední}}{2} = \frac{2069,74 \text{ N}}{2} = \mathbf{1034,87 \text{ N}} \quad (16)$$

jsem odečetl z grafu hodnotu  $\mu_{přední} \hat{=} 1,30$ . Obdobně pak hodnota:

$$F_{Z,dyn,celk,zadní,1kolo} = \frac{F_{Z,dyn,celk,zadní}}{2} = \frac{549,53 \text{ N}}{2} = \mathbf{274,77 \text{ N}} \quad (17)$$

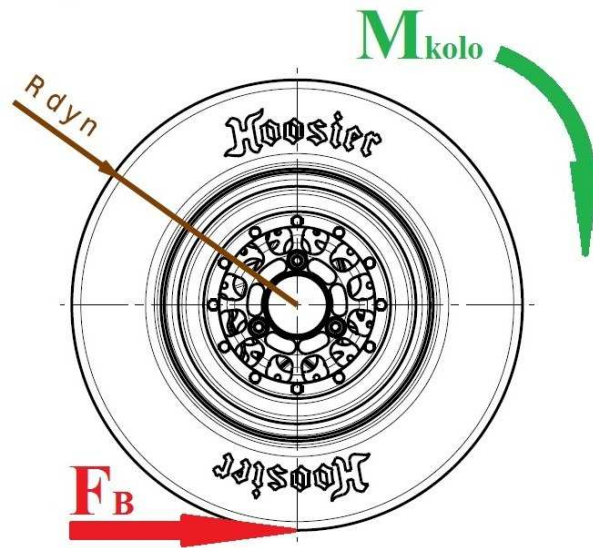
odpovídá dle grafu hodnotě  $\mu_{zadní} \hat{=} 2,11$ .

Nyní už mohu určit brzdné síly ve stykových bodech kol s vozovkou:

$$F_{B,přední} = \mu_{přední} \cdot F_{Z,dyn,celk,přední} = 1,30 \cdot 2069,74 \text{ N} = \mathbf{2685,08 \text{ N}} \quad (18)$$

$$F_{B,zadní} = \mu_{zadní} \cdot F_{Z,dyn,celk,zadní} = 2,11 \cdot 549,53 \text{ N} = \mathbf{1158,46 \text{ N}} \quad (19)$$

### 3.3. Momentová rovnice kola, síly v pístkách

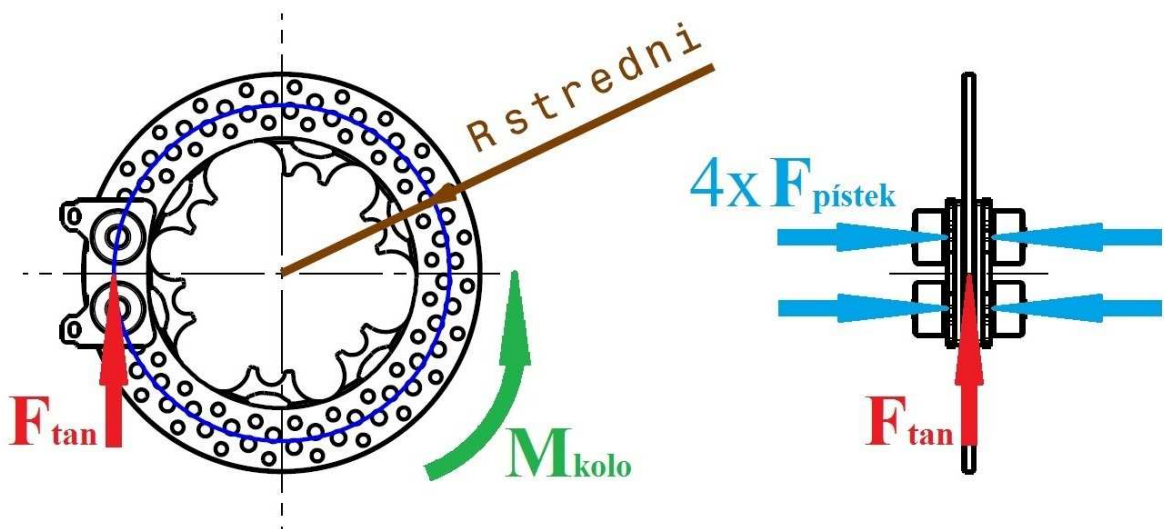


Obr. 12: Momentová rovnice kola  
Zdroj: CTU Cartech, autor

Brzdné síly pro jednotlivá kola budou poloviční, tedy:

$$F_{B,přední,1kolo} = \frac{2685,08}{2} = 1342,54 \text{ N} \tag{20}$$

$$F_{B,zadní,1kolo} = \frac{1158,46}{2} = 579,23 \text{ N} \tag{21}$$



Obr. 13: Momentová rovnice předního kotouče  
Zdroj: CTU Cartech, autor

Z momentových rovnic kola a kotouče:

$$F_B \cdot r_{dyn} = F_{tan} \cdot r_{střední} \quad (22)$$

Z velikosti ráfků a středů kol musí být přední i zadní kotouče stejné velikosti, o rozměrech  $d_{kotouč,vnější}=202 \text{ mm}$  a  $d_{kotouč,vnitřní}=137 \text{ mm}$ , z čehož plyne střední třecí poloměr:

$$r_{střední} = \frac{2}{3} \cdot \frac{\left(\frac{d_{kotouč,vnější}}{2}\right)^3 - \left(\frac{d_{kotouč,vnitřní}}{2}\right)^3}{\left(\frac{d_{kotouč,vnější}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{kotouč,vnitřní}}{2}\right)^2} = 85,8 \text{ mm} \quad (23)$$

Na přední nápravě volím čtyřpístkové brzdové třmeny (viz obr. 13), proto bude  $F_{tan,přední}$ :

$$F_{tan,přední} = 4 \cdot \mu_{destičky} \cdot F_{pístek,přední} \quad (24)$$

Na zadní nápravě volím třmeny dvoupístkové, proto:

$$F_{tan,zadní} = 2 \cdot \mu_{destičky} \cdot F_{pístek,zadní} \quad (25)$$

Pro určení součinitele tření destiček provedl kolega Vokurka měření daného součinitele v závislosti na teplotě kotouče pro různé směsi brzdových destiček od značky **GOLDfren**. Hodnoty součinitele tření se ovšem pro námi doposud používanou směs **GP6** výrazně mění v závislosti na teplotě. V uplynulých sezonách jsme bohužel nebyli schopni kvalitně naměřit okamžité hodnoty teplot na kotouči při závodě. Proto jsem po dohodě s kolegou určil součinitel tření nepřímo z námi dostupných dat ze závodů.

Odečetl jsem, že při pro nás relevantním závodě **Autocross** bylo na voze FS.08 pro zpomalení **1,5g** třeba vyvíjet tlak v předním i zadním brzdovém vedení přibližně **55 bar**. Přes plochu pístků jsem získal normálové síly v pístkách. Obdobně jako v předchozích výpočtech jsem pro vůz FS.08 dopočítal brzdné síly na jednotlivé nápravy a opět přes momentovou rovnici kola dopočítal tečnou sílu na kotouči  $F_{tan}$ , z čehož po dosazení do rovnice pro přední kotouč (24) přibližně vychází součinitel tření destičky  $\mu_{destičky}$ :

$$\mu_{destičky} = \frac{F_{tan,přední,FS.08}}{4 \cdot F_{pístek,přední,FS.08}} = \frac{3337,14 \text{ N}}{4 \cdot 3149,05 \text{ N}} = 0,265 \quad (26)$$

Pro návrh třmenů na voze FS.09 jsem z důvodu konstrukce uvažoval stejný průměr pístků na předním brzdovém třmenu jako na voze předchozím – tedy 27mm. Abych dosáhl ideálního rozložení brzdového účinku po zpomalení  $\mathbf{ab=1,5g}$ , musím tedy dopočítat potřebnou velikost zadních pístků. Z momentové rovnice kola (22) získám tečnou sílu na zadním kotouči:

$$F_{tan,zadní} = \frac{F_{B,zadní} \cdot r_{dyn}}{r_{střední}} = \frac{579,23N \cdot 223mm}{85,8mm} = \mathbf{1505,66 N} \quad (27)$$

Vzhledem ke stejné směsi brzdových destiček na přední i zadní nápravě uvažuji i stejný součinitel tření. Z toho vychází dle rovnice (25) potřebná normálová síla na jednom zadním pístku:

$$F_{pístek,zadní} = \frac{F_{tan,zadní}}{2 \cdot \mu_{destičky}} = \frac{1505,66}{2 \cdot 0,265} = \mathbf{2840,87 N} \quad (28)$$

Pro sílu na pístku pak platí jednoduchá rovnice závislá na tlaku v brzdovém vedení a na ploše pístku:

$$F_{pístek,zadní} = p_{brzdové\ vedení} \cdot A_{pístku} = p_{brzdové\ vedení} \cdot \frac{\pi \cdot d_{pístek}^2}{4} \quad (29)$$

Průměr zadního pístku tedy vyjde:

$$d_{pístek,zadní(ideální)} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pístek,zadní}}{\pi \cdot p_{brzdové\ vedení}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2840,87N}{\pi \cdot 5,5MPa}} = \mathbf{25,64 mm} \quad (30)$$

Průměr pístků ovšem nelze volit libovolný. U volby průměru pístků jsem musel respektovat vyráběné sady těsnících gumiček a jejich průměry. Pro vypočtený průměr tedy vzhledem k těsnícím gumičkám připadá v úvahu průměr  $d=25mm$ , nebo  $d=27mm$ . Zvolil jsem průměr pístku  $\mathbf{d=25mm}$  z důvodu lepší dostupnosti gumiček a z důvodu zmenšení brzdových třmenů. Z toho také plyne úspora hmotnosti a zástavbových rozměrů.

Zbývalo mi už jen určit maximální možný tlak ve vedení pro pevnostní výpočet modelu pomocí MKP. Maximální možný tlak jsme s kolegou Aulichem určili jednoduchým měřením na předchozím voze FS.08. Pomocí snímačů tlaku v brzdovém

vedení jsme změřili maximální možný tlak, který je schopen řidič vyvinout. Tento tlak přepočtl kolega Aulich přes pedálový poměr na sílu vyvinutou na pedálu a pro tuto sílu dopočtl maximální možný tlak v brzdovém vedení pro pedálový poměr letošního vozu FS.09 – tedy  $p_{\max}=90\text{bar}$ .

Pro konstrukci brzdíčů jsem tedy měl všechny důležité parametry určeny. Výše uvedený výpočet byl stanoven pro tzv. nulovou polohu vahadla brzdového pedálu. Díky vahadlu je tedy ještě možné donastavit rozložení brzdného účinku v závislosti na požadavcích pilota, druhu závodu, či druhu závodní trati.



## 4. Konstrukce brzdových třmenů

Nejprve je třeba uvést základní rozměrové parametry a požadavky pro konstrukci. Ty plynou nejen z přechozí kapitoly výpočtů, ale hlavně ze zástavbových rozměrů a konstrukčních řešení ostatních dílů vozu. Důležité rozměry a tolerance samotných brzdiců je pak možné vyčíst z výrobních výkresů, které jsou přiloženy k této práci.

		přední náprava	zadní náprava	jednotka
průměr kotoučů	dvnější	202	202	[mm]
	dvnitřní	137	137	[mm]
typ kotoučů		plovoucí	plovoucí	[ / ]
vnitřní průměr ráfku	dlímeč, Keizer	240	240	[mm]
	dlímeč, uhlíkový	232	232	
počet pístků		4	2	[ / ]
průměr pístků		27	25	[mm]
brzdové destičky		Carbone Lorraine 1134 XBK5	Carbone Lorraine 1129 XBK5	[ / ]
uchycení brzdice		radiální	axiální	[ / ]
typ brzdice		monoblock	dvoudílný šroubovaný	[ / ]
tlak ve vedení pro zpomalení 1,5g		55	55	[bar]
maximální možný tlak v brzdovém vedení		86	86	[bar]

Tab. 3: Základní parametry brzd vozu FS.09

Zdroj: autor

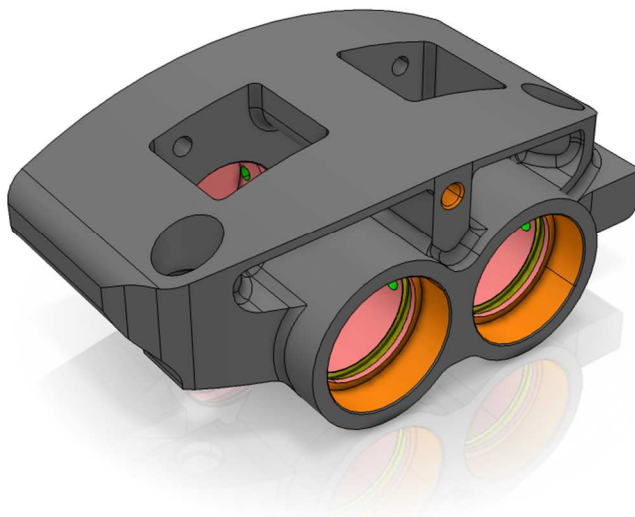
Základní cíle pro konstrukci nových brzdiců byly následující:

- úspora hmotnosti
- snadnější údržba
- možnost použití uhlíkových límců
- lepší brzdny účinek
- omezit přehřívání a s ním spojené vadnutí brzd

### 4.1. Konstrukce předního brzdice

Jak je možné si povšimnout v **tabulce 3**, přední brzdice jsem navrhnul tzv. **monoblock**. To znamená, že brzdice je vyroben z jednoho polotovaru. Výhodou oproti dvoudílnému brzdici je zejména úspora hmotnosti. Hmotnost se ušetří nejenom absencí

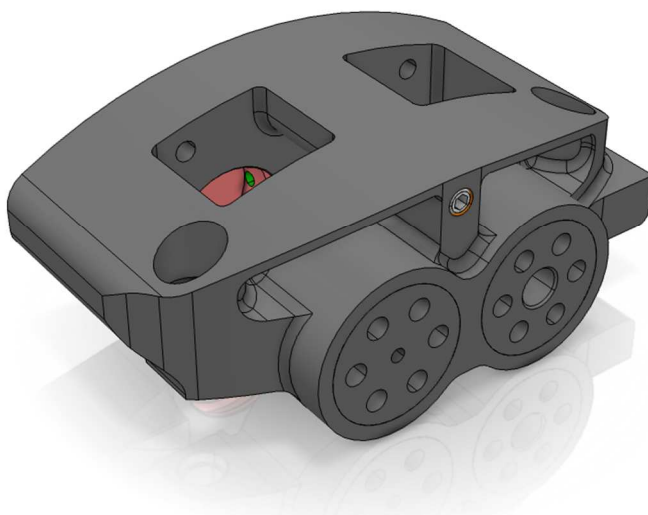
4 ocelových šroubů a podložek nutných pro spojení obou polovin brzdíče, ale také úsporou materiálu pro jejich zašroubování. Nevýhodou této konstrukce je zejména obtížnější údržba brzd – zejména vyjmutí pístků a gumiček. Tento problém jsem ale jednoduše vyřešil pomocí přípravku pro jejich demontáž.



*Obr. 14: Přední brzdový třmen*

*Zdroj: CTU Cartech, autor*

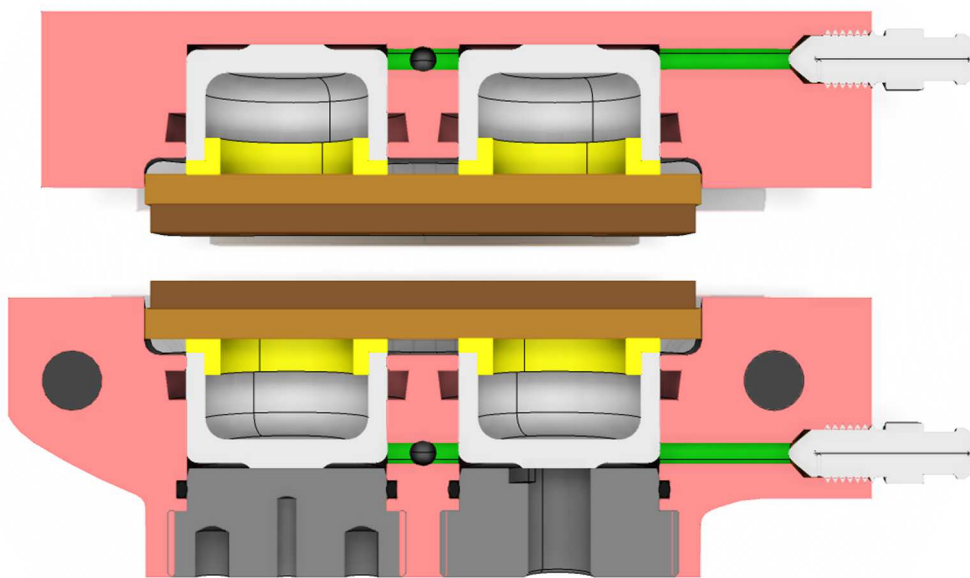
Jak je vidět na **obr. 14**, při výrobě brzdíče z jednoho kusu vznikne celá řada výrobních otvorů, které je nutno uzavřít. Největší výrobní otvory jsem uzavřel pomocí dvou víček (viz **obr. 15**).



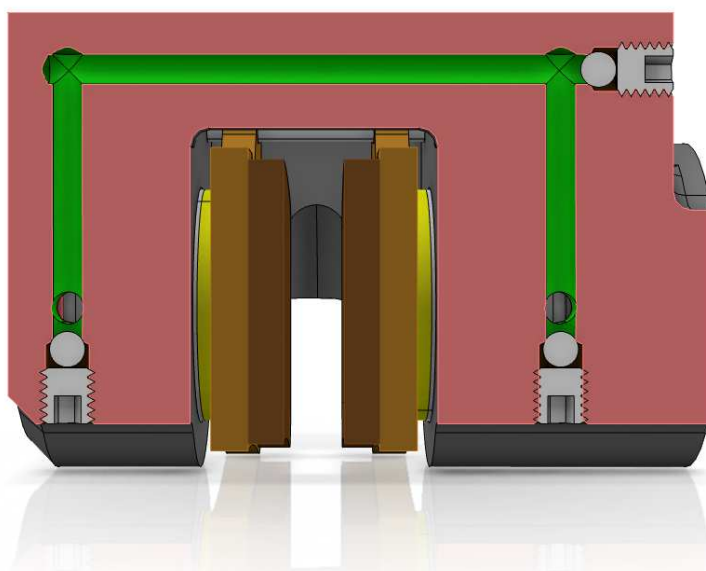
*Obr. 15: Přední brzdový třmen s víčky*

*Zdroj: CTU Cartech, autor*

Průchozí víčko slouží jako přívod brzdové kapaliny, neprůchozí víčko je potom využito pro umístění snímače teploty brzdového třmenu. U přívodu kapaliny je také nutno zajistit, aby při povolení brzdového pedálu a návratu pístků do výchozí polohy neucpal pístek přívod brzdové kapaliny a nezpomalil tak odtlačení destiček od kotouče. To je řešeno vyfrézováním jednoduché drážky na vnitřní straně průchozího víčka (viz **obr. 16**).



*Obr. 16: řez XY sestavou předního brzdíče  
Zdroj: CTU Cartech, autor*



*Obr. 17: řez YZ sestavou předního brzdíče  
Zdroj: CTU Cartech, autor*

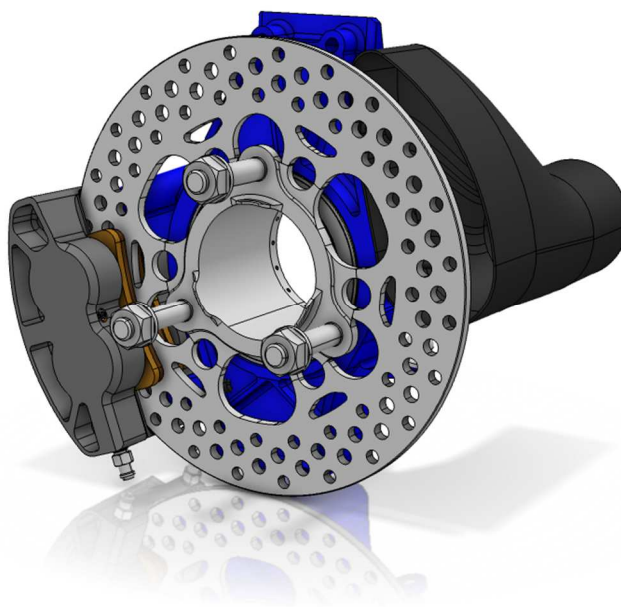
V řezu XY na **obr. 16** je možno vidět použití dvou odvzdušňovacích šroubů, čímž by se měla zjednodušit práce při odvzdušňování brzdové soustavy. Díry pro odvzdušnění zároveň zasahují na obou stranách přes obě sousedící komory pístků a tím zajišťují jejich spojení. Spojení levých a pravých komor brzdíče je patrné z řezu YZ na **obr. 17**. Toto spojení je realizováno třemi otvory. Na dosavadních brzdících bylo toto spojení utěsněno vždy pouze stavěcími šrouby, které ovšem nebyly schopny dotěsnit případnou nesouosost vrtané díry a závitů pro stavěcí šroub. Proto jsem ve svém návrhu zvolil utěsnění plochým stavěcím šroubem a kuličkou, kde by případná nesouosost neměla mít vliv na dotěsnění otvorů.

V řezu XY na **obr. 16** jsou také vyobrazeny drážky pro těsnící gumičky pístků a víček. Víčka jsou zatěsněna O-kroužky z materiálu MVQ, který je odolný vůči brzdové kapalině a teplotám do 200°C. Těsnící gumičky pístků jsou přesně broušené těsnící gumičky motocyklových brzdových třmenů. Tyto gumičky neslouží ale jen k utěsnění. Jejich hlavní funkce je vrátit pístek do výchozí polohy po uvolnění brzdového pedálu. V brzdíči jsou proto vyfrézovány drážky pod úhlem 7°, které zajišťují předepnutí gumiček. Při vytlačení pístku brzdovou kapalinou se gumička deformuje, čímž se vyvodí dostatečná síla potřebná pro vrácení pístku do původní polohy. Tato drážka je také jednou z příčin obtížnosti výroby vlastních brzdových třmenů.

Další změnou oproti brzdícím předchozím je použití izolačních kroužků mezi destičkou a pístkem (žluté kroužky na **obr. 16**). Cílem těchto kroužků je omezit přestup tepla z brzdové destičky do pístku a tím vyloučit případné problémy s přehřátím těsnících kroužků. Přehřátí kroužků má za následek jejich změknutí. Gumička potom není dostatečně předepnutá a není schopna vracet pístek v celém rozsahu, což má za následek přibrzdování destičky o kotouč a další nežádoucí teplo přestupující do brzdíče. Materiál izolačních kroužků je třeba vybírat mezi materiály s co nejnižším součinitelem tepelné vodivosti  $\lambda$ . Pro tyto účely jsem v prvotním návrhu zvolil materiál **TEXTIT**. Jedná se o kompozitní materiál z bavlněné tkaniny jako výztuže a krezolformaldehydové živice jako pojiva a mezi pevnosti v ohybu kolmo na vrstvy nejméně **110 MPa**, což by pro naše použití mělo být dostačující. Výhodou tohoto materiálu je malý součinitel tepelné vodivosti  $\lambda=0,2\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . Pokud by tento materiál z jakýchkoliv důvodů nevyhovoval, vyrobím kroužky titanové, kde je součinitel tepelné vodivosti  $\lambda=21,9\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ . Další možností je použití pístků z nerezové oceli

( $\lambda=33\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ), namísto pístků hliníkových ( $\lambda=229\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ). Tam je ale nutné počítat s rozdílnou teplotní roztažností nerezových pístků a hliníkového brzdíče.

Dalším nežádoucím účinkem přehřátých brzd je tzv. **fading** – tedy pokles brzdného účinku s rostoucí teplotou. Proto jsem pro letošní vůz vybral jiného výrobce brzdových destiček. Konkrétně jsem se rozhodl ustoupit od směsi **GP6** od firmy GOLDfren a vyzkoušet směsi nové, například výše uvedenou směs **XBK5** od firmy Carbone Lorraine. Od jiných směsí si slibuji stabilnější průběh součinitele tření s teplotou – tedy vyšší součinitel tření při teplotách nad  $150^{\circ}\text{C}$  oproti dosud používané směsi GP6 od firmy GOLDfren. Problémem výrobců brzdových destiček je bohužel to, že cílí na širokou motorkářskou veřejnost a získat jakákoliv data o směsích destiček je prakticky nemožné. Proto jsem se namísto grafů součinitele tření v závislosti na teplotě musel spokojit pouze se zkušenostmi okruhových jezdců a testy různých výrobců v motocyklových časopisech. Do budoucni bych rád na různých typech směsí provedl kvalitní měření, jehož výstup bych využil pro konstrukci brzdíčů na našich příštích vozech Formule Student. Pro omezení přehřívání jsme také upřednostnili aktivní chlazení pomocí ventilátorů, oproti dosud používanému chlazení náporovému (viz sestava kolové skupiny na **obr. 18**).



*Obr. 18: Sestava přední kolové skupiny  
Zdroj: CTU Cartech*

Na brzdových třmenech bylo samozřejmě také nutné provést MKP výpočet při zatížení tlakem **p=90bar** pro určení rozložení napětí a hodnot maximálního posuvu. Výstupní hodnoty z výpočtu sloužily k určení přesných rozměrů brzdíče a míst, kde je

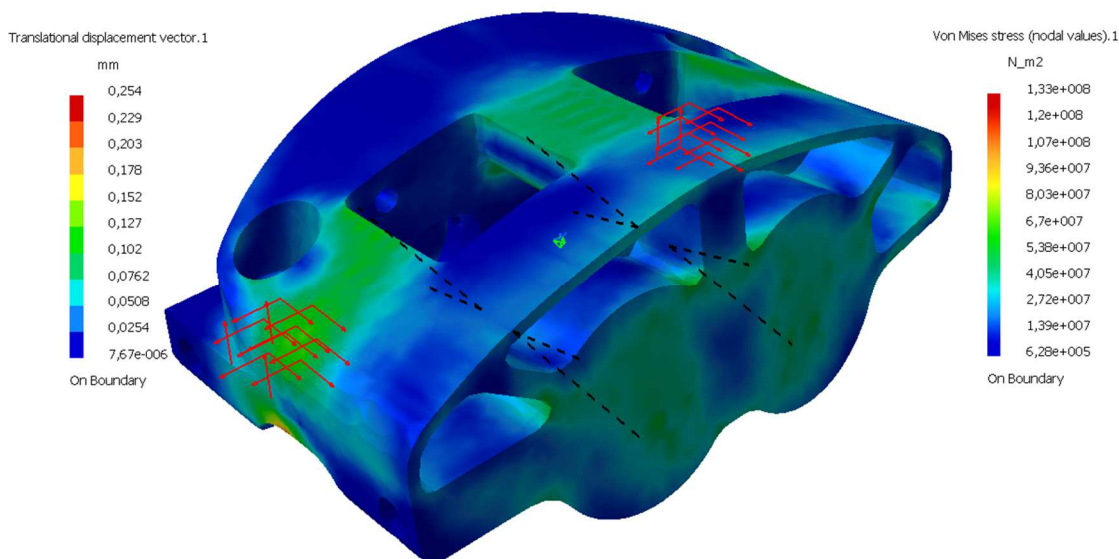
ještě možné ubírat materiál za účelem snížení hmotnosti. Kromě míst s maximálním napětím jsem se také zajímal o hodnoty maximální deformace. To proto, aby brzdiče byly dostatečně tuhé. Hodnotu dovoleného maximálního posuvu jsem stanovil na **0,27mm** z MKP analýzy nejčastěji používaných brzdičů v soutěži Formula Student – **ISR-22-048**, kde vycházel posuv při tlaku 90 bar přibližně **0,34mm**.

Z důvodu úspory hmotnosti a dobré obrobitelnosti, jsem jako materiál brzdičů zvolil **hliník** – konkrétně slitinu označenou **EN AW-7075 T6** o následujících vlastnostech:

	<b>EN-AW 7075 T6</b>	<b>jednotka</b>
<b>Chemické složení</b>	AlZn5,5MgCu	[ / ]
<b>Stav materiálu</b>	T651	[ / ]
<b>Pevnost v tahu Rm</b>	min. 470	[N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Mez kluzu min. Rp</b>	400	[N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Tažnost</b>	6	[%]
<b>Hustota</b>	2800	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b>Poissonovo číslo</b>	0,33	[ / ]
<b>Vhodnost k eloxování</b>	špatná	[ / ]
<b>Korozní odolnost</b>	příjemná	[ / ]
<b>Svařitelnost</b>	špatná	[ / ]
<b>Obrobitelnost</b>	velmi dobrá	[ / ]

Tab. 4: Vlastnosti použitého materiálu EN AW-7075 T6

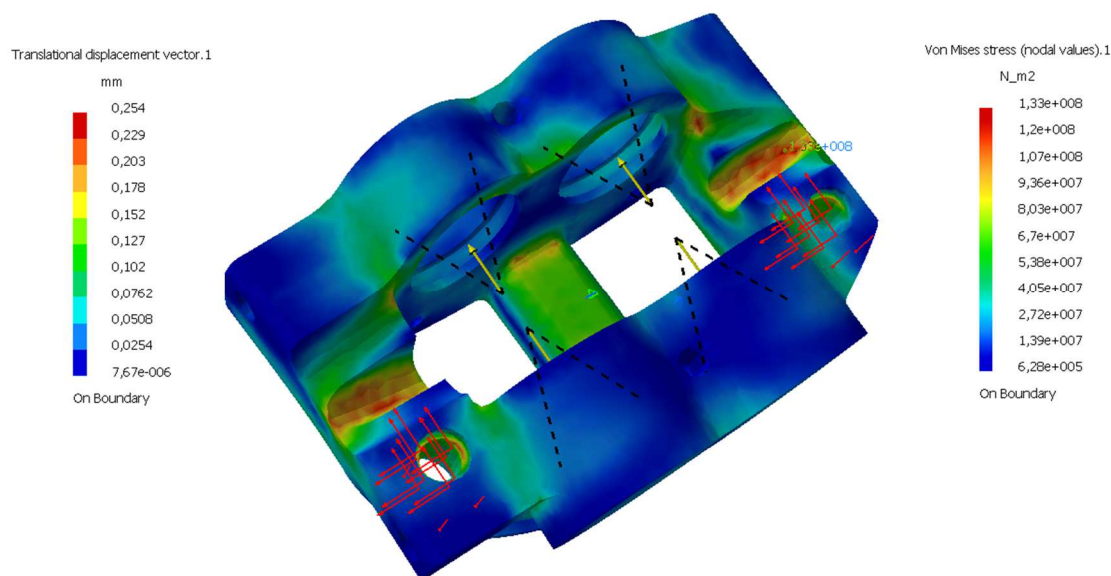
Zdroj: <http://www.ehlinik.cz/>



Obr. 19: Rozložení napětí v předním brzdovém třmenu

Zdroj: autor

MKP analýzu jsem prováděl v programu **CATIA V5**, přičemž správnost mých výpočtů posléze ověřili kolegové z týmu v programu **Abaqus**. Na **obr. 19** lze odečíst hodnotu maximálního posuvu tedy **0,254mm**, což vyhovuje stanovené podmínce. Maximální posuv byl pochopitelně na spodní hraně té poloviny brzdíče, která není pevně spojena s těhlicí vozu. Na **obr. 20** jsou potom vidět místa výskytu největšího napětí. Maximální napětí v ostrém rohu hřbetu brzdíče je **133N.mm<sup>-2</sup>**. Toto napětí tedy přibližně odpovídá bezpečnosti **k=3**. Takto vysoká bezpečnost je vzhledem k dynamickému zatěžování brzdíče pořád více jak dostatečná. S přihlédnutím k technologii výroby a vrtání všech potřebných otvorů však již nebylo možné zajistit větší úsporu materiálu. Výstup z MKP Analýzy má v této práci spíše doplňkový, orientační charakter. Podrobný popis okrajových podmínek a řádná dynamická pevnostní analýza by výrazně přesáhly rámec této bakalářské práce.

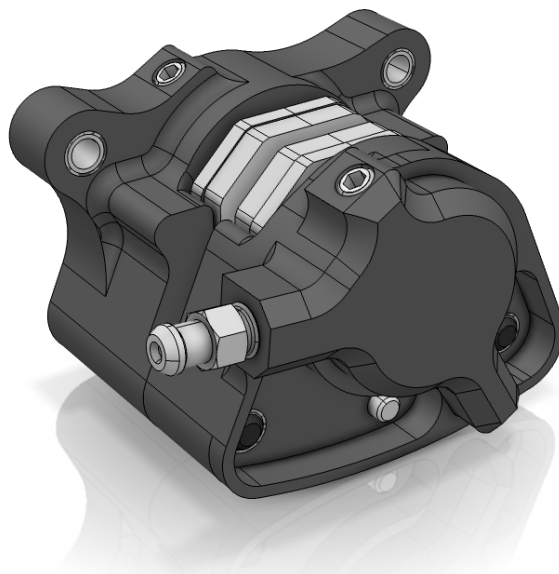


*Obr. 20: Místa s nejvyšším napětím v předním brzdovém třmenu  
Zdroj: autor*

## 4.2. Konstrukce zadního brzdíče

Jak jsem již uvedl v kapitole 2.2, koncepce zadních brzdíčů vozu FS.08 byla dle mého názoru bezproblémová. Proto jsem pro vůz FS.09 neprováděl zásadní změny co se týče konstrukce, jak tomu bylo u třmenu předního. Zadní třmen jsem tedy konstruoval dvoudílný s axiálním uchycením. Oproti loňskému jsem změnil umístění

otvorů pro spojení komor pístků a výrazně zmenšil rozměry. Provedl jsem také změny, které umožnily výrobu na 3-osé CNC frézce.

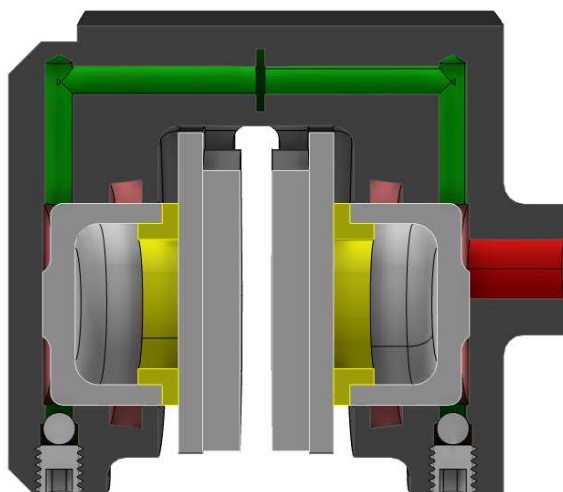


*Obr. 21: Zadní brzdič*

*Zdroj: CTU Cartech*

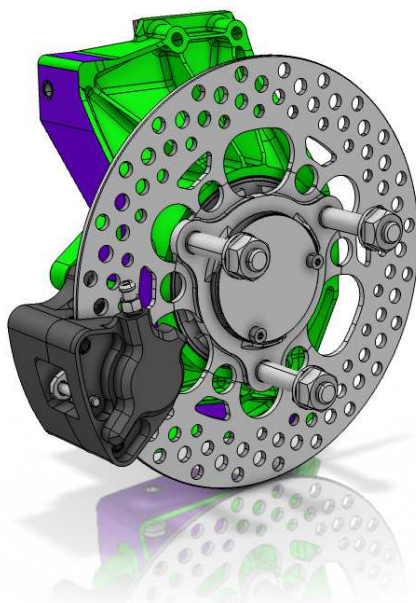
Vzhledem ke konstrukci ze dvou dílů odpadá potřeba těsnících víček. Jediné výrobní otvory, které bylo třeba zatěsnit, byly dvě vrtané díry pro spojení obou komor brzdiče. Zatěsnění jsem provedl opět pomocí stavěcích šroubů a kuliček. Spojení obou polovin je dotěsněno pomocí těsnícího O-kroužku, opět z materiálu **MVQ**. Pro lepší únosnost závitů počítám rovnou s montáží závitových vložek **V-Coil**.





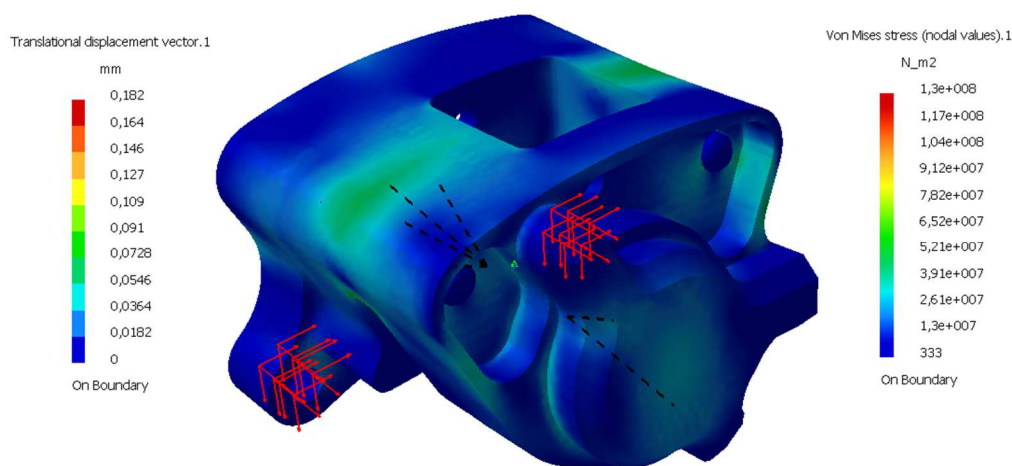
*Obr. 22: řez zadním brzdíčem - spojení komor  
Zdroj: CTU Cartech*

Otvor pro šroub pro přívod brzdové kapaliny jsem umístil nesouose vůči pístkům, aby nemohlo dojít k ucpání otvoru a nevrácení vzdálenějšího pístku do výchozí polohy (podobně jako u třmenu předního). Těsnící gumičky o průměru 25mm jsem volil tak, aby měly stejnou šířku drážky jako u brzdíče předního. Tím se zjednodušila výroba, jelikož pro výrobu drážek předního i zadního brzdíče je možné použít stejnou tvarovou frézu.



*Obr. 23: Sestava zadní kolové skupiny FS.09  
Zdroj: CTU Cartech*

Na zadním třmenu jsem stejně jako na předním provedl orientační pevnostní analýzu pomocí metody konečných prvků v programu **Catia V5**. I pro zadní brzdič volím materiál **EN AW-7075 T6**. Co se týče okrajových podmínek, předpokládal jsem stejně jako na předním brzdiči **tlak ve vedení  $p_{\max}=90$  bar** a maximální dovolený posuv  **$u_{\max}=0,27$  mm**. Pro tyto hodnoty vychází ve stykové ploše šroubu a brzdiče maximální napětí  **$130 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-2}$** . Maximální posuv se nachází ve spodní hraně brzdiče – konkrétně  **$0,182$  mm**.



Obr. 24: Rozložení napětí v zadním brzdiči  
Zdroj: autor

## 5. Výroba a montáž

Oproti většině ostatních školních projektů, v projektu **Formula Student** je nutné navrhnout díl i vyrobit, sestavit a řádně otestovat. V podmínkách ostrého závodu může mít totiž sebemenší chyba v konstrukci fatální následky. Proto je také třeba zajistit kvalitní výrobu navržených součástí vozu.

Projekt **Formula Student** je z hlediska požadavků na výrobu velmi specifický. Vzhledem k tomu, že se jedná o jediný prototypový vůz, vyrábí se navržené dílce většinou pouze jako jediný výrobek. Požadavky na výrobu jsou ovšem oproti běžným

aplikacím velmi vysoké. Proto není jednoduché domluvit výrobu dílců s běžnými firmami českého průmyslu.

Pro výrobu brzdových třmenů pro vůz FS.09 se mi podařilo domluvit výrobu ve firmě **AXA CNC stroje** v Hořovicích. Největší výhodou pro nás byla zejména nízká cena (oproti loňským brzdičům téměř 4x nižší) a hlavně fakt, že primárním odběratelem této firmy je letecký průmysl a výrobci závodních vozů, díky čemuž jsem předpokládal vysokou kvalitu výroby. Jak jsem již uvedl v **kap. 4**, hlavním cílem letošní konstrukce byla i možnost výroby na 3-osé CNC frézce, čímž jsem předpokládal snížení výrobních nákladů. Ve firmě **AXA CNC stroje** byly tedy vyráběny následující dílce:

- Brzdový třmen přední levý
- Brzdový třmen přední pravý
- 2ks průchozích víček předních brzdových třmenů
- 2ks neprůchozích víček předních brzdových třmenů
- Vnitřní polovina levého zadního brzdového třmenu
- Vnější polovina levého zadního brzdového třmenu
- Vnitřní polovina pravého zadního brzdového třmenu
- Vnější polovina pravého zadního brzdového třmenu

V **kap. 4** jsem se již zmínil o problematice specifické výroby šikmých drážek pro gumičky pístků. Pro jejich výrobu je nutné nechat vybrousit speciální frézu, zbroušenou na úhel  $7^\circ$ . Vzhledem k tomu, že přední brzdič je pro letošní rok pouze z jednoho polotovaru, bylo pro jeho výrobu nutné použití dvou takovýchto fréz. Z hlediska výroby to ale navzdory mému očekávání nebylo výraznou komplikací.



*Obr. 25: Výroba předního brzdového třmenu  
Zdroj: AXA CNC stroje, s.r.o.*

Z hlediska samotné výroby byl u předního třmenu vyroben pouze jeden zmetkový kus (pouze nedostatečná jakost povrchu děr pro pístky z důvodu špatné volby frézovacího cyklu drážek). Co se týče výroby třmenu zadního, dá se říci, že byla bezproblémová. Do zadních třmenů jsem pouze dodatečně namontoval závitové vložky **V-Coil**, kvůli lepší únosnosti a menšímu opotřebení závitů.



*Obr. 26: Vnitřní poloviny zadních brzdových třmenů  
Zdroj: AXA CNC stroje, s.r.o.*

Ostatní dílce – jako pístky, izolační kroužky, servisní nářadí apod., jsem vyráběl v dílnách halových laboratoří Fakulty strojní ČVUT. Pro všechny hliníkové dílce jsem jako povrchovou úpravu zvolil tzv. **Eloxování**. Jedinými dílci bez povrchové úpravy jsou víčka předních brzdíčů – a to pouze z důvodu pozdního dodání dílců externí firmou a nutností jejich úpravy na frézce v našich dílnách.



*Obr. 27: Smontované brzdíče - pohled z boku  
Zdroj: autor*



*Obr. 28: Smontované brzdíče - pohled zespodu  
Zdroj: autor*

## 6. Dosavadní poznatky z provozu brzdíčů



*Obr. 29: Vůz FS.09 při testování*

*Zdroj: CTU Cartech*

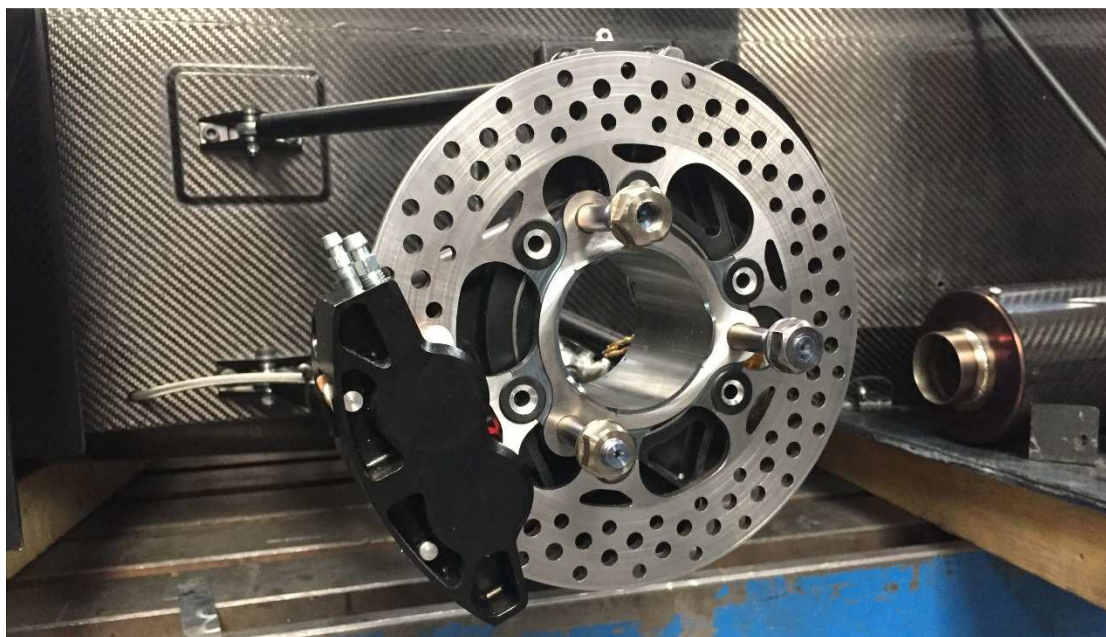
K dnešnímu dni (27.6.2017) bylo na voze FS.09 odjeto přibližně 350km. Dosud jediný problém nastal při druhém testování, kdy se zkřížil brzdový pedál a vůz neustále přibrzdřoval přední nápravou. V kombinaci s testováním zaměřeným právě na brzdy měla tato závada za následek následné přehřátí destiček a opálení izolačních kroužků z **TEXTITu**. Jako izolační materiál se ovšem **TEXTIT** zachoval na výbornou, jelikož jeho samotné opálení nemělo vliv na přehřátí samotného brzdíče. (Textitové kroužky jsou vidět na **obr. 30** - vlevo neporušený, vprostřed spálený)



*Obr. 30: Izolační kroužky  
Zdroj: autor*

Navzdory dobrému odizolování destičky od písku jsem raději vyrobil izolační kroužky titanové (na **obr. 30** vpravo). Titanové kroužky sice nejsou tak dobrým izolantem jako textitové, na druhou stranu snášejí vyšší teploty mnohem lépe. Do budoucna bych ovšem rád našel a otestoval jiný, vhodnější materiál pro výrobu izolačních kroužků.

Až na tuto drobnou závadu na začátku se letošní brzdiče zatím jeví jako bezproblémové. Oproti těm loňským nezaznamenáváme přidírání destiček o kotouč, či nadměrné teploty na brzdiči (dosavadní maximální teplota brzdiče byla při závodním režimu asi 160°C, přičemž aktivní chlazení brzd doposud nebylo zapojeno). Nově zvolená směs brzdových destiček **Carbone Lorraine XBK5** se oproti původní **GOLDfren GP6** jeví jako stabilnější a lépe dávkovatelná.



*Obr. 31: Sestava přední kolové skupiny vozu FS.09  
Zdroj: autor*

Co se snadnější údržby týče, nezaznamenal jsem dosud žádný závažnější problém, který by ztěžoval odvzdušnění, či výměnu některého z dílců brzdíčů. Odvzdušnění soustavy nám zatím trvalo kratší dobu, než tomu bylo u vozu FS.08. Vzhledem k úplně nové koncepci předních brzdíčů jsem měl obavu z utěsnění víček pístků. Při vyšších teplotách ovšem nezaznamenávám únik brzdové kapaliny ani na víčkách, ani jinde v brzdovém vedení. Pokud budou víčka dobře těsnit i při obtížném režimu závodu, rozhodně bych doporučil **monoblock** konstrukci brzdíče i pro příští vozy týmu CTU Cartech na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Výhodou této konstrukce je zejména úspora hmotnosti, což je pro závodní vůz velmi důležité. Pro úplnost proto ještě uvádím tabulku srovnání hmotností.

	vůz FS.08	vůz FS.09	úspora hmotnosti	úspora hmotnosti na celém voze
sestava předního brzdíče	581 g	467 g	114 g	422 g
sestava zadního brzdíče	344 g	247 g	97 g	

*Tab. 5: Srovnání hmotností brzdíčů vozů FS.08 a FS.09  
Zdroj: autor*





*Obr. 32: Sestava zadní kolové skupiny  
Zdroj: autor*

Brzdíče vozu jsme pro tuto sezonu osadili dvěma snímači teplot. Prvním, jak jsem již uvedl v kapitole 4, je snímač **TEXENSE CTK M4** namontovaný v neprůchozím víčku předního brzdíče, který funguje na principu jednoduchého termočlánku. Druhým je infračervený snímač **TEXENSE INFKL-800** připevněný na těhlici přední nápravy, snímající přímo teplotu kotouče. Získaná data o teplotách bych v budoucnu rád využil pro návrh příštích brzdových třmenů. Rád bych také v budoucnu obnovil měřicí stanoviště na brzdy, které bylo krátce používáno pro měření směsí destiček pro vůz FS.07. Naměřená data ze stanoviště a ze snímačů přímo na voze by v budoucnu sloužila zejména k vhodnějšímu výběru směsí brzdových destiček pro různé závody, případně pro přesnější návrh chlazení brzdových kotoučů.

## 7. Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout přední a zadní brzdové třmeny pro vůz FS.09 týmu CTU Cartech. Práce zahrnuje analýzu stávajícího řešení, výpočet základních parametrů brzdové soustavy, konstrukci předních a zadních brzdových třmenů, informace o výrobě a montáži a v neposlední řadě také poznatky z dosavadního provozu na voze FS.09.

Díky této práci jsem nabyl celou řadu nových, důležitých znalostí, které mi rozhodně budou výraznou oporou pro mé budoucí studium a působení v týmu. Doufám, že tato práce bude sloužit i jako inspirace pro další členy týmu, kteří se v budoucnu budou potýkat s obdobnou problematikou.

## 8. Použitá literatura

- [1] TRZESNIEWSKI, Michael. *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*. Wiesbaden: Vieweg Teubner, 2008. ISBN 978-383-4804-846.
- [2] ECKSTEIN, Lutz. *Fahrzeugtechnik I: Längsdynamik von Kraftfahrzeugen*. Aachen: Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2015. ISBN 978-3-940374-94-3.
- [3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily I*. Brno: Avid, 2007. ISBN 978-80-87143-03-2.
- [4] Rules: *Formula SAE* [online]. SAE International, 2017. [cit. 10. 6. 2017]. Dostupné z: <http://www.fsaeonline.com/>
- [5] ZAMPIERI, Alberto. *Modello dinamico di una vettura Formula Student*. Padova, Italia, 2016. Diplomová práce. Università degli Studi di Padova. Vedoucí práce Dott. Ing. Vittore Cossalter.
- [6] *Katalog brzdových destiček GOLDFren 2017* [online]. Holice: SPACEK PRODUCT, 2017 [cit. 2017-06-11]. Dostupné z: <http://www.goldfren.cz/>

## 9. Seznam obrázků

Obr. 1: Nejčastěji používané brzdové třmeny v soutěži - ISR 22-048 .....	3
Obr. 2: Sestava přední kolové skupiny FS.08.....	4
Obr. 3: Přední brzdový třmen FS.08.....	5
Obr. 4: Brzdové destičky GOLDFren 213.....	6
Obr. 5: Sestava zadní kolové skupiny vozu FS.08 .....	6
Obr. 6: Zadní brzdový třmen FS.08.....	7
Obr. 7: Zadní brzdová destička GOLDFren 238 .....	7
Obr. 8: Brzdový válec TILTON 77-Series .....	10
Obr. 9: Síly působící na vozidlo .....	11
Obr. 10: Závislost součinitele tření na svislé síle $F_z$ .....	13
Obr. 11: Závislost součinitele tření na $F_z$ pro reálný povrch .....	14
Obr. 12: Momentová rovnice kola.....	15
Obr. 13: Momentová rovnice předního kotouče.....	15
Obr. 14: Přední brzdový třmen .....	20
Obr. 15: Přední brzdový třmen s víčky.....	20
Obr. 16: řez XY sestavou předního brzdiče.....	21
Obr. 17: řez YZ sestavou předního brzdiče .....	21
Obr. 18: Sestava přední kolové skupiny .....	23
Obr. 19: Rozložení napětí v předním brzdovém třmenu .....	24
Obr. 20: Místa s nejvyšším napětím v předním brzdovém třmenu.....	25
Obr. 21: Zadní brzdič.....	26
Obr. 22: řez zadním brzdičem - spojení komor .....	27
Obr. 23: Sestava zadní kolové skupiny FS.09 .....	27
Obr. 24: Rozložení napětí v zadním brzdiči .....	28
Obr. 25: Výroba předního brzdového třmenu.....	30
Obr. 26: Vnitřní poloviny zadních brzdových třmenů.....	30
Obr. 27: Smontované brzdiče - pohled z boku .....	31
Obr. 28: Smontované brzdiče - pohled zespodu.....	31
Obr. 29: Vůz FS.09 při testování .....	32
Obr. 30: Izolační kroužky .....	33
Obr. 31: Sestava přední kolové skupiny vozu FS.09.....	34

Obr. 32: Sestava zadní kolové skupiny..... 35

## 10. Seznam tabulek

Tab. 1: Základní parametry brzd vozu FS.08 .....	8
Tab. 2: Hodnoty maximálního zpomalení při závodech v roce 2017 .....	10
Tab. 3: Základní parametry brzd vozu FS.09 .....	19
Tab. 4: Vlastnosti použitého materiálu EN AW-7075 T6 .....	24
Tab. 5: Srovnání hmotností brzdících vozů FS.08 a FS.09 .....	34

## 11. Seznam příloh

**Příloha 1:** Výkres předního brzdového třmenu

**Příloha 2:** Výkres zadního brzdového třmenu – vnitřní díl

**Příloha 3:** Výkres zadního brzdového třmenu – vnější díl

**Příloha 4:** Výkres průchozího víčka předního brzdového třmenu

**Příloha 5:** Výkres neprůchozího víčka předního brzdového třmenu

Přílohy na CD:

**Příloha 6:** CAD model sestavy předního brzdového třmenu

**Příloha 7:** CAD model sestavy zadního brzdového třmenu