



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Návrh brzdových třmenů pro vůz Formula Student

Brake calipers design for Formula Student car

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2020

Matěj CRHÁN



Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Lukáš PACOŇ



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Crhán** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **473568**
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 Formula Student

Název bakalářské práce anglicky:

Brake caliper design for Formula Student car

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte rešerši brzdových třmenů, popište jejich typy a jejich funkci. Stanovte okrajové podmínky pro návrh brzdového třmenu pro vůz soutěže Formula student a popište výhody vlastního řešení. Brzdový třmen navrhnete a provedete MKP výpočet. Návrh a výpočet porovnejte s původním brzdovým třmenem z hlediska hmotnosti, ceny, výrobní náročnosti a pevnosti.

Seznam doporučené literatury:

Milliken, William F., and Douglas L. Milliken. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, 1995.
Smales, H., 'High Performance Braking - The Design and Application of Liquid-Cooled Brake Calipers,' SAE Technical Paper 942549, 1994
Caplygin, D., 'Lightweight Separate Function Calipers with All Aluminium Alloy Housings,' SAE Technical Paper 800785, 1980

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


Ing. Lukáš Pácoň, ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel - FS

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


Datum zadání bakalářské práce: **28.04.2020**

Termín odevzdání bakalářské práce: **15.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Lukáš Pácoň
podpis vedoucí(ho) práce


doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
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.

28.4.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora: Matěj Crhán

Název práce: Návrh brzdových třmenů pro vůz Formula Student

Anglický název: Brake calipers design for Formula Student car

Rozsah práce:

44 stran

29 obrázků

2 tabulky

Akademický rok: 2019/2020

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň

Klíčová slova: brzdové třmeny, brzdy, Formula Student, návrh

Key words: brake calipers, brakes, Formula Student, design



Abstrakt

Práce popisuje základní fungování a rozdělení brzdových třmenů. Zabývá se rešerší třmenů, které používají týmy v soutěži Formula Student. Dále se v ní nachází návrh nového brzdového třmene a jeho MKP analýza a také MKP analýza třmene používaného na voze FSE08.

Abstract

The thesis describes the basic operation and categories of brake calipers. It deals with the search of solutions used by other teams in the Formula Student competition. It also contains the design of a new brake caliper and its FEM analysis and also the FEM analysis of the caliper used on the FSE08 car.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou na téma: “Návrh brzdových třmenů pro vůz Formula Student” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 13. 7. 2020

.....

(podpis autora)



Poděkování

Chtěl bych poděkovat Ing. Lukáši Pacoňovi za pomoc a rady při vytváření této práce.



Obsah

1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY	10
1.1 PŘEDSTAVENÍ SOUTĚŽE FORMULA STUDENT	10
1.2 FUNGOVÁNÍ BRZDOVÝCH TŘMENŮ	10
1.2.1 PNEUMATICKÉ TŘMENY	10
1.2.1 HYDRAULICKÉ TŘMENY	11
1.3 SOUČASNÉ ŘEŠENÍ	14
1.4 POUŽÍVANÉ MATERIÁLY	17
1.5 ŘEŠENÍ OSTATNÍCH TÝMŮ	18
1.5.1 SINTROVANÉ TŘMENY	19
1.5.2 ODLÉVANÉ TŘMENY	20
1.5.3 OBRÁBĚNÉ TŘMENY	21
2 NÁVRH	22
2.1 VÝPOČET BRZDNÉ SÍLY	22
2.2 STANOVENÍ MAXIMÁLNÍHO DOVOLENÉHO NAPĚTÍ PŘI NÁVRHU	25
2.2.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY	25
2.2.2 SÍŤ	25
2.2.3 VÝSLEDKY	26
3 NÁVRH NOVÉHO TŘMENU	29
3.1 MKP ANALÝZA NOVÉHO TŘMENU	31
4 VÝROBA TŘMENŮ	35
5 POROVNÁNÍ	37
6 ZÁVĚR	39
7 SEZNAM OBRÁZKŮ	40
8 SEZNAM TABULEK	43
9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	43



POUŽITÉ VELIČINY

Název	Označení	Jednotka
Maximální zpomalení	a_{max}	$[ms^{-2}]$
Tíhové zrychlení	g	$[ms^{-2}]$
Hmotnost vozu	m_v	$[kg]$
Hmotnost pilota	m_p	$[kg]$
Celková hmotnost	m	$[kg]$
Výška těžiště	h_t	$[mm]$
Rozvor	l	$[mm]$
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	l_1	$[mm]$
Brzdná síla	F	$[N]$
Celkové zatížení přední nápravy	F_p	$[N]$
Statické zatížení přední nápravy	F_{ps}	$[N]$
Dynamické zatížení přední nápravy	F_{pd}	$[N]$
Statické zatížení obou náprav	F_s	$[N]$
Statické zatížení zadní nápravy	F_{zs}	$[N]$
Dynamické zatížení zadní nápravy	F_{zd}	$[N]$
Celkové zatížení zadní	F_z	$[N]$
Brzdná síla na přední nápravě	F_{pbr}	$[N]$
Brzdný moment	M_{br}	$[Nm]$
Poloměr kola	r_k	$[mm]$
Střední poloměr brzdové destičky	r_{br}	$[mm]$
Součinitel tření	μ_d	$[-]$
Axiální síla	F_{pa}	$[N]$
Ideální průměr brzdných pístků	$d_{ideální}$	$[mm]$
Počet pístků	n_{pi}	$[-]$
Maximální tlak v brzdové kapalině	ρ	$[MPa]$
Maximální napětí	σ_{max}	$[Nmm^{-2}]$



1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

V současnosti se zabývám návrhem brzdové sestavy pro závodní vůz, který soutěží v kategorii Formula Student.

1.1 PŘEDSTAVENÍ SOUTĚŽE FORMULA STUDENT

Soutěž Formula SAE vznikla roku 1980 v Austinu v Texasu. Tato inženýrská soutěž se rychle rozšířila po celém světě. Nyní v rámci jejího žebříčku soutěží více než 500 týmů z celého světa. Závody jako takové se skládají ze statických a dynamických disciplín, jež jsou bodově hodnoceny. Mezi statické disciplíny se řadí cost report, EDR a business plán. Mezi dynamické patří akcelerace, autokros, skid-pad a endurance. Na základě součtu získaných bodů ze všech disciplín se následně určuje pořadí týmů. Cílem je navrhnout a poté závodit s vozem, který si studenti vysoké školy sami postaví.

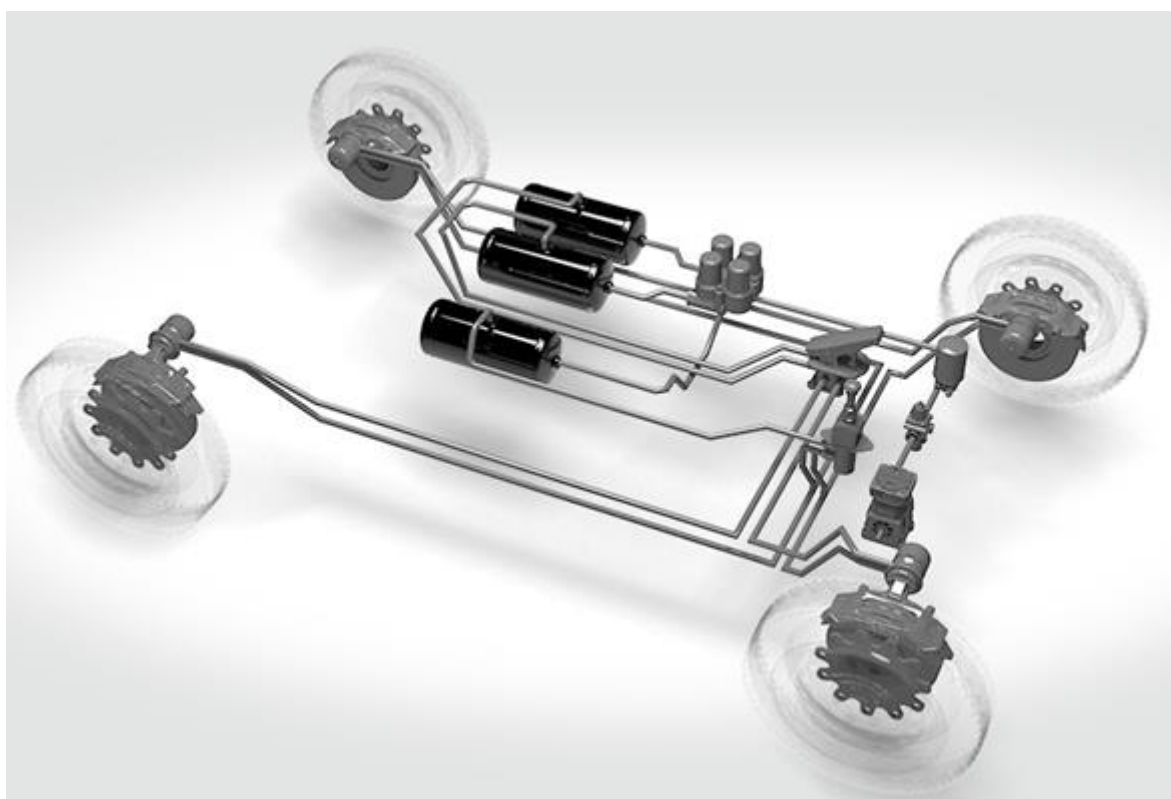
Během roku se koná celkem 12 závodů v různých zemích, na kterých se setkávají soutěžní týmy. Na každých závodech probíhají odděleně soutěže mezi spalovacími, elektrickými a bezpilotními vozy.

1.2 FUNGOVÁNÍ BRZDOVÝCH TŘMENŮ

Funkcí brzdového třmenu je zastavit vozidlo, ve kterém je instalován. Základním principem, který se při tom využívá, je prostá přeměna energie. Brzdový třmen je pevně uložen na těhlici a prostřednictvím pístků přitlačuje brzdové destičky na brzdový kotouč. Ten je uložen na otáčejícím se kole a díky tření mění kinetickou energii na teplo. Základní dělení třmenů je podle pracovního média na pneumatické a hydraulické.

1.2.1 PNEUMATICKÉ TŘMENY

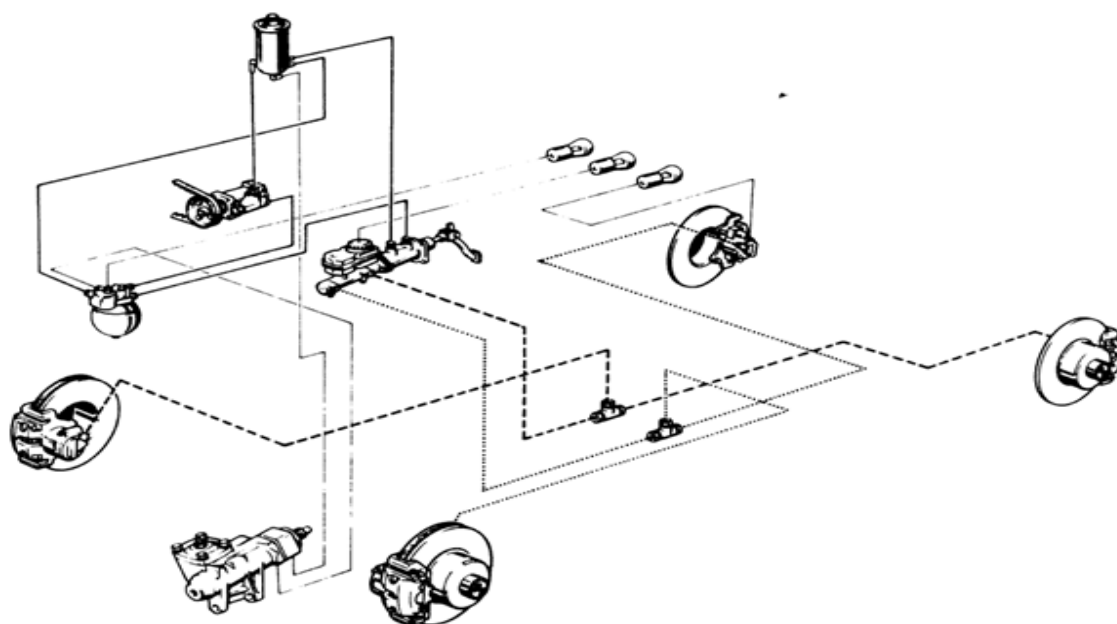
Pneumatické třmeny můžeme najít např. u vlaků a kamionů. Velkou výhodou tohoto typu brzd je jednoduché propojení více okruhů (např. při připojení návěsu nebo dalších vagónů v případě vlaku), dalším nesporným plusem je spolehlivost. Takto konstruované brzdy využívají tlak ve vedení k odbrzdění nikoli k vyvíjení brzdné síly. To zabezpečuje vzduch stlačený v rezervoárech připojených ke třmeni. Díky tomu při poškození nebo ztrátě tlaku ve vedení z jakéhokoli důvodu dojde k zabrzdění a zastavení soustavy. Nevýhodou těchto jednotek jsou především velké zástavbové rozměry pro celý agregát (Obrázek 1- kompresor, tlakový rezervoár, třmeny, regulační ventil, řídicí jednotka), proto jsou v aplikaci závodního vozu nepoužitelné.



Obrázek 1: Schéma zapojení pneumatického brzdového okruhu

1.2.1 HYDRAULICKÉ TŘMENY

Hydraulické brzdy využívají k rozvodu tlaku brzdovou kapalinu (schéma zapojení Obrázek 2). Kapalina je stlačována pomocí brzdových válců, které jsou ovládány řidičem při



Obrázek 2: Schéma zapojení hydraulického brzdového okruhu



sešlápnutí brzdového pedálu. Brzdové třmeny můžeme dělit podle uložení na pevné (Obrázek 4) a plovoucí (Obrázek 3). Plovoucí třmeny se používají především u běžných automobilů určených k užitkovému provozu, kde nejsou na třmeny kladeny extrémní nároky.

Plovoucí třmen (Obrázek 3) má na jedné straně klasické výsuvné pístky a na druhé pístky nejsou, jsou zde pouze destičky. Při brždění se celý třmen posouvá, aby dolehly obě dvě strany na brzdový kotouč.



Obrázek 3: Plovoucí třmen TRW BHN952E- Škoda Octavia II

Pevně uložené třmeny (Obrázek 4) nacházíme u aut vyšší cenové kategorie. Pístky jsou po obou stranách brzdového třmenu a při brždění se vysouvají a přitlačují destičky z obou stran kotouče. Při této aplikaci se počet pístků, při stejném počtu pístků na jedné straně jako u plovoucích, zdvojnásobí. To umožňuje u pevných třmenů, které mají podobné zástavbové rozměry (jako třmeny plovoucí) a shodný tlak v hydraulickém vedení, vytvořit dvojnásobnou plochu brzdových pístků, tedy i dvojnásobnou sílu, kterou jsou destičky stlačovány. Důsledkem jsou ovšem vyšší požadavky na tuhost třmenu.



brembo

Obrázek 4: Třmen Brembo GT-R



1.3 SOUČASNÉ ŘEŠENÍ

V soutěži Formula Student studenti vysokých škol navrhují svůj vlastní závodní vůz, se kterým následně soutěží na jednotlivých akcích. Porovnávají se mezi sebou jak v dynamických, tak ve statických disciplínách. V našem týmu se již 6. sezónu používaly třmeny ISR 22-048 (Obrázek 5).

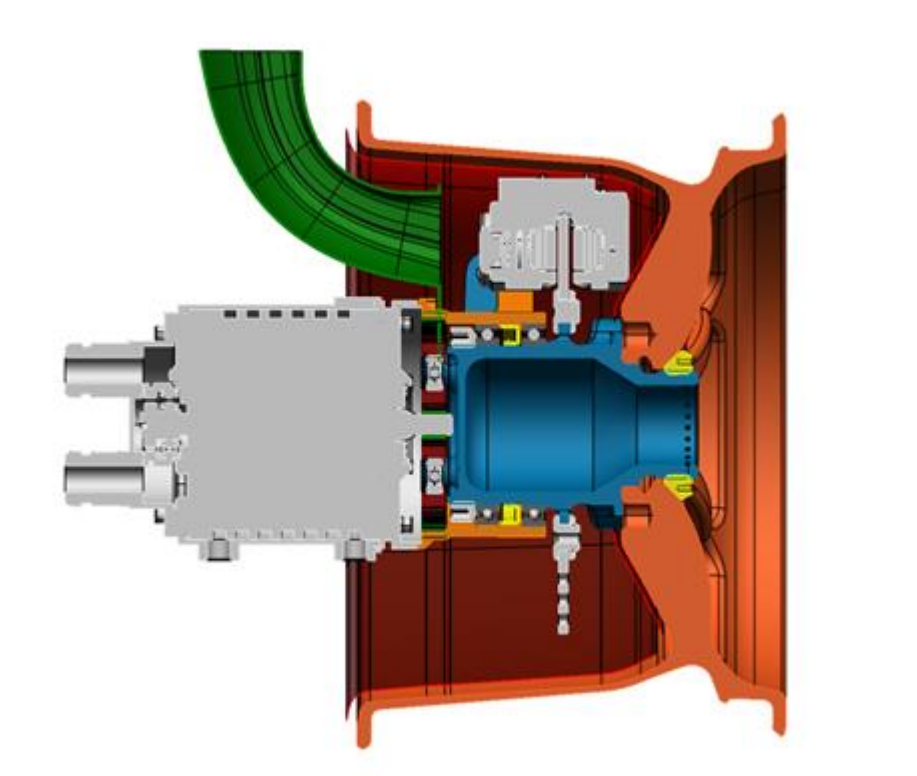


Obrázek 5: Třmen ISR 22-048

S tímto třmenem jsme měli problémy kvůli obtížnému servisu, kdy se nedařilo odvzdušnit první komoru. Tento problém spolu s relativně vysokou pořizovací cenou mě vedl k návrhu třmenů vlastních. Vzhledem ke kusovému charakteru výroby se sice celkové náklady na jeden třmen nemusí snížit, nicméně celý proces obrábění a následné povrchové úpravy financují týmu sponzoři, u kterých máme v současnosti nevyužitý celý rozpočet. Cena materiálu, který si budeme muset nakoupit, je pouze zlomkem z celé ceny. Výsledná zátěž pro týmový rozpočet se tedy nakonec sníží. Mým dalším cílem je také dosáhnout vyšší tuhosti a pokusit se nezvýšit hmotnost.

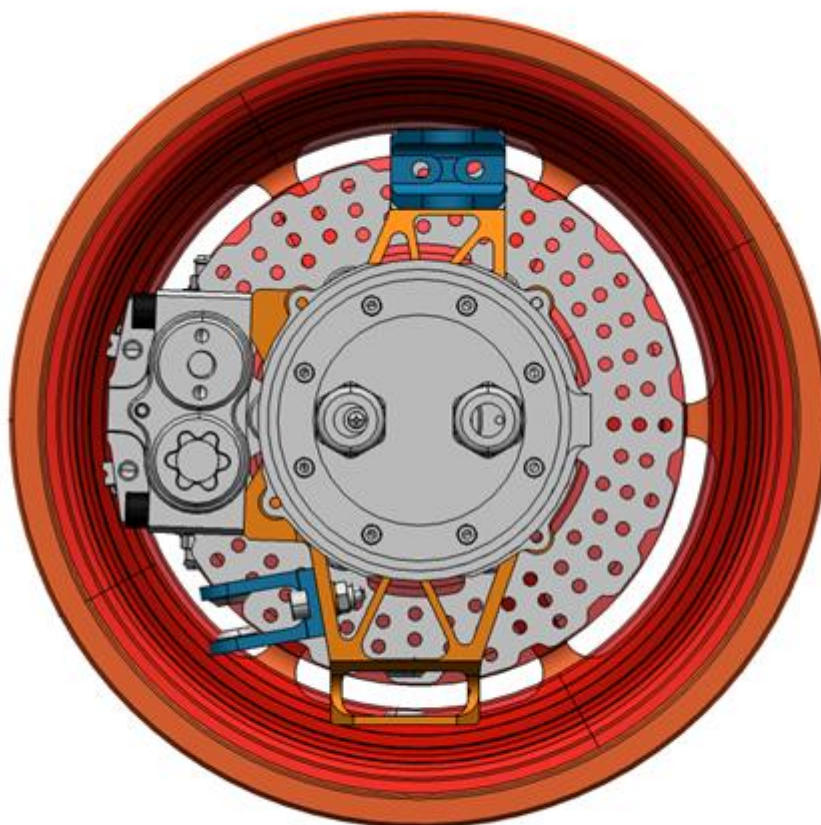


Z obrázku 6 a 7 je vidět, že současně používaný model třmenu, tedy ISR 22-048, do zástavbových prostorů pasuje s minimální rezervou. Z důvodu takto malého zástavbového



Obrázek 6: Řez kolovou zástavbou FSE08

prostoru nelze použít konkurenční sériově vyráběné čtyř-pístkové třmeny např. od firmy AP Racing nebo BREMBO. Třmeny od těchto výrobců zasahovaly do ochranné zóny kolem kola, což by mohlo vést ke střetu kola a třmenu a následné havárii. Třmeny ISR se při nejdelším závodě (okruh endurance měřící 22 km) stabilně drží na horní hraně provozní teploty, aby nedošlo k přehřátí brzdové kapaliny, je potřeba této skutečnosti věnovat při návrhu pozornost. Přehřívání by šlo řešit zvětšením ofukovaného povrchu třmenu, čímž by se zvýšil odvod tepla, to ale neumožňují malé zástavbové prostory a řešení není ideální ani z hlediska přidané hmotnosti. Chtěl bych tedy zkusit snížit přestup tepla z destiček do pístků vložením plechu z nevodivého materiálu.



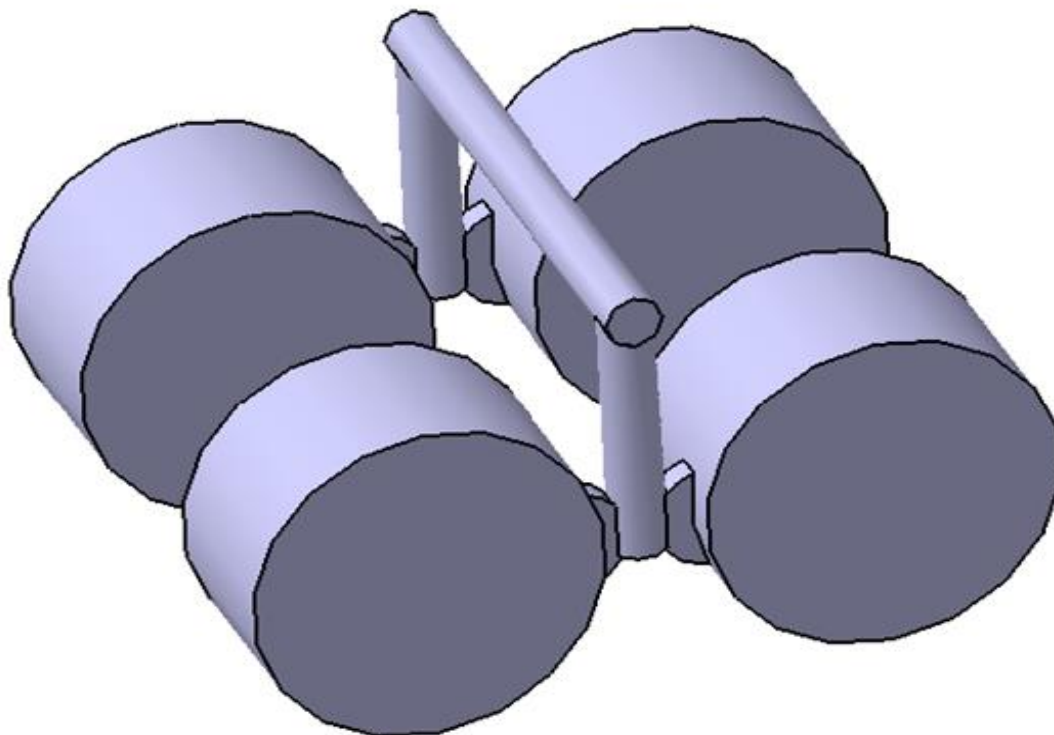
Obrázek 7: Kolová zástavba FSE 08

Testování třmenu a odhalování případných nedostatků v návrhu bude probíhat přímo na nejnovější generaci monopostu. Je důležité, aby v případě jakýchkoli chyb bylo možné třmeny mezi sebou vyměnit, proto musím zachovat přípojný body, průměr i tloušťku brzdového kotouče a jeho axiální vzdálenost od pozice pro uchycení třmenu.

Dalším problémem, kterému je potřeba věnovat pozornost, je umístění odvzdušňovacích šroubů. Na stávajícím třmenu se dva odvzdušňovací šrouby nachází v zadní komoře brzdového třmene (Obrázek 1- strana vzdálenější od přívodu brzdové kapaliny). Brzdová kapalina tedy musí při odvzdušňování okruhu skrz propojovací kanál vytlačit vzduch, který se ale kvůli tvaru komor hromadí i v první z nich. Odvzdušnění tohoto okruhu tak trvá dlouho a zůstává zde malé množství vzduchu, které se nepodaří ze třmenu dostat pryč. Pokud se jeden z odvzdušňovacích šroubů přesune do první z komor, bude



možné nejprve úplně odvzdušnit první komoru a následně vytlačovat vzduch pouze z komory druhé (Obrázek 8).



Obrázek 8:7 Tvar komor- třmen ISR 22-048

1.4 POUŽÍVANÉ MATERIÁLY

V současnosti jsou při výrobě třmenů nejrozšířenější dva materiály a to slitiny hliníku EN AW-7075 a EN AW-6061. EN AW-6061 se používá pro běžné aplikace, kde preferujeme nižší cenu před lepšími mechanickými vlastnostmi.

Tabulka 1: Srovnání vybraných materiálů

Materiál	EN AW- 6061	EN AW-7075	Ti-6Al-4V (Grade 5)	ČSN 11 600
Hustota $[kgm^{-3}]$	2700	2810	4429	7850
Tvrdość HB [-]	70	170	334	
Mez pevnosti $[Nmm^{-2}]$	215	540	1000	710
Mez kluzu $[Nmm^{-2}]$	160	470	910	325



Z tabulky 1 je patrné, že EN AW-7075 má téměř trojnásobně vyšší hodnotu meze kluzu než levnější EN AW-6061 při nepatrně vyšší hustotě. Pro závodní aplikace, kde se klade důraz na podaný výkon a cena je až na druhém místě, se využívá EN AW-7075. Pro srovnání běžná konstrukční ocel ČSN 11 600 má mez kluzu o 145 Nmm^{-2} nižší než EN AW-7075, ale hustota této oceli je více než dvojnásobná oproti hliníkové slitině. Alternativním materiálem, který se ke konstrukci třmenů používá, je slitina titanu. Využívá se zatím jen velice okrajově a to hlavně kvůli vysoké cenové a časové náročnosti výroby. Třmeny sintrované z titanu (Obrázek 9) lze najít například u ikonického supersportu Buggati Chiron. U Chironu se povedlo konstruktérům díky sintrování z titanu snížit hmotnost těchto třmenů o 40% oproti předchozím generacím.



Obrázek 10: Třmen Bugatti Chiron

1.5 ŘEŠENÍ OSTATNÍCH TÝMŮ

V soutěži se lze setkat i jiným řešením konstrukce třmenů. Najdeme zde třmeny obráběné z monobloku (Obrázek 1), odlévané a následně obrobené (Obrázky 12, 13), sintrované a doobrobené (Obrázky 10, 11).



1.5.1 SINTROVANÉ TŘMENY

Sintrované třmeny (Obrázky 10, 11) jsou z návrhového hlediska výhodné, protože si jako



Obrázek 14: Třmen TU FAST



Obrázek 111: Třmen TU Wien Racing

konstruktér může volit téměř libovolný tvar. Tyto díly pak lze jednodušeji integrovat do



zástavbových prostorů. Sintrování umožňuje výrobu tvarově optimalizovaných dílů. Díky tomu lze vytvářet „organické“ struktury, které jsou z pravidla lehčí při zachování stejných mechanických vlastností. Výhodou je, že není potřeba vrtat kanálky pro brzdovou kapalinu spojující jednotlivé pístky. Problém se sintrováním je především cenová náročnost, takto vyrobený díl je až 10krát dražší než stejně velký obrobek.

1.5.2 ODLÉVANÉ TŘMENY

Odlévané třmeny (Obrázky 12, 13) v sobě kombinují některé výhody sintrovaných a cenovou dostupnost třmenů obráběných. Při odlévání si lze navrhnout výsledný tvar



Obrázek 118: Třmen NTNU



Obrázek 15: Třmen Racetech



třmenu složitější než u obrábění, nicméně tato technologie neumožňuje tak složité tvary jako sintrování. Také přesnost odlitku je několikanásobně horší než u sintrování. Jedinými částmi, které je nutné doobrobit, jsou průměry pro uložení pístků a těsnících gumiček, dosedací plochy pro montáž, propojovací kanálek pro brzdovou kapalinu a místo pro připojení odvodušňovacího šroubu. Nedostatkem odlévaných třmenů je především kvalita materiálu, který můžeme odlévat.

1.5.3 OBRÁBĚNÉ TŘMENY

Obrábění je nejčastějším způsobem výroby brzdových třmenů. Při velkosériové výrobě se polotovary pro obrábění kovají. V současnosti jsou třmeny obráběné z monobloku produktem vrcholných řad všech předních výrobců závodních brzdových systémů jako BREMBO, Akebono nebo AP Racing.



2 NÁVRH

2.1 VÝPOČET BRZDNÉ SÍLY

Při návrhu vycházím z dat, které jsme pomocí GPS sesbírali při testování posledního monopostu FSE 08. Hodnota maximálního zpomalení, kterého vůz dosáhl, byla $a_{max}=1,63*g$. Při překročení této hodnoty došlo k zablokování kol. Pokud tedy vezmeme jako referenční tuto hodnotu, můžeme určit ze vzorce (1) sílu, kterou je auto zpomalováno.

$$F = a_{max} * m \quad (1)$$

Hmotnost vozu $m_v = 205kg$, hmotnost pilota $m_p = 75 kg$,

celková hmotnost $m = m_v + m_p = 280kg$

$$F = a_{max} * m * g = 1,63 * 280 * 9,81 = 4477,3 N \quad (2)$$

Pokud známe sílu, jakou potřebujeme vůz brzdít, můžeme ze znalosti umístění těžiště určit rozdělení zatížení na nápravy při zpomalování.

výška těžiště $h_t = 312 mm$, rozvor $l=1540 mm$, vzdálenost těžiště od zadní nápravy $l_1 = 723,8 mm$

Zatížení přední nápravy se bude skládat ze statické složky F_{ps} a dynamické složky F_{pd} .

$$F_p = F_{ps} + F_{pd} \quad (3)$$

Nejprve určíme statické zatížení obou náprav.

$$F_s = m * g = 9,81 * 280 = 2746,8 N \quad (4)$$

Z momentové věty k zadnímu styčnému bodu kola nyní určíme zatížení přední nápravy.

$$F_{ps} = \frac{m * g * (l - l_1)}{l} = \frac{280 * 9,81 * (1540 - 723,8)}{1540} = 1291 N \quad (5)$$

Z celkového statického zatížení a zatížení přední nápravy určíme zatížení zadní nápravy F_{zs} .

$$F_{zs} = F_s - F_{ps} = 2746,8 - 1291 = 1455,8 N \quad (6)$$



Dynamické zatížení přední nápravy F_{pd} zjistíme stejně jako statické z momentové rovnice k zadnímu styčnému bodu.

$$F_{pd} = \frac{m * a_{max} * h}{l} = \frac{280 * 9,81 * 1,63 * 312}{1540} = 907,1 \text{ N} \quad (7)$$

Dynamické zatížení zadní nápravy F_{zd} je stejné jako F_{pd} .

$$F_{zd} = F_{pd} = 907,1 \text{ N} \quad (8)$$

Celkové zatížení přední nápravy je tedy:

$$F_p = F_{ps} + F_{pd} = 2198,1 \text{ N} \quad (9)$$

Celkové zatížení zadní nápravy je:

$$F_z = F_{zs} - F_{zp} = 1455,8 - 907,1 = 548,7 \text{ N} \quad (10)$$

Zjistíme poměr zatížení přední a zadní nápravy, abychom věděli jak rozdělit brzdou sílu mezi jednotlivé nápravy.

$$\frac{F_p}{F_z} = \frac{2198,1}{548,7} = 4,006 \quad (11)$$

Z tohoto poměru je patrné, že distribuce zatížení na přední nápravu činí 80%. Celková brzdná síla vyvinutá F_{pbr} na přední nápravě bude tedy

$$F_{pbr} = F * 0,8 = 3767,04 \text{ N} \quad (12)$$

Nyní nás zajímá, jakou axiální silou F_{pa} na brzdový kotouč musí být přitlačovány brzdové destičky, abychom vyvinuli brzdny moment M_{br} . Brzdny moment kompenzuje moment vyvozeny silou F_{pbr} , která působí ve styčném bodě kola a vozovky. Známe: poloměr kola $r_k=200\text{mm}$, střední poloměr brzdové destičky $r_{br}=85\text{mm}$, součinitel tření mezi brzdovou destičkou a brzdovým diskem $\mu_d=0,4$

$$M_{br} = F_{pbr} * r_k = 0,02 * \frac{3767,04}{2} = 376,704 \text{ Nm} \quad (13)$$

Na brzdovém kotouči určíme potřebnou radiální brzdou sílu F_{prad} .

$$F_{prad} = \frac{M_{br}}{r_{br}} = \frac{376,704}{0,085} = 4431,8 \text{ N} \quad (14)$$



Zbývá určit axiální sílu F_{pa} .

$$F_{pa} = \frac{F_{prad}}{\mu_d} = \frac{4431,8}{0,4} = 11079,5 \text{ N} \quad (15)$$

Z axiální síly F_{pa} a tlaku měřeného v brzdovém okruhu p_{real} nyní můžeme určit ideální průměr brzdných pístků $d_{ideální}$. Pro návrh jsem si zvolil počet pístků $n_{pi}=4$.

$$d_{ideální} = \left(\frac{F_{pa} * 4}{n_p * \pi * p_{real}} \right)^{0,5} = \left(\frac{11079,5 * 4}{4 * \pi * 5,5 * 10^6} \right)^{0,5} = 0,0253,2m = 25,32 \text{ mm} \quad (16)$$

Pro dosažení ideálního průměru pístku by bylo potřeba vyrábět nestandardizované těsnící kroužky. Tyto kroužky se vyrábí s vysokou přesností a z materiálu, kterému nevadí vysoká teplota v brzdovém obložení a také odolává agresivní brzdové kapalině. Vlastní vývoj těchto kroužků je nesmyslný, proto použijí nejbližší standartní rozměr tedy 25mm. Aby nedošlo k odchýlení od ideální brzdné síly na přední nápravě, je potřeba regulovat poměr sil, kterými se působí na pumpy předního a zadního okruhu. K tomu slouží vahadlo (obr. 14), které uloženo v loži pedálu a lze pomocí něj nastavit rozdělení síly vyvozené pedálem mezi jednotlivé okruhy. Při nastavování se mění poměr vzdáleností pump od středu vahadla otáčením závitové tyče.



Obrázek 14: Vahadlo

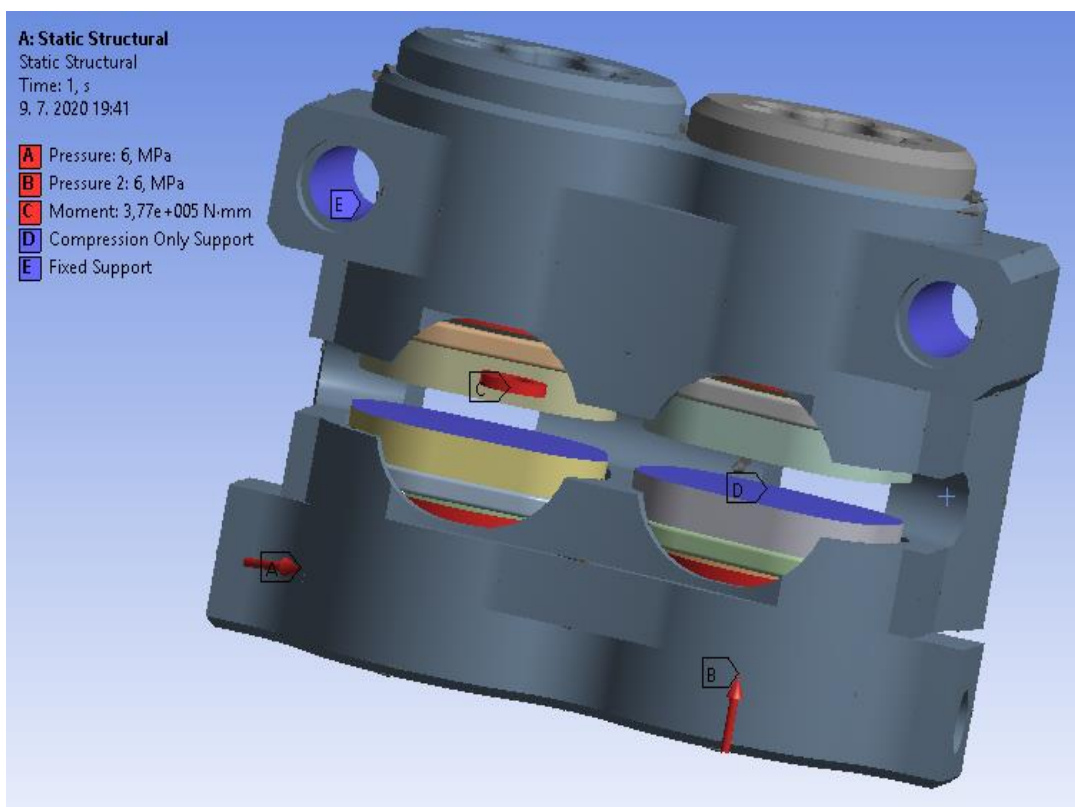


2.2 STANOVENÍ MAXIMÁLNÍHO DOVOLENÉHO NAPĚTÍ PŘI NÁVRHU

Při určení maximálního dovoleného napětí jsem využil analýzu pomocí metody konečných prvků. Analýzu jsem prováděl v programu ANSYS. Jako referenční model pro výpočet jsem zvolil třmeny ISR 22-048, které jsou v současnosti používány na voze FSE08.

2.2.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jako okrajové podmínky (Obrázek 15) pro zatěžování jsem zvolil brzdný moment (M_{br}) vypočtený v kapitole 2.1 a maximální tlak v brzdové kapalině ($p=6$ MPa). Zatěžovací podmínky jsou vidět na obrázku 27. Tělo třmene je uchyceno pevnou vazbou v dírách pro šrouby (Obrázek 15 - E), pístky jsou posuvně uloženy v těle třmenu. Destičky jsou na pístky připojeny pevnou vazbou a nesmí se pohybovat směrem ke kotouči (Obrázek 15 - D). Komory, kde se bude nacházet brzdová kapalina, jsou zatíženy tlakem 6 MPa (Obrázek 15 - A, B). Brzdný moment je aplikován na brzdové destičky (Obrázek 15 - C).



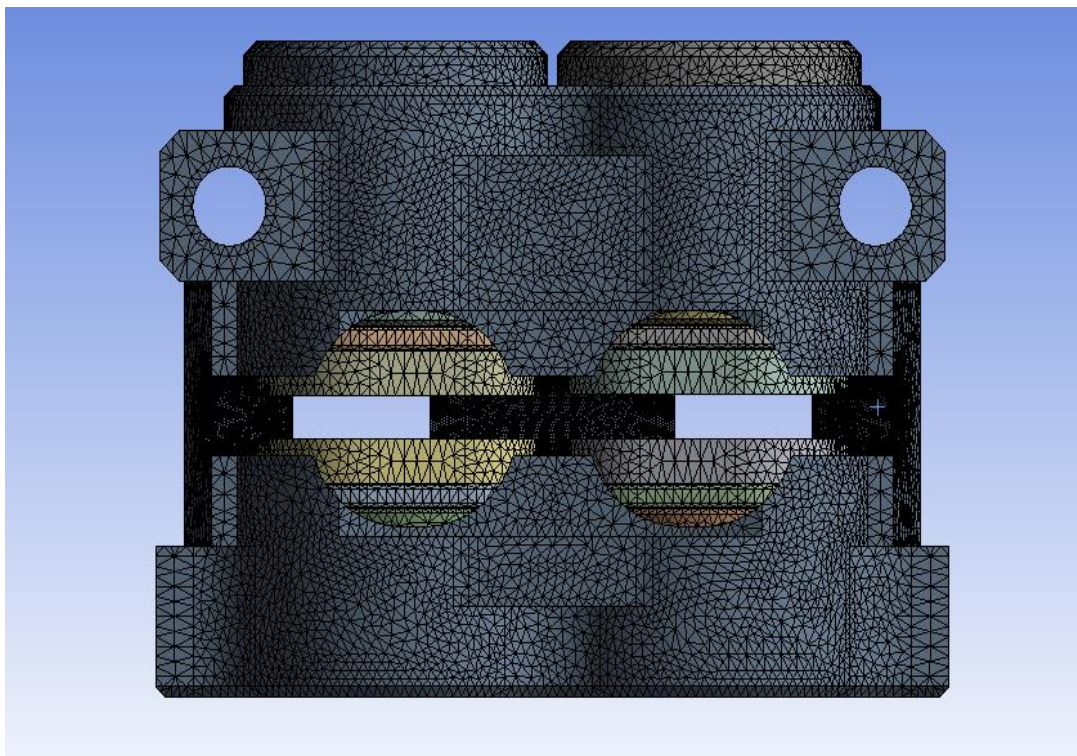
Obrázek 21: Okrajové podmínky

2.2.2 SÍŤ

Po konzultaci s vedoucím práce jsem zvolil velikost elementu sítě 1 mm (Obrázek 16). Při této velikosti se napětí téměř v celé součásti podle simulace rozkládá plynule a nejsou zde velké rozdíly mezi sousedními elementy, což by neodpovídalo realitě.



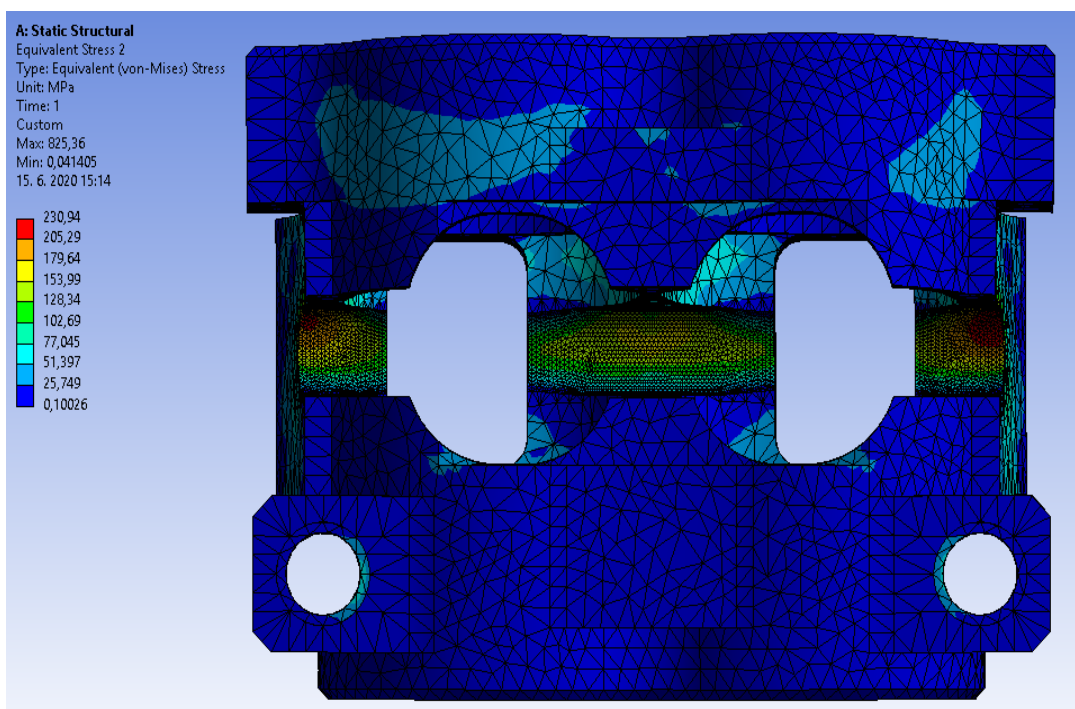
Výjimkou je část, která spojuje obě poloviny třmenu, zde bylo potřeba zjemnit síť na 0,4 mm.



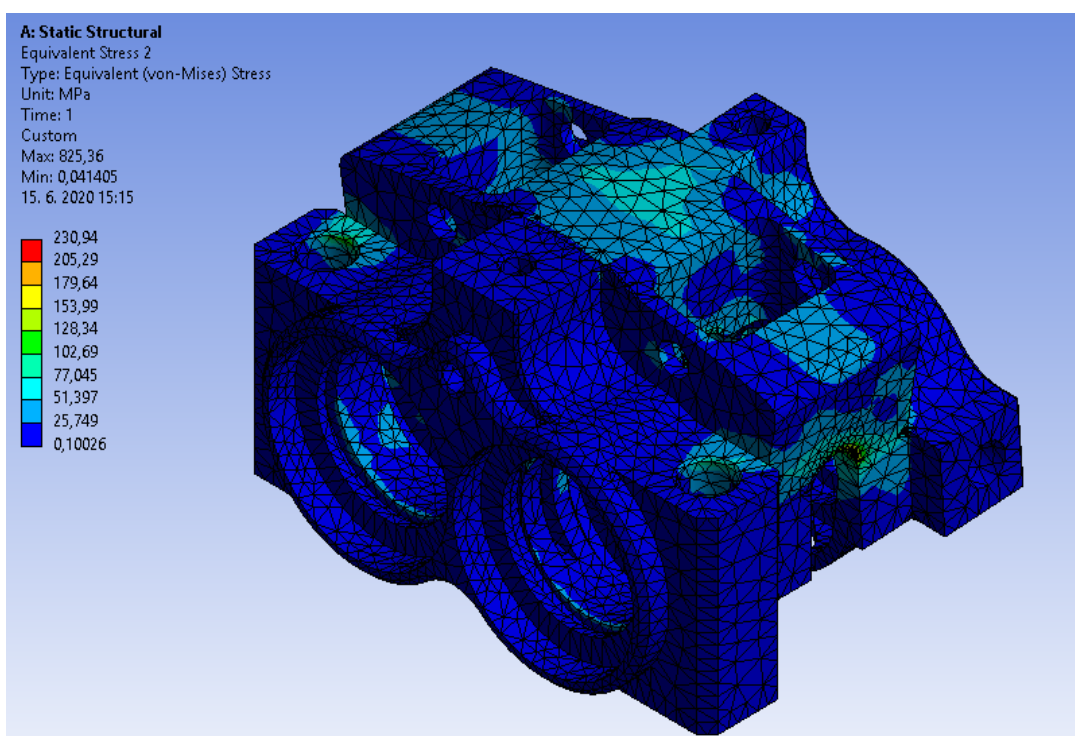
Obrázek 22: Síť pro výpočet

2.2.3 VÝSLEDKY

Z obrázků 17 a 18 je patrné, že nejvíce namáhaná je střední část třmenu, která spojuje jeho pravou a levou stranu. Maximální napětí, které se zde nachází, se pohybuje kolem $\sigma_{\max}=230 \text{ Nmm}^{-2}$. Toto napětí budu při svém návrhu využívat jako maximální přípustné.



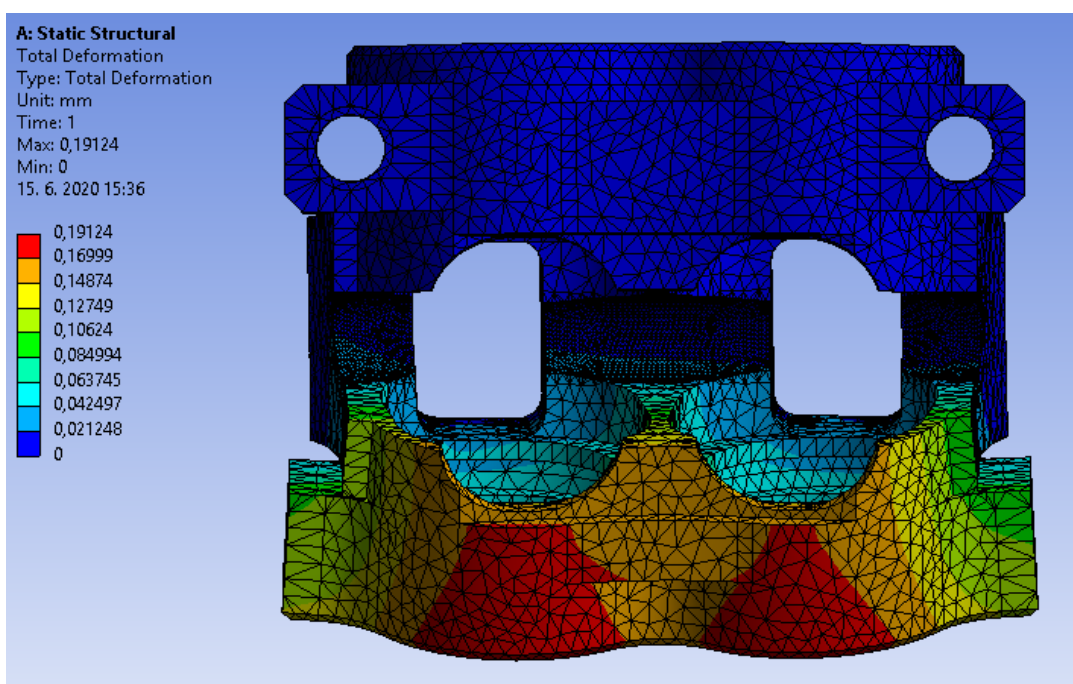
Obrázek 26: MKP ISR - napětí, pohled zespoda



Obrázek 23: MKP ISR – napětí, izometrický pohled



Na obrázku 19 si můžeme prohlédnout maximální výchylku, o kterou se při plném zatížení spodek třmenu posune. Hodnota 0,191 mm by mohla být příliš vysoká, což může být způsobeno tím, že třmen je původně určen pro motocykly kubatury 125 ccm. Brzdný moment potřebný k dosáhnutí zpomalení 1 g, které tyto motocykly nejčastěji dosahují, je 870 Nm, což po přepočtu na brzdou sílu je 2820 N. Tato hodnota odpovídá pouze 2/3 síly, která je potřebná ve voze FSE08.



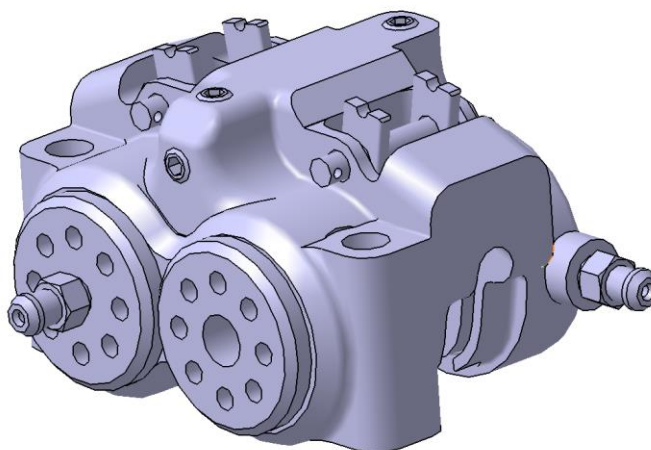
Obrázek 29: MKP ISR - deformace



3 NÁVRH NOVÉHO TŘMENU

Při návrhu nového třmenu jsem se rozhodl začít od skutečností, uvedených v kapitole 1. Z důvodů malých zástavbových prostorů a požadavku na zaměnitelnost se třmenem používaným v současnosti bylo nutné zachovat rozteč šroubů pro uchycení a jejich polohu vůči brzdovému kotouči. Jelikož se vypočtená hodnota průměru pístků neliší od velikosti pístků ve stávajících třmenech, bylo výhodné zachovat i jejich polohu. S tím souvisí i volba stejných brzdových destiček. Od firmy Goldfren se mi bohužel nepodařilo získat závislosti součinitele tření destiček na teplotě, takže jsem neměl data k tomu, abych mohl volit případně jinou řadu destiček s jinou směsí. Pokud by se nový třmen osvědčil, není problém do budoucna přizpůsobit jeho konstrukci jinému typu destiček, popřípadě provést i jiné drobné změny.

Při údržbě třmenů ISR 22-048 jsem narazil na problém týkající se jejich odvodu vzduchu, jak jsem zmínil v kapitole 1. Tento problém jsem řešil přidáním odvodu vzdušného ventilu do první komory (Obrázek 20 vlevo). To by mělo vést k zjednodušení servisu, který trval někdy i 2 hodiny. Ztráta tohoto času při soutěžích je nežádoucí. Vzhledem k umístění šroubů, které drží třmen připevněný k těhlici, nebylo možné do komory vrtat z boku, aniž by došlo k přílišnému oslabení stěny. Umístil jsem proto odvodu vzdušného ventilu do víčka komory.

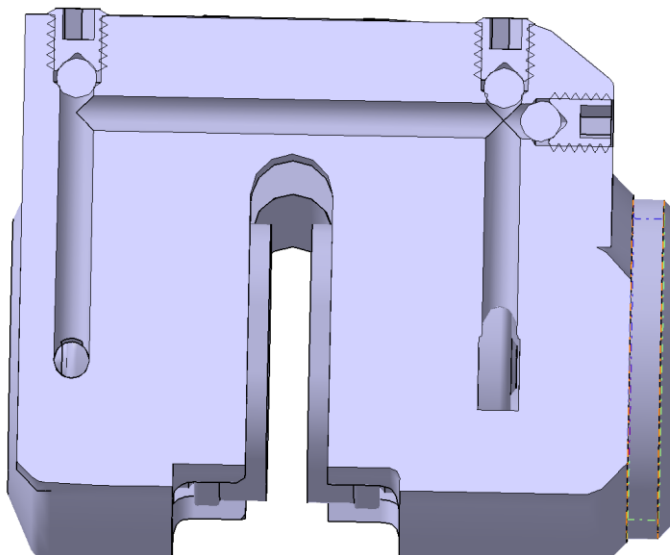


Obrázek 20: Nový třmen

Jelikož jsem volil konstrukci monoblock, celé tělo třmenu obrobené z jednoho kusu, bylo nutné propojit navzájem obě komory. Propojení lze řešit buď trubičkou vedoucí mimo tělo třmenu, nebo vrtáním kanálů přímo od těla třmenu. V mém návrhu zajišťují propojení



vrtané kanály, které jsou vidět na obrázku 21. Těsnost těchto kanálů zabezpečuje kulička, která je zajištěna pomocí stavěcího šroubu a dosedá na kuželovou plochu.



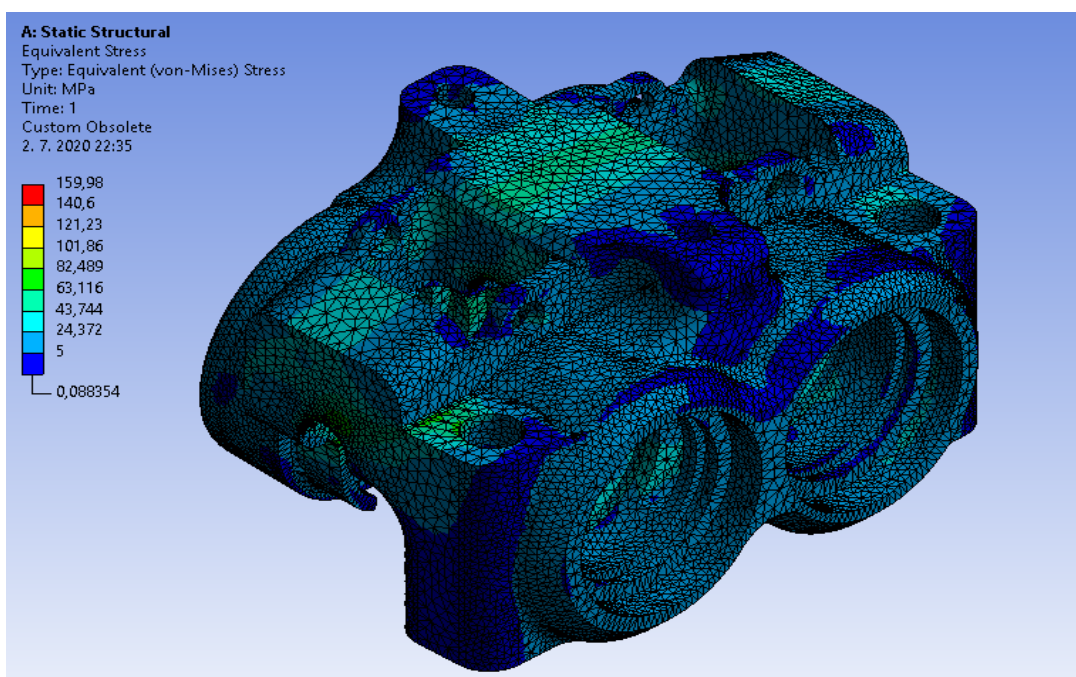
Obrázek 21: Nový třmen - propojení komor

V další řadě bylo nutné zmírnit přestup tepla z destiček skrz pístky do brzdové kapaliny, abych předešel jejímu přehřátí. V původních třmenech se tento problém řešil vícevrstevným povlakem hliníkového pístku, který přestup tepla redukoval. Vzhledem k tomu, že k podobné technologii nemáme jako tým v současnosti přístup, lze tento problém řešit dalšími způsoby. Pokud například nahradím materiál pístků, místo hliníku použiji korozivzdornou ocel. Tepelná vodivost korozivzdorné oceli je téměř 5krát menší než u hliníku (35 oproti $165 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$). Nicméně pokud bych volil tuto možnost, zvýším zbytečně hmotnost všech pístků. Jako řešení jsem zvolil destičku z titanového plechu (tepelná vodivost $22 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) vloženou mezi brzdové destičky a hliníkový pístek. Plíšek bude kopírovat tvar brzdové destičky. Kolem destiček je třmen tvarován tak, aby nemohlo dojít k jejich vyhnutí do stran, proto není potřeba plíšek dodatečně pojišťovat proti pohybu do stran. Tento plíšek by měl v kombinaci s povrchem pístku, který je eloxovaný, sloužit jako náhrada za vícevrstvý povlak. Vrstva Al_2O_3 pomáhá také zpomalit přestup tepla do těla pístku.

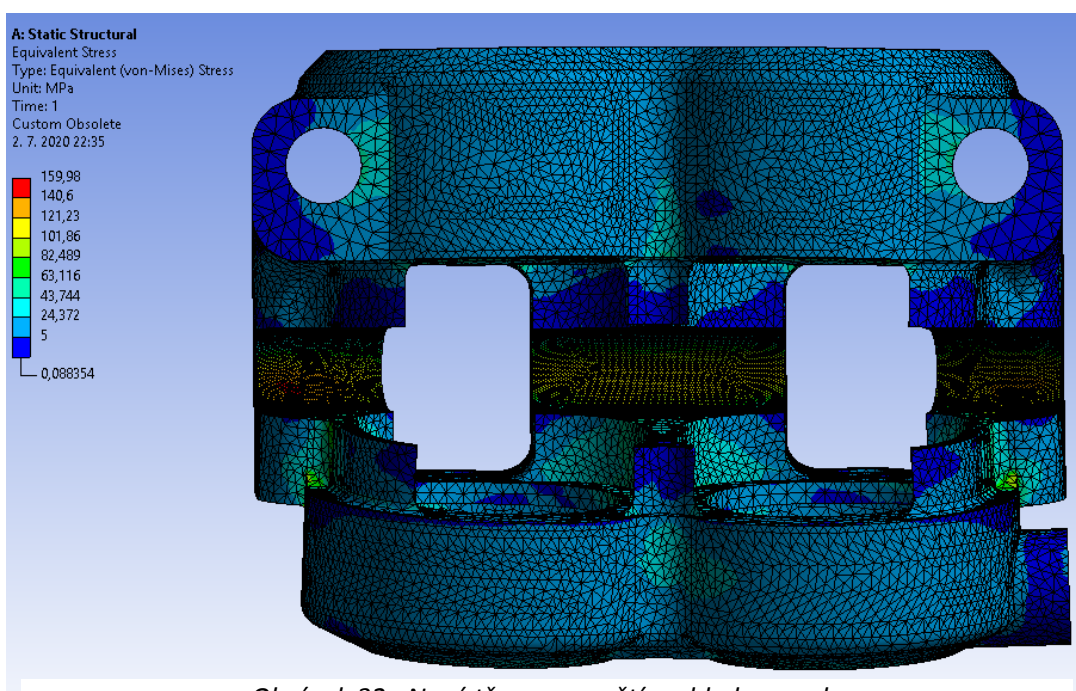


3.1 MKP ANALÝZA NOVÉHO TŘMENU

Okrajové podmínky a síť jsou pro výpočet nového třmenu nastaveny stejně jako u předchozí simulace třmenu ISR. Na obrázcích 22 a 23 si můžeme prohlédnout rozložení napětí v těle nového třmenu. Vidíme, že přibližně odpovídá rozložení napětí z obrázků 17 a 18 avšak maximální hodnoty, kterých napětí dosahuje, se pohybují kolem 160 Nmm^{-2} . Menší napětí v můstku, který spojuje obě komory, se pozitivně podepsalo na hodnotách maximálních výchylek.



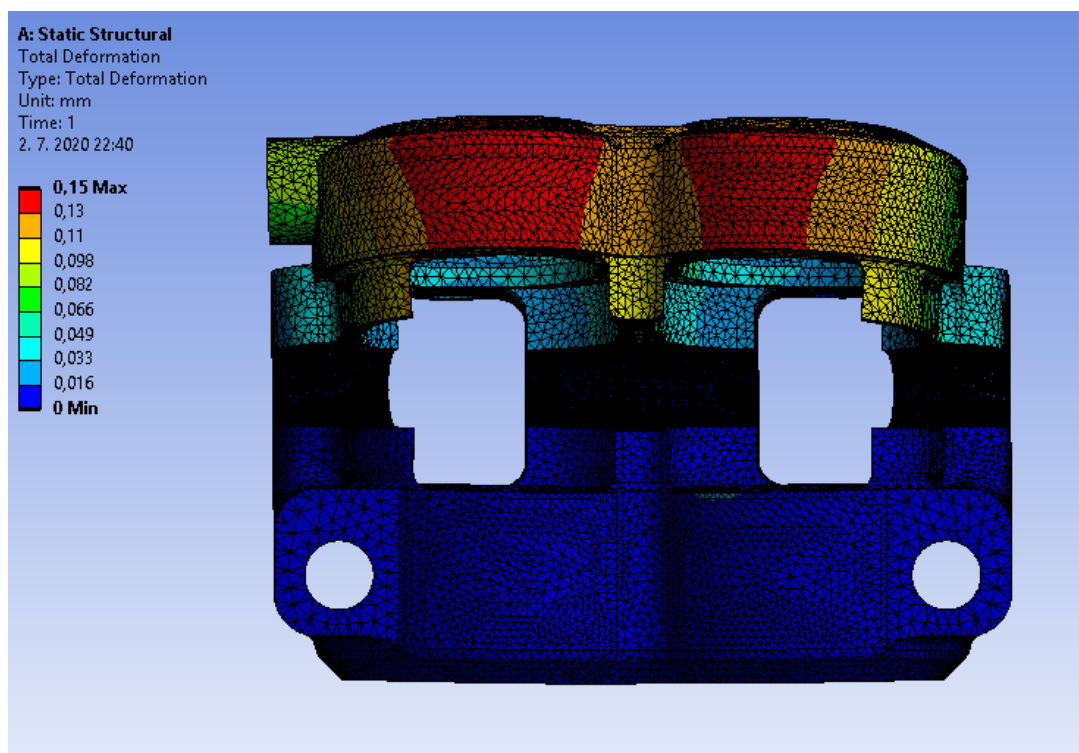
Obrázek 33: Nový třmen - napětí, izometrický pohled



Obrázek 32: Nový třmen - napětí, pohled zespoda

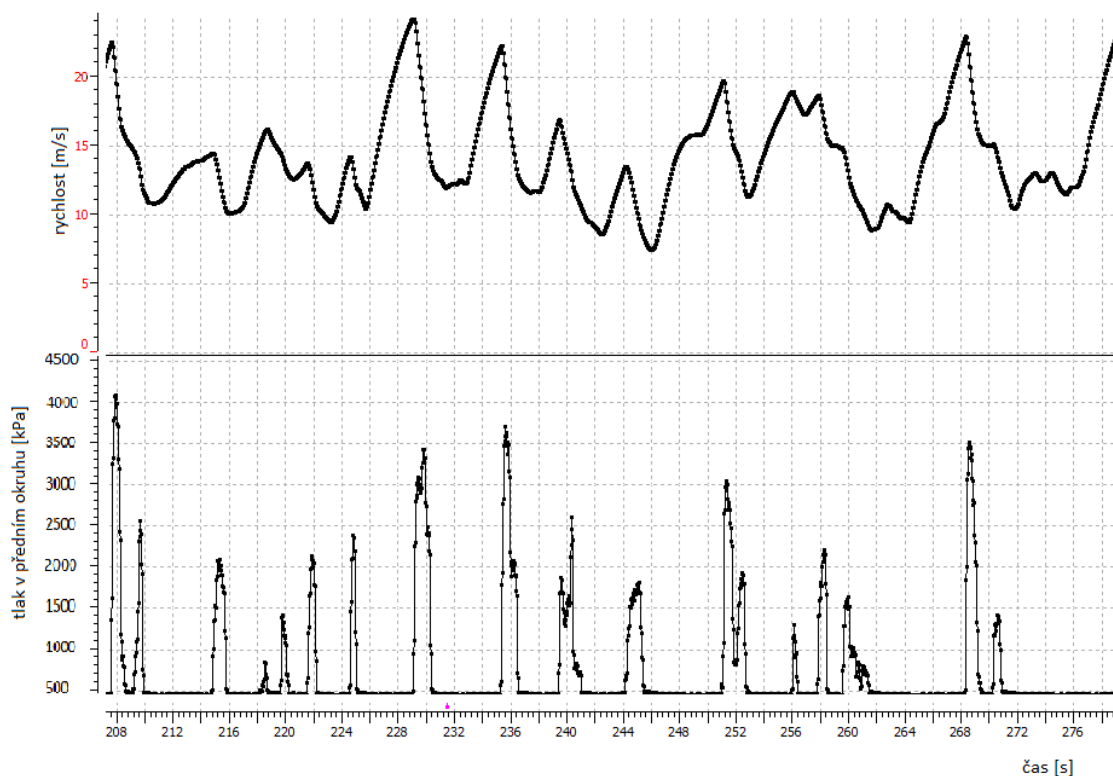


Z obrázku 24 je patrné, že maximální hodnoty deformace dosahují 0,15 mm. Zvýšení tuhosti třmene se tedy projeví snížením maximálního posuvu o 0,04mm



Obrázek 36: Nový třmen - deformace

Dále je potřeba u brzdových třmenů věnovat pozornost cyklickému namáhání. Z dat naměřených při závodech FS Czech (Obrázek 25) jsem tedy určil, že řidič formule využívá brzdy průměrně 25krát za každý ujetý kilometr. Na obrázku 25 je část měření reprezentující jedno kolo závodu endurance, tedy 2,2 km.

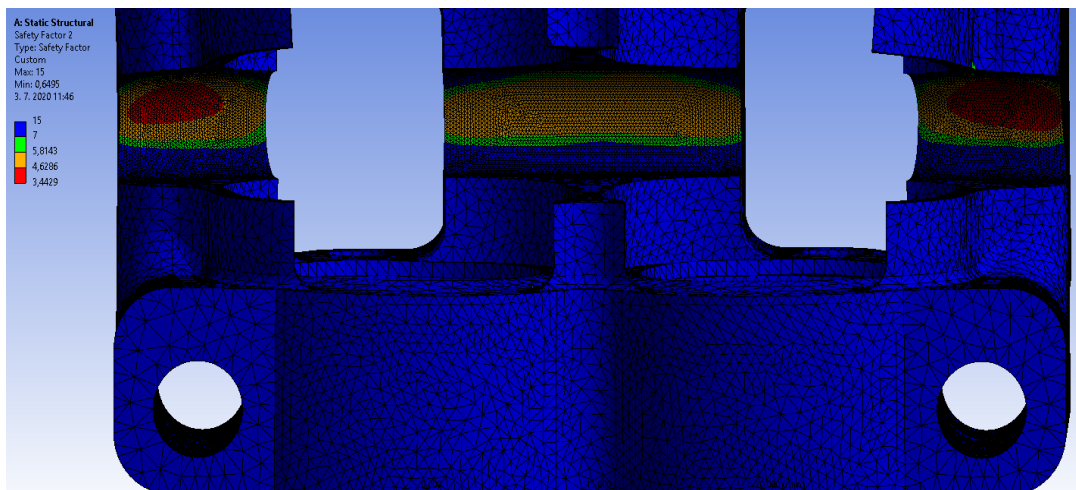


Obrázek 37: Data FS Czech

S jedním vozem se během soutěžní sezóny navštíví čtyři závody. Během každého meetingu, pokud splní všechna kritéria a projde inspekci, vůz absolvuje dynamické disciplíny: test akcelerace (0,8 km celkem), skipad (0,4 km celkem), autokros (6 km celkem) a endurance (22 km celkem). V součtu během závodní sezóny vůz najezdí kolem 117 km. Kromě závodění formule jezdí také na testovací jízdy, kde se školí řidiči, opravují drobné nedostatky a sbírají data pro lepší nastavení vozu a jeho další vývoj. Vůz FSE08 podle zabudovaného GPS senzoru na testování najezdil 150 km. Celkový roční nájezd vozu tedy dělá 267 km, což se dá i považovat za celý životní cyklus třmene, protože každý rok postaví tým novou formuli a stará se stává nepojízdnou. Během těchto kilometrů třmen zabrzdí 6675krát. Abych při návrhu stál na straně bezpečnosti, zaokrouhlil jsem počet zabrzdění na 10000, protože k celkovému počtu zabrzdění během jízdy je potřeba připočítat také cykly, které třmen absolvuje, aniž by auto bylo nastartované. Do vzniklé rezervy 3325 cyklů se schová brzdění při přesuvu vozu, kde se formule pouze tlačí, opětovné natlakování okruhu při jeho pravidelném odvzdušňování a případné navýšení počtu testovacích jízd. Pro přesnější simulaci životnosti by bylo potřeba uvažovat, že třmen se při každém cyklu nezatěžuje maximálním možným tlakem. Pokud ale budu volit jako zatěžovací tlak při každém cyklu tlak maximální, zvýším pouze výslednou bezpečnost. Vzhledem k důležitosti správného fungování brzdových třmenů je vyšší bezpečnost na místě. Nejkritičtější

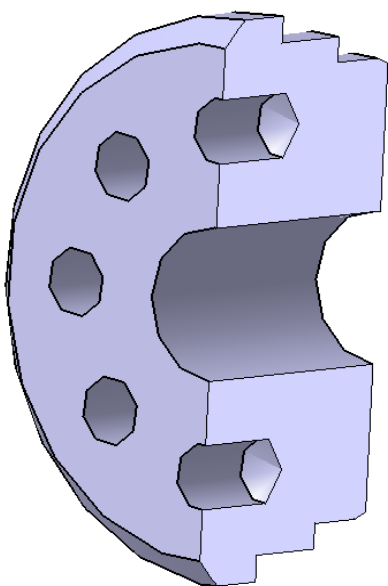


místem při cyklické námaze se ukázala být místa, kde napětí dosahuje maximálních hodnot. V těchto místech se při 10000 cyklech pohybuje bezpečnost oproti mezi kluzu $k=3,4$ (Obrázek 26), což je dostačující. Ve zbytku těla třmene se pohybují při návrhu s bezpečností vyšší.

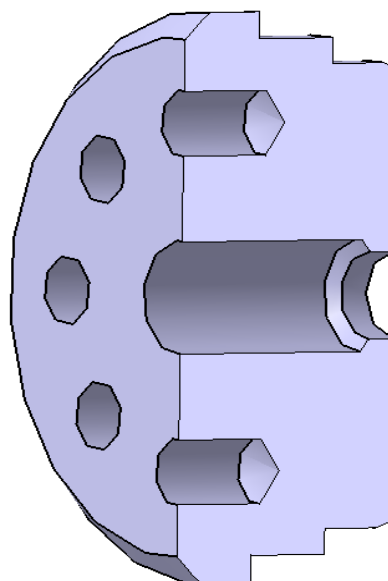


Obrázek 26: Nový třmen - cyklické namáhání

Stavba víček musí zajišťovat těsnost komory s brzdovou kapalinou a umožňovat připojení na brzdový okruh pomocí průtočného šroubu a umístění odvodušňovacího ventilu. Těsnost víček řeším pomocí O-kroužku, který je uložen v těle třmenu a dosedá na víčko. První víčko (Obrázek 25) je připraveno pro průtočný šroub, ve druhém (Obrázek 26) je místo pro odvodušňovací ventil.



Obrázek 27: Víčko pro připojení průtočného šroubu



Obrázek 38: Víčko pro připojení odvodušňovacího ventilku

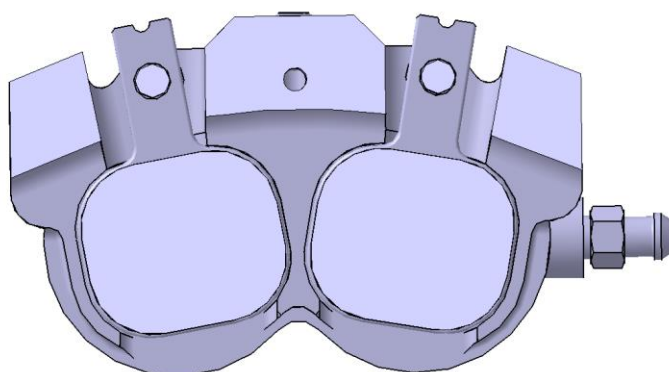


4 VÝROBA TŘMENŮ

Výrobu třmenů budu poptávat u sponzora, který se zabývá prototypovou výrobou, stavbou a úpravou závodních motorů. Pro výrobu třmene mají k dispozici 5-osé obráběcí centrum a 3-osou frézku. Vzhledem k levnějšímu strojnímu času jsem třmen navrhoval vyrobitelný na 3-osé frézce. Vysokou přesnost výroby vyžadují zejména místa, která zaručí těsnost brzdové kapaliny (kuželové plochy těsněné kuličkou, drážky pro těsnící kroužky), uložení jednotlivých pístků a pístky samotné. Překážkou při výrobě je drážka pro těsnění pístku.

Těsnící kroužek se do této drážky umísťuje pod úhlem 7° , to znamená, že spodní strana drážky musí svírat s osou díry tento úhel. Těsnění je takto nutné umísťovat, protože při vysouvání pístků se deformuje a při uvolnění tlaku se vrací zpět do původní polohy. Deformace těsnění a jeho následný návrat do původního tvaru zabezpečuje odsunutí pístků při uvolnění brzdového pedálu. Kdyby těsnění svou roli neplnilo, docházelo by k přibrzdování i po uvolnění brzdového pedálu, což by mělo za následek nadměrné opotřebení brzdových destiček a brzdových kotoučů. Zároveň by docházelo k ohřívání celého brzdového systému, to by mohlo přispět k jeho selhání. Drážky se tedy budou vyrábět tvarovou frézou, kterou je nutné si nechat vyrobit. Protože plánuji i návrh zadních popřípadě nové verze předních třmenů, kde bude těsnění pístků řešeno stejně, lze tvarovou frézu používat opakovaně a nejedná se o nerozvážnou investici.

Vzhledem k tomu, že tento třmen je první složitější součástí, kterou jsem navrhoval, je možné, že některé části budou zbytečně obtížně obrobitelné, došlo by proto k nárůstu ceny za dílec. Za rizikové části pro výrobu bych považoval zejména výstupky, ty mají za úkol na svém místě držet destičky (Obrázek 29). Abych se vyhnul případným potížím při výrobě, budu svojí poslední verzi návrhu konzultovat ještě s technologem, který bude mít na starosti samotnou výrobu obou třmenů.



Obrázek 39: Řez třmenem

Obrobky těla třmenu, víček a pístků poté pošlu na elox do partnerské firmy. Celý třmen se na závěr bude kompletovat přímo na týmové dílně.



5 POROVNÁNÍ

Důležitou roli při rozhodování, jestli nové třmeny využívat, bude hrát srovnání s třmeny ISR používanými v současnosti. Jako srovnávací kritéria jsem stanovil: celkové výrobní náklady, hmotnost, náročnost výroby a tuhost třmene.

Primární motivací při návrhu vlastních třmenů bylo ušetřit část rozpočtu a peníze přesunout do míst, kde v současnosti chybí. Cena jednoho třmene ISR se pohybuje v přepočtu kolem 6000 Kč. Oproti tomu při výrobě vlastních třmenů vyvstane nutnost nákupu těsnících kroužků pro víčka a pístky, odvzdušňovacích šroubů, těsnících kuliček a stavěcích šroubů. Dále se bude muset nakoupit tvarová fréza, pro výrobu zkosených drážek na těsnění. Cena výroby této frézy se pohybuje v rozmezí 3000-5000 Kč v závislosti na materiálu. Pokud budeme uvažovat střední hodnotu tedy 4000 Kč a její využití pro výrobu minimálně 20 třmenů, bude výroba jednoho třmene zatížena 200 Kč za její pořízení. Osičky držící destičky, pístky a tělo třmenu budou vyráběny z nevyužité části rozpočtu přiděleného jedním ze sponzorů, která byla určena na obrábění a nákup materiálu na obrobky. Jejich povrchová úprava bude hrazena rovněž ze sponzorského rozpočtu. Brzdové destičky nejsou součástí balení při nákupu třmenů ISR, takže s náklady na jejich pořízení se počítá v obou případech. Celkové náklady pro tým na výrobu jednoho třmene by se měly pohybovat okolo 2000 Kč. Tým uspoří 2/3 nákladů určených na brzdové třmeny při výrobě vlastního třmene.

Celková hmotnost těla třmenů ISR 22-048 je 248 g, u nově navrhovaných dojde k redukci o 1 g. Pokud se podíváme na celou problematiku, je toto odlehčení žádoucí, nicméně jde o tak malou hodnotu, že v celkovém dopadu se nejedná o změnu významnou.

Zajímavější je srovnání tuhosti dvou téměř stejně těžkých řešení. Vzhledem k tomu, že nové třmeny jsou navrhovány na míru do zástavbových prostorů a pro specifické použití v konkrétním voze, bylo možné tuhost zvýšit při snížení celkové hmotnosti. Zvýšení tuhosti povede k rovnoměrnějšímu opotřebení brzdových destiček a přispěje taky ke snížení chodu brzdového pedálu při plném zatížení. To by mělo přispět k lepšímu pocitu pilota při řízení. Pokud by se při testech ukázalo, že zvýšení tuhosti není opodstatněné, je zde možnost ubrat materiál a upřednostnit další odlehčení třmenů.

Původní třmeny ISR i nové třmeny jsou konstruovány pro obrábění z jednoho kusu materiálu na frézce. Nevýhodou nových třmenů je časová zátěž pro tým při výrobě ve srovnání s nákupem hotového řešení. Díly se budou vyrábět u sponzora a vzhledem



k omezené časové kapacitě, kterou zde máme, bude zapotřebí výrobu naplánovat tak, aby obrábění jednotlivých dílů vyplnilo volné mezery a nekřížilo se s výrobou ostatních součástek. Samotné kompletování třmenů nezabere víc než pár hodinu práce. Navíc na výrobu třmenu nenavazuje výroba dalších součástí, která by se kvůli prodloužení výroby ve srovnání s nákupem zdržela.



6 ZÁVĚR

Díky této práci jsem si vyzkoušel navrhnout funkční brzdové třmeny a otestovat jejich mechanické vlastnosti pomocí výpočtu MKP. Vzhledem k využití třmenů a s přihlédnutím k možnostem týmu, se jako nejvhodnější koncepce jeví pevné hydraulické třmeny konstrukce monoblock. Cílem bylo navrhnout třmeny takové, abychom byli schopni je vyrobit a lépe tak využili týmový rozpočet.

Nové třmeny vlastního návrhu jsou tedy lehčí, tužší a nezatíží tolik rozpočet. Důležité je správné naplánování výroby, což s sebou nese jistou míru rizika. Pro přehledné srovnání podle předem zvolených kritérií slouží tabulka 2.

Tabulka 2: Srovnávací kritéria

Srovnávací kritéria	ISR 22-048	Třmen vlastního návrhu
Cena	6000 Kč/ks	2000 Kč/ks
Hmotnost	248 g	247 g
Maximální deformace	0,191 mm	0,15 mm
Výrobní náročnost	3 týdny doručení	4 týdny výroba



7 SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obrázek 1: Schéma zapojení pneumatického brzdového okruhu 11
Zdroj: <https://airtank.eu/cs/cz-funktionsweise/>
- Obrázek 2: Schéma zapojení hydraulického brzdového okruhu 11
Zdroj: <http://4cardata.info/elearn/223/2/2004203/5000764/2001098/2585406>
- Obrázek 3: Plovoucí třmen TRW BHN952E- Škoda Octavia II 12
Zdroj: <https://www.autodoc.cz/trw/2184171>
- Obrázek 4: Třmen Brembo GT-R 13
Zdroj: <https://www.vividracing.com/brembo-gtr-ccmr-380x34-ccmr-piston-nickel-plated-drilled-front-big-brake-kit-p-150943999.html>
- Obrázek 5: Třmen ISR 22-048 14
Zdroj: <https://www.isrbrakes.se/products/calipers/22-048.html>
- Obrázek 6: Řez kolovou zástavbou FSE08 15
Zdroj: Autor
- Obrázek 7: Kolová zástavba FSE 08 16
Zdroj: Autor
- Obrázek 8: Tvar komor- třmen ISR 22-048 17
Zdroj: Autor
- Obrázek 9: Třmen Bugatti Chiron 18
Zdroj: <https://www.popsci.com/bugatti-chiron-3d-printed-titanium-brakes/>
- Obrázek 10: Třmen TU FAST 19
Zdroj: <https://twitter.com/webetho/status/998225693749243905>
- Obrázek 11: Třmen TU Wien Racing 19
Zdroj: <https://www.facebook.com/tuwrcing/photos/pcb.10152229866921696/10152229862436696/?type=3&theater>
- Obrázek 12: Třmen NTNU 20
Zdroj: <https://www.facebook.com/RevolveNTNU/posts/tronrud-engineering-is-a-long-standing-important-partner-of-revolve-ntnu-this-ye/2678709208817160/>
- Obrázek 13: Třmen Racetech 20
Zdroj: <https://www.facebook.com/Racetech.Racingteam/photos/a.540344519318907/540344529318906/?type=3&theater>



Obrázek 14: Vahadlo	24
Zdroj: https://www.ebay.com/itm/Brake-Balance-Bar-Assembly-Brake-Bias-Pedal-Box-RACE-RALLY-/120707428757	
Obrázek 15: Okrajové podmínky	27
Zdroj: Autor	
Obrázek 16: Síť pro výpočet	27
Zdroj: Autor	
Obrázek 17: MKP ISR- napětí, pohled zespoda	27
Zdroj: Autor	
Obrázek 18: MKP ISR – napětí, izometrický pohled	27
Zdroj: Autor	
Obrázek 19: MKP ISR-deformace	28
Zdroj: Autor	
Obrázek 20:Nový třmen	29
Zdroj: Autor	
Obrázek 21: Nový třmen- propojení komor	30
Zdroj: Autor	
Obrázek 22: Nový třmen-napětí, izometrický pohled	31
Zdroj: Autor	
Obrázek 23: Nový třmen- napětí, pohled zespoda	31
Zdroj: Autor	
Obrázek 24: Nový třmen-deformace	32
Zdroj: Autor	
Obrázek 25: Data FS Czech	33
Zdroj: Autor	
Obrázek 26: Nový třmen-cyklické namáhání	34
Zdroj: Autor	
Obrázek 27: Víčko pro připojení průtočného šroubu	34
Zdroj: Autor	
Obrázek 28: Víčko pro připojení odvodušovacího ventilku	34
Zdroj: Autor	



Obrázek 29: Řez třmenem

Zdroj: Autor



8 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Srovnání vybraných materiálů

17

Zdroj: <http://asm.matweb.com/>

Tabulka 2: Srovnávací kritéria

399

Zdroj: Autor



9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] TRZESNIOWSKI, 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 1. Brno: Avid, 2007. ISBN 978-80-87143-03-2.
- [4] 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.
- [5] Milliken, William F., and Douglas L. Milliken. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, 1995
- [6] Smales, H., 'High Performance Braking - The Design and Application of Liquid-Cooled Brake Calipers,' SAE Technical Paper 942549, 1994
- [7] Caplygin, D., 'Lightweight Separate Function Calipers with All Aluminium Alloy Housings,' SAE Technical Paper 800785, 1980