



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

BRZDOVÁ SOUSTAVA VOZIDLA FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT CAR BRAKING SYSTEM

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Miroslav Pecina

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Miroslav Pecina**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2017/18

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

Brzdová soustava vozidla Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte brzdovou soustavu.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši konstrukčního provedení brzdové soustavy vozidel se zaměřením na formulové vozy. Navrhnout koncepci brzdové soustavy zadaného vozidla Formule Student a vybrat pro její sestavení vhodné komponenty.

Provést konstrukční návrh brzdového pedálu vyhovujícího pravidlům soutěže Formule Student.

Narhnout brzdový třmen splňující požadavky na něj kladené.

Provést simulační analýzu chování navrhovaných dílů. Na základě získaných výsledků případně konstrukci upravit a provést simulační analýzu s upravenou konstrukcí. Tento postup podle potřeby opakovat.

Vytvořit sestavu brzdové soustavy a začlenit ji do celkové konstrukce vozidla.

Zhodnotit navrženou brzdovou soustavu a vyslovit se k vhodnosti jejího použití ve vozidle.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

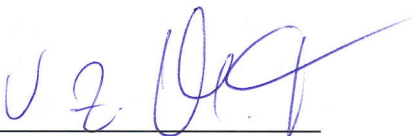
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017





prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Návrh brzdové soustavy pro vůz formulového typu. Výpočet základních sil působících v brzdové soustavě. Mechanická analýza nejdůležitějších součástí brzdového systému. Výroba brzdového pedálu. Sestavení brzdových komponentů do sestavy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formule Student, brzdový systém, brzdový třmen, mechanická analýza, brzdový pedál, uložení brzdového pedálu

ABSTRACT

Design of braking system for the formula student car. Calculation of basic forces acting in the braking system. Mechanical analysis of the most important parts of the braking system. Manufacturing of brake pedal. Assembly brake components to brake system.

KEYWORDS

Formula Student, braking system, brake caliper, mechanical analysis, brake pedal, brake pedal housing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PECINA, M. *Brzdová soustava vozidla Formule Student*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Miroslav Pecina

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji svému vedoucímu panu Ing. Pavlu Ramíkovi za věcné připomínky a odborné vedení diplomové práce. Rodině a kamarádům velice děkuji za podporu během celé doby mého studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Konstrukce brzdové soustavy	10
1.1 Kotoučové brzdy	10
2 Koncepce brzdové soustavy vozidla FS	15
2.1 soutěž formule student	15
2.2 Pravidla soutěže Formula Student pro brzdy [10] [11]	15
2.3 Návrh brzdové soustavy vozidla Formula Student	16
2.4 Použité komponenty brzdové soustavy vozu FS	24
3 Konstrukce skupiny brzdového pedálu	30
3.1 Konstrukce brzdového pedálu	30
3.2 Konstrukce uložení brzdového pedálu	36
3.3 Spojení brzdového pedálu s uložením	40
4 Konstrukce předního brzdového třmenu	42
4.1 Simulační analýza předního třmenu	44
5 Konstrukce zadního brzdového třmenu	51
5.1 Simulační analýza zadního brzdového třmenu	53
6 Začlenění brzdového systému do celkové sestavy vozidla FS	58
Závěr	61
Seznam použitých zkratk a symbolů	64

ÚVOD

Brzdové systémy jsou jedny z nejdůležitějších systémů ve vozidlech. V okamžiku selhání některého z mnoha systémů vozidla musí být na brzdovou soustavu stále spolehnutí, aby bylo možné vozidlo zastavit, nebo alespoň snížit rychlost jízdy. Tento předpoklad klade na návrh a konstrukci brzdové soustavy vysoké nároky, jak co do spolehlivosti, tak i výkonnosti.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem brzdových třmenů a brzdového pedálu vč. uložení vozidla Dragon 8, určeného pro soutěž Formule Student. Cílem návrhu je snížení hmotnosti a zjednodušení konstrukce při zachování spolehlivosti původních třmenů. Dále si kladu za cíl zjednodušení výroby brzdového pedálu při splnění všech požadavků na něj kladených a snížení hmotnosti tělesa uložení pedálu (housing), při splnění všech podmínek vyplývajících z pravidel soutěže nebo reálného provozu.

V práci se dále zabývám výběrem vhodných komponentů pro správnou funkci systému, činím tak především na základě dat a zkušeností z let minulých. Součástí návrhu je také popis montáže komponentů na vozidlo a zprovoznění brzdového systému.

1 KONSTRUKCE BRZDOVÉ SOUSTAVY

Brzdy slouží v motorovém vozidle ke snížení rychlosti, někdy až do zastavení a zároveň mohou vozidlo zajišťovat proti rozjetí. Od začátků automobilismu jsou ke zpomalování vozidel používány třecí brzdy. V běžné automobilové produkci je patrné postupné zvyšování podílu třecích kotoučových brzd, v závodních a sportovních aplikacích je zastoupení tohoto typu brzd takřka bezvýhradné.

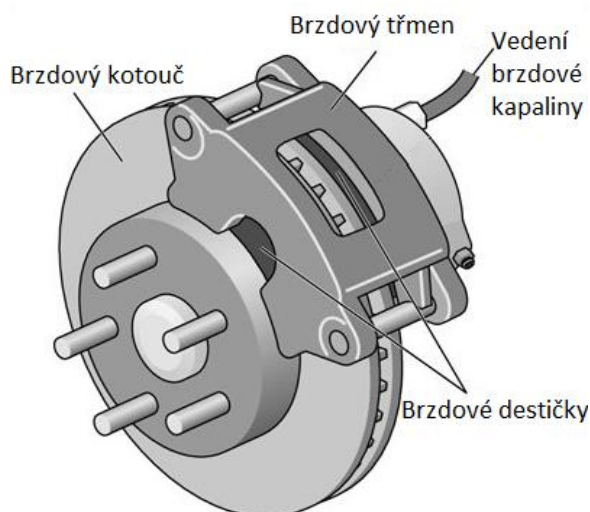
1.1 KOTOUČOVÉ BRZDY

Brzdný moment je u kotoučových brzd vytvářen pomocí třecí síly, která působí mezi rotujícím brzdovým kotoučem a brzdovými destičkami. Ty jsou ke kotouči přitlačovány nejčastěji pomocí hydraulických brzdových třmenů a jejich brzdových pístů. Pohybová energie je pomocí tření přeměňována na teplo. Výhodami kotoučových brzd ve srovnání s bubnovými jsou [4]:

- Dobré chlazení
- Snadná údržba
- Jednoduchá údržba a výměna destiček
- Malý sklon k vadnutí brzdového účinku (fading)
- Dobré samočištění
- Samočinné seřizování vůle mezi kotoučem a destičkami

Nevýhodami jsou naopak:

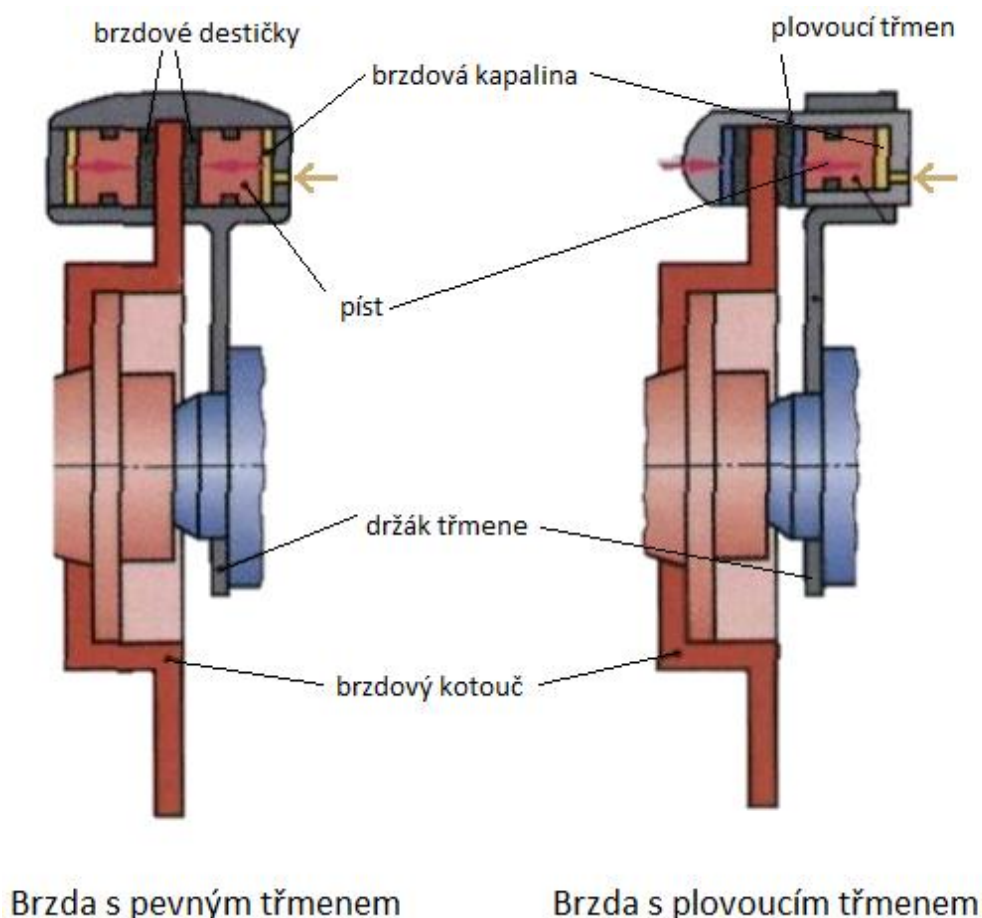
- Absence samozesilovacího účinku
- Intenzivnější zahřívání brzdové kapaliny z důvodu přímého styku kapaliny s pístem
- Větší opotřebení třecích elementů z důvodu velkých přitlačných sil
- Nákladná parkovací brzda



Obr. 1 Kotoučová brzda [9]

1.1.1 TŘMENY

Mezi třmeny rozlišujeme dva druhy uložení – pevné a plovoucí:



Obr. 2 Brzdové třmeny [5]

PEVNÉ TŘMENY

Vymezení vůle a zachování konstantní vzdálenosti mezi destičkami a kotoučem je u pevných třmenů řešeno pouze pomocí pohybu samotných pístů třmenu. Písty jsou umístěny z obou stran kotouče, nejčastěji se setkáváme s dvou a čtyřpístovou konstrukcí třmenu. V závodním nasazení poté i často se šestipístovými třmeny. Přivedením tlaku k pístům dojde k přitisknutí brzdových destiček k brzdovému kotouči a přenosu síly, vyvolané působením hydraulického tlaku, na třecí dvojici brzdová destička a kotouč. [4]

PLOVOUCÍ TŘMENY

Třmenu je, díky vedení v držáku třmenu, umožněn axiální posun vůči kotouči. Brzdové písty jsou umístěny pouze z jedné strany kotouče (nejčastěji vnitřní). Mezi výhody patří malé zastavbové rozměry, nízká hmotnost a nižší sklon k tvorbě parních bublin v brzdové kapalině, protože používá pouze poloviční počet pístů oproti pevným třmenům. Nevýhodou je nerovnoměrné opotřebení brzdových destiček a delší reakční doba, jelikož píst musí urazit dvojnásobnou vzdálenost oproti variantě s pevně uloženým třmenem. [4]

1.1.2 BRZDOVÉ KOTOUČE

Nejtěžší a největší součástí systému kotoučových brzd je samotný brzdový kotouč. V dnešní době jsou v konstrukcích brzdových systémů používány ocelové, litinové či kompozitní kotouče vyztužené uhlíkovými vlákny. Výhodou kompozitních kotoučů jsou vyšší pracovní teploty (až 1000 °C), nižší hmotnost a tím pádem i nižší moment setrvačnosti. Mezi nevýhody naopak patří vyšší cena, rychlé opotřebení a náročnost výroby samotných kotoučů. Dále také maximálního brzdného účinku dosahují po dosažení provozních teplot, v případě studeného kotouče je brzdný účinek podstatně menší. Z hlediska uložení rozlišujeme kotouče na pevné nebo plovoucí. [4]

Pevné kotouče jsou vyráběny včetně otvorů pro připevnění k náboji kola, tzn. z jednoho kusu. Toto řešení je jednoduché a levné, avšak nevýhodou tohoto řešení je zvýšený přestup tepla do samotného uložení a vyšší hmotnost kotouče. Toto řešení se používá v běžných silničních osobních a nákladních automobilech. [4]

Plovoucí kotouče se sestávají ze dvou částí. Kotouč je tvořen stykovou plochou pro působení brzdových destiček ve tvaru mezikružší. Druhou částí je ocelový nebo hliníkový unašeč kotouče, pomocí něhož je kotouč uchycen k náboji kola. Toto řešení přináší výhodu v podobě nižšího přestupu tepla do uložení, je však výrobně náročnější a dražší. Používá se nejčastěji u motocyklů a sportovních nebo závodních automobilů. [4]

Brzdové kotouče s vnitřním chlazením se používají při velkém zatížení. Jsou vybaveny radiálními vzduchovými ventilačními kanálky, které při otáčení disku zajišťují proudění vzduchu ve směru od středu kotouče. Tím dosahují lepšího chlazení. Brzdné plochy mají z části ještě otvory, především pro rychlejší odvod nečistot, případně vody při provozu za mokra a snížení hmotnosti kotouče. [5]



Obr. 3 Plovoucí brzdové kotouče [7]

1.1.3 BRZDOVÉ DESTIČKY

V dnešní době se můžeme setkat v naprosté většině případů s brzdovými destičkami, které se skládají ze dvou částí, sice ocelové nosné desky, která slouží k upevnění třecího materiálu a samotného třecího materiálu (brzdového obložení). V minulosti byl ke spojení zmíněných dvou částí využíván nýtovaný spoj, v současnosti je však nejvíce využíváno lepeného spoje, případně lisování obložení přímo na nosnou desku. Brzdové obložení se musí vyznačovat vysokou tepelnou odolností, mechanickou pevností a dlouhou životností. Dalším z požadavků je vysoký koeficient tření i při vysokých teplotách a rychlostech klouzání. Také odolnost proti vodě a nečistotám patří mezi nutné vlastnosti brzdového obložení a v neposlední řadě musí být směs obložení odolná skelnatění při vysokém tepelném zatížení. Skelnatění způsobuje snižování součinitele tření obložení. Běžně používaná obložení dosahují součinitele tření $\mu_{bp} \sim 0,3 \div 0,4$, obložení používaná pro závodní aplikace pak až $\mu_{bp} \sim 0,6$. [4]

Nejčastěji se můžeme setkat s brzdovým obložением vyrobeným z [4]:

- organických materiálů
- metalických materiálů
- polo-metalických materiálů
- keramických materiálů

Organické materiály obsahuje vlákna např. uhlíku, skla nebo kevlaru zalitá pryskyřicí. Jejich výhodou je nízká cena. Koeficient tření je však nepřímo úměrný teplotě, proto se tento druh obložení lépe hodí jako obložení spojky. [4]

Sintrované (metalické) obložení, je vyráběno lisováním kovového prášku za vysokých tlaků a teplot. Obložení je často lisováno přímo na ocelové nosné desky nebo tenké plechy, určené pro připevnění pomocí nýtů. Z procesu výroby vyplývá vyšší cena. Dále mezi nevýhody patří větší opotřebení brzdových kotoučů a v případě nezahřátých brzd, nižší brzdny účinek. Naopak výhodné je sintrované obložení z hlediska odolnosti vůči vysokým teplotám, výrobně nenáročné změny směsi potažmo vlastností výsledného obložení a nízké míry opotřebení. [4]

Polo-metalické destičky jsou vyráběny z kovových vláken, směsi oceli a mědi a jsou zality v pryskyřici. Výhodou je vysoký koeficient tření a odolnost vůči vysokým teplotám. [4]

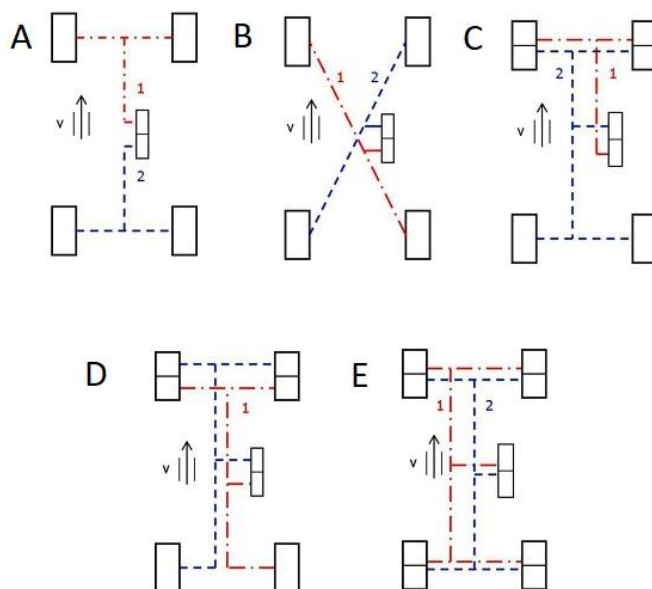
Nejodolnější a nejmodernější materiály pro výrobu brzdového obložení jsou keramické materiály. Jsou tvořeny příměsí kovu (často mědi) v keramické matici. Vyznačují se vysokou teplotní odolností, vysokým koeficientem tření zahřátých brzd, nízkou hlučností a dlouhou životností. [4]

1.1.4 ZAPOJENÍ BRZDOVÝCH OKRUHŮ U DVOUNÁPRAVOVÝCH VOZIDEL

Zapojení brzdového vedení u dvounápravových vozidel vybavených čtyřmi brzdíči nabízí mnoho možností. Z důvodů bezpečnosti při poruše některého z okruhů a možnosti stále provést nouzové brzdění není přípustné ovládní všech brzdíčů na vozidle pomocí jednoho brzdového okruhu.

Rozlišujeme následující typy zapojení [5]:

- A. standardní zapojení TT – Každý okruh brzdí kola jedné nápravy
- B. diagonální zapojení X – Každý okruh působí na jedno přední kolo a diagonálně ležící zadní kolo. Velmi často používané zapojení u osobních automobilů
- C. zapojení HT (HI) – Jeden z okruhů působí pouze na brzdíče na přední nápravě, druhý okruh ovládá kola přední i zadní nápravy
- D. zapojení LL – Každý brzdový okruh brzdí kola přední nápravy a jedno zadní kolo
- E. zapojení HH – Každý brzdový okruh ovládá všechny brzdy vozidla



Obr. 4 Zapojení brzdového vedení [5]

2 KONCEPCE BRZDOVÉ SOUSTAVY VOZIDLA FS

2.1 SOUTĚŽ FORMULE STUDENT

Soutěž Formule Student byla založena ve Spojených státech amerických v roce 1981, odtud se v průběhu let rozšířila po celém světě. Mezi hlavní cíle soutěže patří možnost studentů uplatnit znalosti nabyté během studia, rozšíření praktických znalostí a také příprava na budoucí zaměstnání. V dnešní době někteří zaměstnavatelé pohlížejí na zkušenosti nasbírané během soutěže jako na rovnocenné s pracovními zkušenostmi. V dnešní době se soutěživ kategorií formulí poháněných spalovacím motorem soutěže účastní více než 540 týmů a tento počet se každým rokem zvyšuje především o týmy z Asie, kde soutěž teprve získává na popularitě. Úkolem každého týmu je navrhnout a postavit závodní monopost. Nová závodní sezona se rozbíhá v září se startem akademického roku. Je zcela na týmu, jak si rozvrhne čas, aby byl schopen vozidlo kvalitně navrhnout, postavit, otestovat a zúčastnit se vybraných závodních podniků, kde může porovnat síly s ostatními týmy. Samotné disciplíny na závodech se dělí na dvě skupiny: statické a dynamické.

Mezi statické disciplíny řadíme:

- nákladovou studii (Cost report)
- prezentaci inženýrských řešení na vozidle (Design prezentace)
- prezentaci obchodní strategie (Business prezentace).

Do dynamických disciplín řadíme:

- akceleraci na 75 m
- skidpad, který prověří auto především co se naladění podvozku a hnacího ústrojí týče
- autokros, neboli jízdu na čas po vytyčené trati, autokros zároveň slouží jako kvalifikace na královskou disciplínu endurance
- endurance, neboli vytrvalostní závod na vzdálenost přibližně 22 km (liší se v závislosti na přesné délce okruhu)
- současně s vytrvalostním závodem ještě probíhá disciplína zvaná efficiency, jež porovnává spotřebované palivo na ujetí 22 km.

Před samotným vpuštěním do dynamických disciplín musí vůz projít technickou přejímkou, aby bylo zřejmé, že plní veškerá ustanovení pravidel a je v rámci možností bezpečné se s ním soutěže zúčastnit. Brzdová soustava v první řadě musí splňovat kritéria stanovená v pravidlech soutěže. Tímto jsou některá technická řešení brzdové soustavy značně omezená neboť např. diagonální zapojení brzd by značně komplikovalo změnu brzdového poměru mezi přední a zadní nápravou během jízdy.

V letošní sezoně (2017/2018) staví tým TU Brno Racing již svůj 8. monopost, nazvaný Dragon 8.

2.2 PRAVIDLA SOUTĚŽE FORMULA STUDENT PRO BRZDY [10] [11]

- Vozidlo musí být vybaveno brzdovým systémem, který působí na všechna čtyři kola a je ovládání pomocí jednoho akčního členu

- Brzdový systém se musí sestávat ze dvou nezávislých brzdových okruhů, aby v případě poruchy nebo netěsnosti jednoho z hydraulických okruhů, stále brzdila alespoň dvě kola. Každý z brzdových okruhů musí mít svou zásobu hydraulické kapaliny nebo může být využito společné nádobky pro brzdovou kapalinu, která využívá přepažení.
- V případě užití diferenciálu s omezeným prokluzem, je možno využít pouze jednu brzdu na danou nápravu.
- “Brake-by-wire” (systémy bez mechanické vazby) jsou zakázány.
- Brzdové hadice bez ochranného opletu jsou zakázány.
- Brzdový systém musí být chráněn proti poškození v případě selhání pohonného ústrojí nebo v případě menších nehod.
- Z bočního pohledu se nesmí žádná část brzdového systému, která je připevněna k odpruženým hmotám, nacházet pod úrovní spodní roviny karoserie vozidla.
- Brzdový pedál musí být navržen, aby vydržel sílu 2 kN bez jakékoli poruchy na celém brzdovém systému nebo samotném pedálu. Toto může být ověřeno sešlápnutím pedálu maximální silou které je schopen dosáhnout komisař, jenž sedí ve vozidle v běžné poloze.
- Brzdový pedál musí být vyroben z ocele nebo hliníku, nebo obroben z ocele, hliníku nebo titanu.
- Ve vozidle musí být instalováno zařízení, které při úniku tlaku z některého brzdového okruhu (nebo i obou) přeruší elektrický obvod a tím zastaví motor. Tato funkce musí být aktivní vždy, nezávisle na zvolením nastavení brzdového poměru.
- Znovu aktivování vypínače nesmí obnovit dodávku elektrické energie k motoru a řidič tento vypínač nemůže reaktivovat sám ze svého sedadla.
- Vypínač se musí skládat z analogových komponent, není přípustné používat programovatelné řídicí jednotky nebo podobné zařízení.
- Vypínač musí být mechanický, jednočinný, dvoupozicový (tlakově-tahový nebo otočný typ)

2.3 NÁVRH BRZDOVÉ SOUSTAVY VOZIDLA FORMULA STUDENT

Pro možnost vybrat vhodné komponenty a stanovit požadavky kladené na navrhované součásti brzdové soustavy je nutné stanovit síly, které působí na celé vozidlo, potažmo v brzdové soustavě. Jako vstupní parametry poslouží hodnoty zjištěné z 3D modelu celého vozu. V dřívějších sezonách bylo několikrát ověřeno, že tyto hodnoty se velmi blíží skutečnosti a jsou způsobilé pro použití v návrhu.

$$m_t = 250 \text{ kg}$$

$$m_d = 70 \text{ kg}$$

$$m_{fl} = 62,1 \text{ kg}$$

$$m_{fr} = 62,1 \text{ kg}$$

$$m_{rl} = 62,9 \text{ kg}$$

$$m_{rr} = 62,9 \text{ kg}$$

$$m_f = m_{fl} + m_{fr} \quad (1)$$

$$m_f = 62,1 + 62,1$$

$$m_f = 124,2 \text{ kg}$$

$$m_r = m_{rl} + m_{rr} \quad (2)$$

$$m_r = 62,9 + 62,9$$

$$m_r = 125,8 \text{ kg}$$

kde:

m_t	[kg]	celková hmotnost vozu
m_d	[kg]	hmotnost řidiče
m_{fl}	[kg]	hmotnost připadající na levé přední kolo vozu
m_{fr}	[kg]	hmotnost připadající na pravé přední kolo vozu
m_{rl}	[kg]	hmotnost připadající na levé zadní kolo vozu
m_{rr}	[kg]	hmotnost připadající na pravé zadní kolo vozu
m_f	[kg]	hmotnost připadající na přední nápravu vozu
m_r	[kg]	hmotnost připadající na zadní nápravu vozu

2.3.1 STANOVENÍ ROZVÁŽENÍ MONOPOSTU

$$F_f = \frac{m_f \times 100}{m_f + m_r} \quad (3)$$

$$F_f = \frac{124,2 \times 100}{250}$$

$$F_f = 49,68 \%$$

$$F_r = \frac{m_r \times 100}{m_f + m_r} \quad (4)$$

$$F_r = \frac{125,8 \times 100}{250}$$

$$F_r = 50,32 \%$$

kde:

F_f	[-]	podíl zatížení připadající na přední nápravu vozu
F_r	[-]	podíl zatížení připadající na zadní nápravu vozu

Již v návrhové fázi bylo cíleno, pro co nejlepší ovladatelnost vozu, na rozvážení v poměru 49,7:50,3.

Rozvor byl stejně jako v minulých letech stanoven na 1528 mm, především s ohledem na pravidla Formula Student, která vyžadují minimální rozvor 1525 mm a minimální rezervu kvůli výrobní nepřesnostem ať už na monokoku, trubkovém rámu nebo případně i komponentách samotného zavěšení kol.

$$WB = 1,528 \text{ m}$$

Výška těžiště byla získána z 3D modelu celého monopostu. Avšak v minulém roce se podařilo potvrdit skutečnost, že výška těžiště odpovídá hodnotě stanovené z modelu a skutečně naměřená poloha těžiště se liší v řádu milimetrů, proto je do doby změření výšky těžiště monopostu Dragon D8 hodnota z 3D modelu dostačující.

$$h_{CoG} = 0,306 \text{ m}$$

Maximální rychlost vozu byla stanovena na 110 km.h^{-1} . Z jízdních dat naměřených v sezoně 2016/2017 vyplývá, že daná rychlost je pro danou konfiguraci vozu skutečně maximální. Tratě jsou stavěny jako technické, maximální rychlost při disciplíně endurance nebo autocross dosahuje 95 km.h^{-1} . Maximální rychlosti tedy bývá dosahováno na konci disciplíny akcelerační, zde monopost Dragon 7 dosahoval rychlosti 107 km.h^{-1} .

$$v_{max} = 30,5 \text{ m/s}$$

Z jízdních dat bylo zjištěno maximální dosažitelné zpomalení pro loňský vůz. Toto zpomalení je ovlivněno především pneumatikami, které pro letošní sezonu zůstávají bez větších změn, proto maximální hodnota podélného zpomalení zůstává $2,2 \text{ G}$.

$$D_x = 2,2 \times g \quad (5)$$

$$D_x = 2,2 \times 9,81$$

$$D_x = 21,58 \text{ m.s}^{-2}$$

kde:

D_x	$[\text{m.s}^{-2}]$	brzdné zpomalení
g	$[\text{m.s}^{-2}]$	tíhové zrychlení

Dynamický poloměr nízkoprofilových pneumatik Continental obouvaných na 13“ ráfky:

$$r_d = 0,229 \text{ m}$$

2.3.2 STANOVENÍ CELKOVÉ TÍHY VOZU

$$F_G = (m_f + m_r) \times g \quad (6)$$

$$F_G = (124,2 + 125,8) \times 9,81$$

$$F_G = 2452,5 \text{ N}$$

kde:

F_G	$[\text{N}]$	celková tíha vozu
-------	--------------	-------------------

2.3.3 RELATIVNÍ POLOHA TĚŽIŠTĚ VOZU

$$a = \frac{m_f \times WB}{m_f + m_r} \quad (7)$$

$$a = \frac{124,2 \times 1,528}{124,2 + 125,8}$$

$$a = 0,759 \text{ m}$$

$$b = WB - a \quad (8)$$

$$b = 1,528 - a$$

$$b = 0,769 \text{ m}$$

$$\psi = \frac{b}{WB} \quad (9)$$

$$\psi = \frac{0,769}{1,528}$$

$$\psi = 0,503$$

$$\chi = \frac{h_{CoG}}{WB} \quad (10)$$

$$\chi = \frac{0,306}{1,528}$$

$$\chi = 0,201$$

kde:

a	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
b	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
ψ	[-]	relativní podélná poloha těžiště vozu
χ	[-]	relativní vertikální poloha těžiště vozu

2.3.4 VÝPOČET IDEÁLNÍCH BRZDNÝCH SIL A MOMENTŮ

$$F_{Bfid} = F_G \times (1 - \psi + a_x \times \chi) \times \mu_f \quad (11)$$

$$F_{Bfid} = 2452,5 \times (1 - 0,503 + 2,2 \times 0,201) \times 2,2$$

$$F_{Bfid} = 5067,4 \text{ N}$$

kde:

F_{Bfid}	[N]	ideální brzdna síla přední nápravy
a_x	[G]	požadované brzdné zpomalení

$$F_{Brid} = F_G \times (\psi - a_x \times \chi) \times \mu_f \quad (12)$$

$$F_{Brid} = 2452,5 \times (0,503 - 2,2 \times 0,201) \times 2,2$$

$$F_{Brid} = 328 \text{ N}$$

kde:

F_{Brid} [N] ideální brzdná síla zadní nápravy

$$M_{Bfid} = F_{Bfid} \times r_d \quad (13)$$

$$M_{Bfid} = 5067,4 \times 0,229$$

$$M_{Bfid} = 1160,4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{Bfid} [N.m] ideální brzdný moment přední nápravy

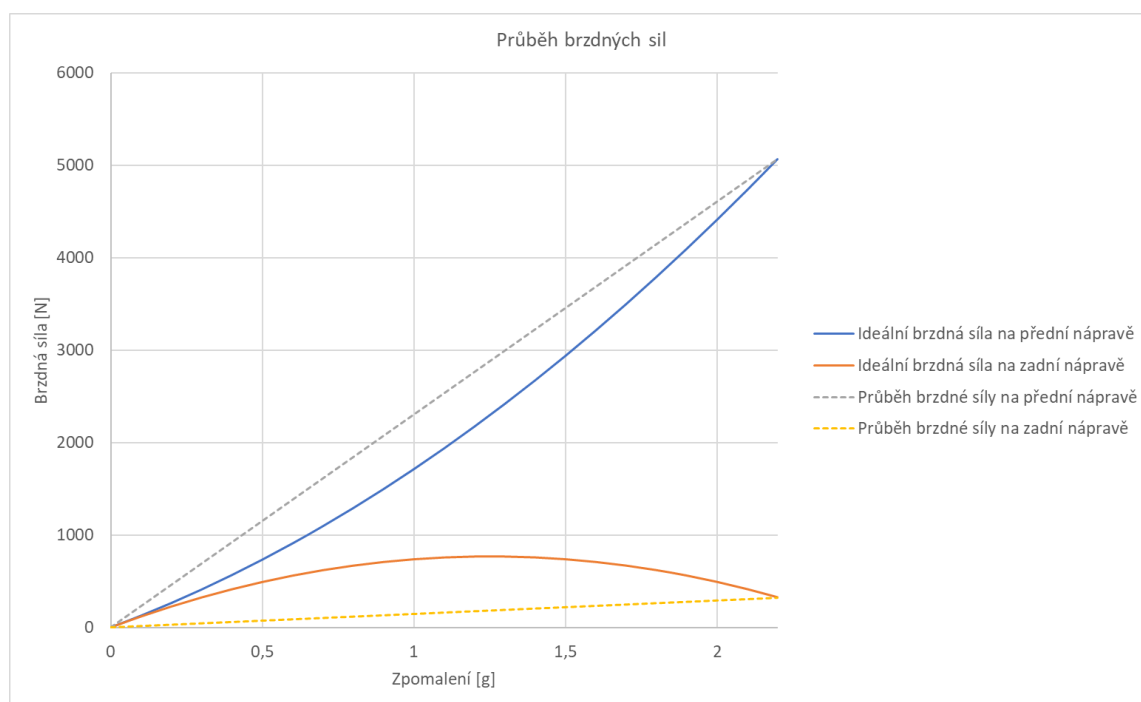
$$M_{Brid} = F_{Brid} \times r_d \quad (14)$$

$$M_{Brid} = 328 \times 0,229$$

$$M_{Brid} = 75,1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde:

M_{Brid} [N.m] ideální brzdný moment zadní nápravy



Obr. 5 Průběh brzdných sil na jednotlivých nápravách

Z grafu průběhu brzdných sil na jednotlivých nápravách vyplývá, že na přední nápravě je až do zpomalení 2,2 G vyvozována brzdná síla větší než ideální. Naopak je tomu na zadní nápravě, kdy je ideální síla až do 2,2G větší než síla brzdná. Vozidlo má tedy přebrzděnou přední nápravu a jeho chování je při brzdění stabilní. Z důvodů možnosti volby poměru brzdových sil jsem se rozhodl vřadit do sestavy vahadlo rozložení brzdových tlaků (balance bar). V případě ideálního nastavení vozu, bude největší brzdná síla ($F_{Bmax} = 770 \text{ N}$) na zadní nápravě působit při zpomalení $1,2 \pm 1,3G$. Toho není možné dosáhnout při zachování jednoduchosti celého systému.

2.3.5 VÝPOČET IDEÁLNÍCH TŘECÍCH SIL

K vypočteným ideálním silám a momentům je pro simulace nutné stanovit, jaké třecí síly v třmenech působí.

Přední třmeny budou osazeny čtyřmi písty a zadní dvěma o průměru 25 mm.

$$d_{pis} = 0,025 \text{ m}$$

Činná plocha jednoho pístu činí:

$$S_{pis} = \frac{\pi \times d_{pis}^2}{4} \quad (15)$$

$$S_{pis} = \frac{\pi \times 0,025^2}{4}$$

$$S_{pis} = 0,00049 \text{ m}^2$$

Přední kotouče mají průměr 210 mm.

$$d_f = 0,21 \text{ m}$$

Efektivní poloměr styku brzdové destičky s kotoučem je potřebný pro převedení brzdného momentu na třecí sílu. Obložení brzdové destičky má šířku 27 mm.

$$l_{bp} = 0,027 \text{ m}$$

$$r_{feff} = \frac{d_f}{2} - \frac{l_{bp}}{2} \quad (16)$$

$$r_{feff} = \frac{0,21}{2} - \frac{0,027}{2}$$

$$r_{feff} = 0,0915 \text{ m}$$

kde:

r_{feff} [m] efektivní poloměr styku brzdové destičky s předním kotoučem

Analogicky pro zadní kotouče s průměrem 200 mm:

$$d_r = 0,2 \text{ m}$$

$$r_{reff} = \frac{d_r}{2} - \frac{l_{bp}}{2} \quad (17)$$

$$r_{reff} = \frac{0,2}{2} - \frac{0,027}{2}$$

$$r_{reff} = 0,0865 \text{ m}$$

kde:

r_{reff} [m] efektivní poloměr styku brzdové destičky se zadním kotoučem

VÝPOČET TŘECÍCH SIL

$$F_{fiT} = \frac{M_{Bfid}}{n_{fcal} \times r_{feef}} \quad (18)$$

$$F_{fiT} = \frac{1160,4}{8 \times 0,0915}$$

$$F_{fiT} = 1585 \text{ N}$$

kde:

F_{fiT} [N] třecí síla vyvolaná jedním pístem předního třmenu pro dosažené ideálního brzdného momentu

n_{fcal} [-] celkový počet pístů ve třmenech na přední nápravě

Maximální brzdný moment na zadní nápravě (při zpomalení 1,2 G)

$$M_{Brmax} = F_{Brmax} \times r_d \quad (19)$$

$$M_{Brmax} = 770 \times 0,229$$

$$M_{Brmax} = 176,3 \text{ N.m}$$

$$F_{riT} = \frac{M_{Brmax}}{n_{rcal} \times r_{reef}} \quad (20)$$

$$F_{riT} = \frac{176,3}{4 \times 0,0865}$$

$$F_{riT} = 509 \text{ N}$$

kde:

F_{riT} [N] třecí síla vyvolaná jedním pístem zadního třmenu pro dosažené ideálního brzdného momentu

n_{rcal} [-] celkový počet pístů ve třmenech na zadní nápravě

2.3.6 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA TŘMENY

Pro porovnání s ideálními tlaky a třecími silami jsem využil jízdních dat z minulé sezony a zjistil jsem maximální brzdné tlaky v předním a zadním okruhu.

Maximální brzdný tlak v předním okruhu byl určen z jízdních dat z minulé sezony (2016/2017).

$$p_{fmax} = 7 \text{ MPa}$$

Plocha pístu je vystavena maximálnímu tlaku v předním třmenu, jenž vyvozuje normálovou sílu.

$$F_{fbp} = p_{fmax} \times \frac{\pi \times d_{fpis}^2}{4} \quad (21)$$

$$F_{fbp} = 7 \times 10^6 \times \frac{\pi \times 0,025^2}{4}$$

$$F_{fbp} = 3436,1 \text{ N}$$

kde:

F_{fbp} [N] síla od pístu předního třmenu působící na brzdovou destičku

Koeficient tření mezi destičkou a kotoučem je výrobcem stanoven na hodnotu 0,47

$$F_{fT} = F_{fbp} \times \mu_{bp} \quad (22)$$

$$F_{fT} = 3436,1 \times 0,47$$

$$F_{fT} = 1614 \text{ N}$$

kde:

F_{fT} [N] třecí síla vyvolaná jedním předním pístem působící na zadní kotouč
 μ_{bp} [-] součinitel tření dvojice brzdová destička a brzdový kotouč

Maximální brzdý tlak v předním okruhu byl určen z jízdních dat z minulé sezony (2016/2017).

$$p_{rmax} = 5,1 \text{ MPa}$$

Plocha pístu je vystavena maximálnímu tlaku v zadním okruhu, který vytváří sílu o velikosti

$$F_{rbp} = p_{rmax} \times S_{pis} \quad (23)$$

$$F_{rbp} = 5,1 \times 10^6 \times 0,00049$$

$$F_{rbp} = 2502 \text{ N}$$

kde:

$F_{r_{bp}}$ [N] síla od pístu zadního třmenu působící na brzdovou destičku

Koeficient tření mezi destičkou a kotoučem je výrobcem destiček stanoven na hodnotu 0,47

$$F_{rT} = F_{r_{bp}} \times \mu_{bp} \quad (24)$$

$$F_{rT} = 2502 \times 0,47$$

$$F_{rT} = 1176 \text{ N}$$

kde:

F_{rT} [N] třecí síla vyvolaná jedním zadním pístem působící na zadní kotouč

Pro stanovení okrajových podmínek pro zatížení brzdových třmenů jsem uvažoval s nejhorší situací, kdy celou třecí sílu brzdové destičky přenáší na třmen jedna stěna vnitřního tvarování ve třmenu, ve kterém je destička zasazena. Ve skutečnosti bude mezi pístem a destičkou působit tření, díky kterému část třecí síly na třmen přeneseme píst a část stěna vnitřního tvarování. Míru rozdělení jednotlivých složek sil nelze přesně určit, proto jsem do výpočtu použil pro třmen nejhorší stav.

2.3.7 ZHODNOCENÍ

Z provedených výpočtů je patrné, že třecí síly, potažmo tlaky jsou vyšší v případě jízdních dat, zaznamenaných během jízdy. Tuto skutečnost si vysvětluji přítomností aeropaketu na vozidle, který ve vyšších rychlostech dodává přítlak, čímž pomáhá k dosažení většího zpomalení při počátku brzdění. Pro konstrukční návrh třmenů již dále budu brát v potaz pouze hodnoty naměřené během jízdy vozidla a hodnoty z nich vypočtené.

2.4 POUŽITÉ KOMPONENTY BRZDOVÉ SOUSTAVY VOZU FS

Pro splnění požadavků kladených na brzdovou soustavu bylo v další fázi nutné zvážit volbu vhodných komponent pro sestavení celého systému brzdové soustavy. S volbou všech komponent brzdového systému se pojí také výběr vhodné brzdové kapaliny. Výrobci kupovaných brzdových komponent (hadice, brzdové válce, případně brzdové třmeny) uvádějí jako nutnost použití kapaliny splňující specifikaci DOT 4. Na začátku sezony 2016/2017 byl brzdový systém naplněn běžně dostupnou brzdovou kapalinou s bodem varu 260 °C. V průběhu prvních testů se ukázalo, že daná kapalina zcela nevyhovuje, neboť při zvýšení teplot nedokázala přenést požadovaný tlak přes celé brzdové vedení. Z tohoto důvodu byla zvolena kapalina používaná v závodních strojích, s bodem varu 320 °C, která poskytuje dostatečnou rezervu pro spolehlivé fungování brzdového systému.

2.4.1 BRZDOVÉ VÁLCE

V sezoně 2015/2016 došlo na monopostu k experimentu v podobě osazení brzdových válců zn. Beringer. Tyto válce však byly po sezoně shledány jako nevhodné, neboť byly konstruovány jako válce, ovládající parkovací brzdy pro letadla. Z tohoto faktu vyplýval pak především jejich hlavní a řidiči nejvíce kritizovaný nedostatek, dlouhý mrtvý chod válce. Nevhodnost byla potvrzena výměnou za brzdové válce AP Racing, které se vyznačují extrémně krátkým mrtvým chodem (cca 0,5 mm), což přináší oproti dříve používaným brzdovým válcům zrychlenou reakci na sešlápnutí brzdového pedálu řidičem. Z tohoto důvodu byly válce AP Racing osazeny v sezoně 2016/2017, kde se osvědčily. Pro znovu osazení v nadcházející sezoně hovoří také široká paleta dodávaných průměrů pístu potažmo celých válců a možnost tak naladit systém přesně pro danou aplikaci. Jako výchozí variantu jsem zvolil brzdové válce s průměrem pístu 15 mm. V minulých letech se neosvědčilo kombinovat různé průměry válců v jednom osazení, neboť každý klade jinak velký odpor. Tento fakt v kombinaci s použitím balance baru vede k nekonzistentnosti brzdných sil v průběhu chodu pedálu a tím se řidiči špatně odhaduje výsledný brzdný účinek.



Obr. 6 Brzdový válec AP Racing [12]

2.4.2 BRZDOVÉ VEDENÍ

Pro letošní rok byly stejně jako v minulých sezonách zvoleny hydraulické hadice od společnosti GOODRidge, o vnitřním průměru 3,5 mm, s vnějším kovovým opletem. Oplet je vyžadován pravidly z bezpečnostních důvodů a také omezuje rozpínání vnitřních plastových hadic při působení velkých tlaků v brzdové soustavě. Navíc byl v letošním roce použit ještě vnější plastový oplet, pro ochranu součástí, ke kterým jsou brzdové hadice připevňovány (ramena, trubkový rám). Oproti loňské sezoně byla nově pro okruh zadních brzd plánována rychlospojka hydraulického vedení, aby bylo možné oddělit monokok od trubkového rámu bez nutnosti znovu odvzdušňovat zadní brzdový okruh. Brzdové hadice i rychlospojka jsou dle výrobce dimenzovány na maximální tlak 200 bar [16], což shledávám jako dostačující v podmínkách vozu Dragon 8.



Obr. 7 Hydraulické hadice GOODRIDGE 600-03 [13]



Obr. 8 Rychlospojka GOODRidge [14]

Spojovací fitinky pocházejí od stejné firmy jako hydraulické hadice. Ze zkušeností z předešlých sezón vyplynula snaha o minimalizaci šroubovaných spojení, aby byla snížena možnost úniku kapaliny. Právě tato spojení jsou k unikům nejnáchylnější a jejich odhalení a opravení zabralo na začátku každé sezony mnoho času a pokusů.



Obr. 9 Fitinky GOODRIDGE

2.4.3 BALANCE BAR

Pro letošní rok jsem se rozhodl osadit balance bar (vahadlo pro rozdělení brzdových tlaků) od firmy AP Racing. Toto vahadlo umožňuje plynulou změnu rozložení brzdových tlaků mezi přední a zadní nápravou, v maximálním rozsahu $\pm 15\%$. Vahadlo bude zasazeno do uložení pro brzdový pedál, při návrhu uložení je nutno počítat s vložkou vahadla, která se do uložení lisuje.

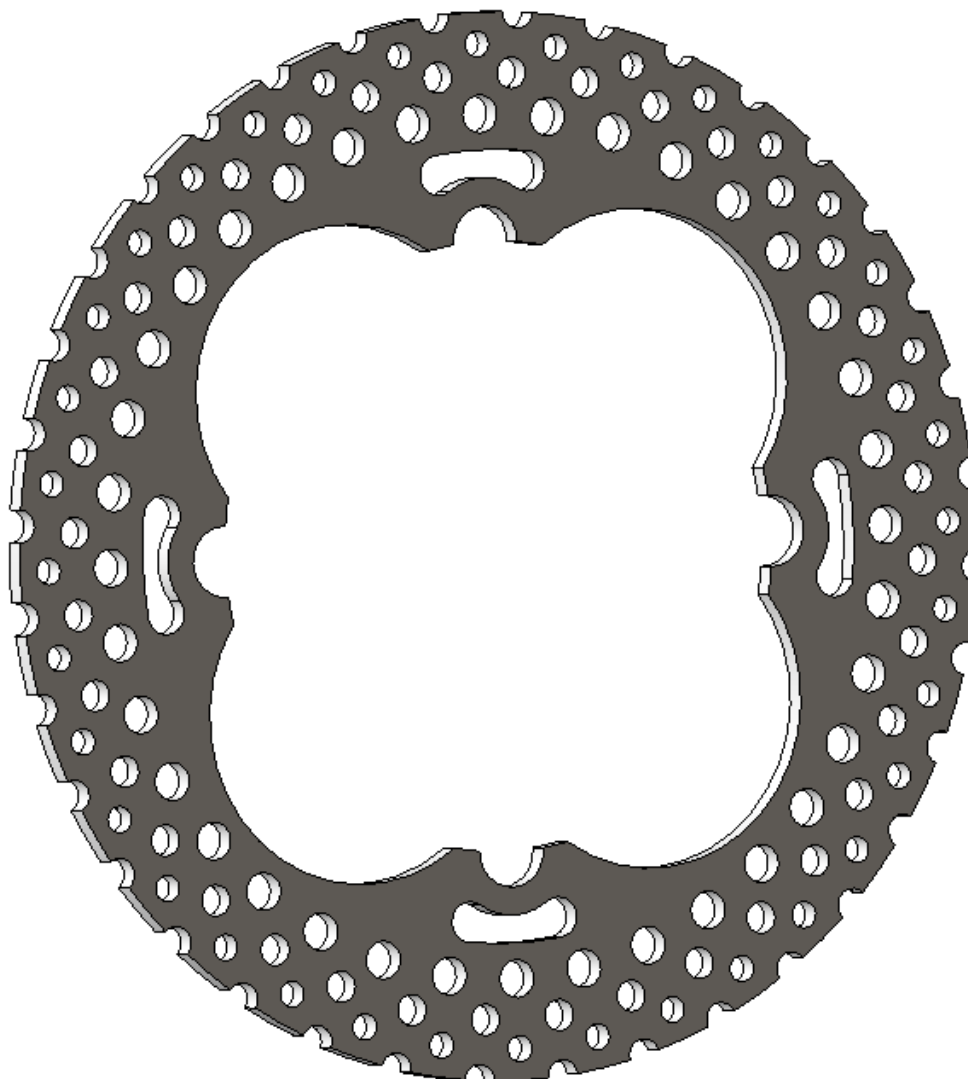


Obr. 10 Balance bar AP Racing CP5500 [13]

2.4.4 BRZDOVÉ KOTOUČE

Brzdové kotouče (vycházejí z návrhu vypracovaného v [17]) se v minulé sezoně osvědčily a jejich životnost předčila očekávání, proto jsem tvar a rozměry brzdových kotoučů zachoval. Vpředu jsou k náboji uchyceny kotouče o průměru 210 mm, tloušťce 4,6 mm a hmotnosti 517 g.

Zadní kotouče mají průměr 200 mm, tloušťku 3 mm a hmotnost 288 g. Kotouče jsou vybaveny odlehčovacími otvory, ve třech řadách a navíc na vnějším obvodu, aby byly co možná nejvíce sníženy setrvačné síly, avšak ne na úkor překračování měrného tlaku brzdových destiček nebo snížené pevnosti nebo životnosti samotných kotoučů. Materiál kotoučů výrobci nesdělují, avšak ve spolupráci s Ústavem materiálových věd a inženýrství se podařil zjistit, že se jedná o martenzitickou nerezavějící ocel dle ČSN 17023. Kotouče jsou vyráběny jako výpalky pomocí laseru. Povrch kotoučů je na konci výrobního procesu ještě broušen, aby byly odstraněny otřepy a případná nerovnoměrnost samotného kotouče, která by mohla vést k házivosti.



Obr. 11 Přední brzdový kotouč

2.4.5 BRZDOVÉ DESTIČKY

Vzhledem ke zkušenostem z minulé sezony a plánované zpětné kompatibilitě navrhovaných třmenů s třmeny ISR, padlo rozhodnutí znovu na brzdové destičky od firmy GOLDfren. Jsou nabízeny v široké škále použitelných směsí brzdového obložení. Směs GP7 je dlouhodobě

teplotně odolná do 650 °C, krátkodobě poté do 800 °C [15]. Mezi další přednosti patří malé opotřebení kotouče a zachování brzdných schopností při suchých i mokrých podmínkách. Mírným nedostatkem je rychlé opotřebení destiček, především pak při použití na mokré trati. Maximální měrný tlak na destičku je 5 MPa [15]. Činná plocha jedné brzdové destičky při použití se zamýšlenými kotouči vybavenými odlehčovacími otvory činní 503 mm².



Obr. 12 Brzdové destičky GOLDFren typ 119

$$p_{bp} = \frac{F_{fbp}}{s_{bp}} \quad (25)$$

$$p_{bp} = \frac{3436,1}{0,000503}$$

$$p_{bp} = 6,83 \text{ MPa}$$

kde:

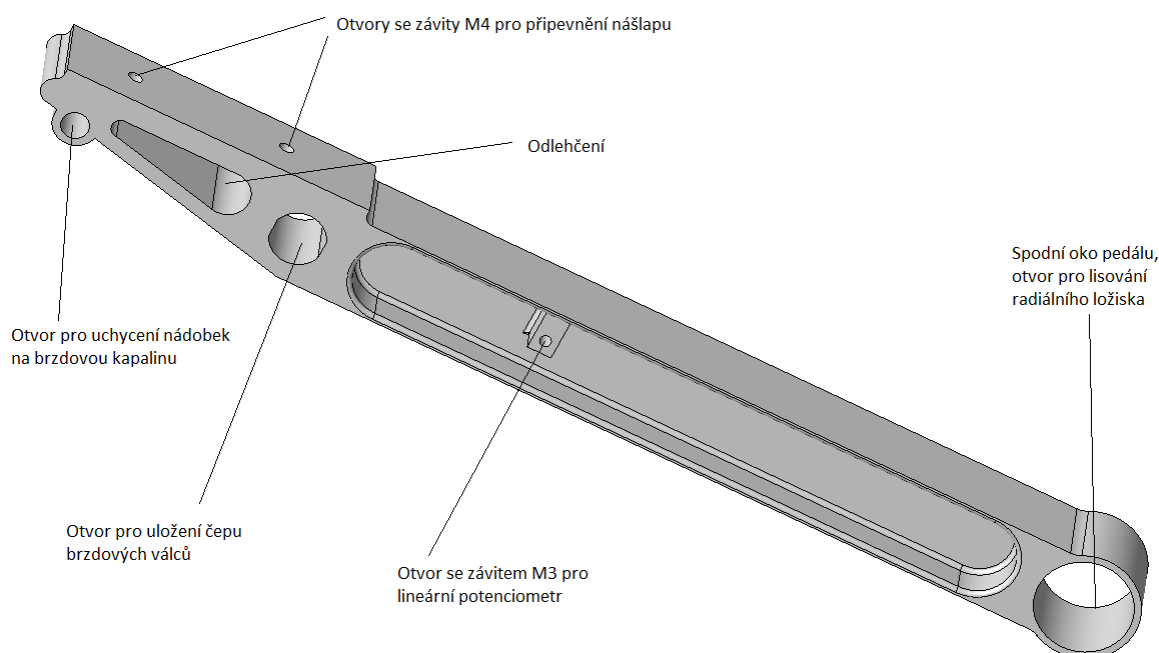
s_{bp}	[m ²]	činná plocha jedné brzdové destičky
p_{bp}	[MPa]	měrný tlak na destičku

Maximální měrný tlak doporučený výrobcem při nouzovém brzdění překračujeme o přibližně 37 %. V minulých letech s destičkami nebyly problémy způsobené přílišným tlakem upozorovány. Aby byla podmínka výrobce splněna, musel by maximální tlak v brzdovém okruhu činit 5,12 MPa. Z jízdních dat vyplývá, že většina brzdění probíhá při tlaku nižším, než je tento maximální. K nouzovému brzdění dochází pouze výjimečně, proto se na životnosti destiček zvýšený měrný tlak nepodepisuje zásadním způsobem.

3 KONSTRUKCE SKUPINY BRZDOVÉHO PEDÁLU

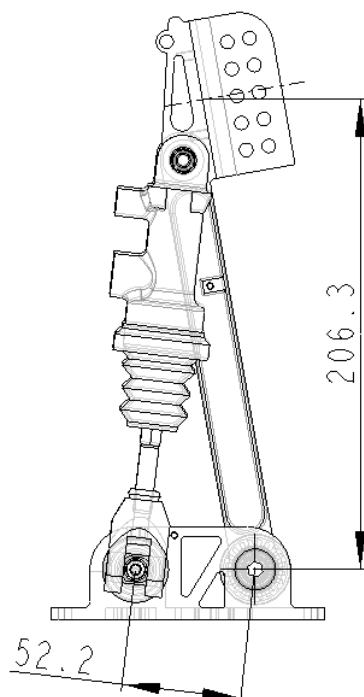
3.1 KONSTRUKCE BRZDOVÉHO PEDÁLU

V minulých sezónách byl pro výrobu brzdového pedálu používán hliníkový profil čtvercového průřezu, do kterého byly laserem vypalovány odlehčovací a montážní otvory. Použitý materiál nesl označení EN AW 6060 T6. Dále byly vkládány a přivařeny vložky horního a dolního uložení pedálu, což s sebou neslo ovšem značnou náročnost na přesnost svárů a na případné obrobení po svařování. Z tohoto důvodu jsem se pro vůz Dragon 8 rozhodl použít obráběný díl pedálu, navíc s požadavkem obrobitelnosti ve vlastní režii na CNC stroji DATRON CUBE M9. Pro výrobu byl zvolen materiál EN AW 7075 T6, který má lepší mechanické vlastnosti oproti materiálu dříve používanému.



Obr. 13 Brzdový pedál

Na základě zkušeností z let minulých byl zachován pedálový poměr 3,95, který byl hodnocen řidiči kladně, stejně jako sklon pedálu o velikosti 10° ve směru od řidiče. Z důvodů občasné nekonzistence chodu brzdového pedálu, popisované minulou sezonu řidiči, bude pedál osazen potenciometrem, aby bylo možné v každém okamžiku jízdy odečíst jeho polohu. Uchycení potenciometru je řešeno pomocí závit velikosti M3 v prostřední části pedálu. Z tohoto důvodu byl také v prostřední části zvolen úběr materiálu, aby lineární potenciometr nekolidoval s tělesem pedálu. Uložení samotného pedálu bylo zvoleno pomocí valivých ložisek (jedno radiální válečkové a pár axiálních), což sebou oproti minulým letům přináší menší odpor a také možnost lepšího vymezení vůlí, především v axiálním směru. Výsledná hmotnost tělesa pedálu činí 94 g.



Obr. 14 Vzdálenosti pro stanovení pedálového poměru

3.1.1 SIMULAČNÍ ANALÝZA TĚLESA PEDÁLU

Pro stanovení okrajových podmínek bylo použito pravidel, které stanovují, že brzdový pedál musí vydržet namáhání silou 2 kN. Tato síla pak byla přepočítána přes pedálový poměr na sílu působící do horního uložení, ve kterém jsou uloženy brzdové válce.

$$F_{bc} = P_r \times F_{dmax} \quad (26)$$

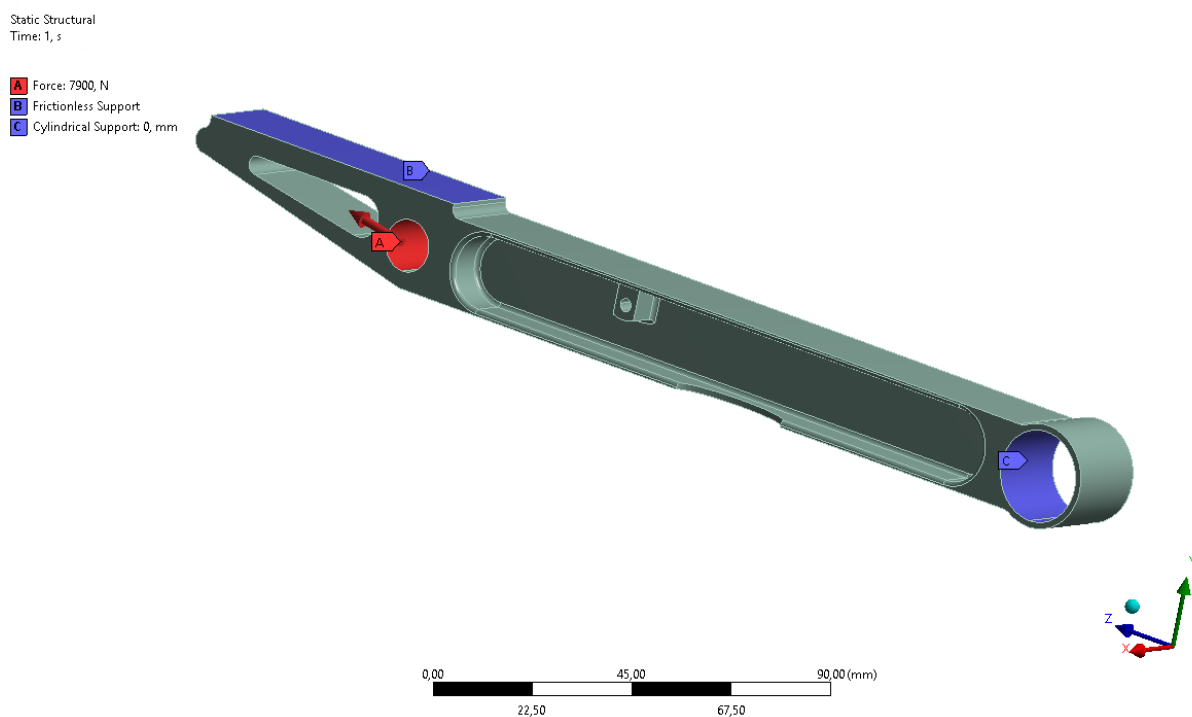
$$F_{bc} = 3,95 \times 2000$$

$$F_{bc} = 7900 \text{ N}$$

kde:

F_{bc}	[N]	síla působící na brzdové válce
P_r	[-]	pedálový poměr
F_{dmax}	[N]	síla, kterou působí řidič na brzdový pedál

Těleso pedálu jsem zatížil pomocí síly o velikosti 7900 N, působící ve směru osy brzdových válců. Dále jsem použil rotační vazbu („Cylindrical support“) ve spodní části pedálu, v místě uložení na valivých ložiscích. Tato vazba omezila pohyb pedálu v radiálním a axiálním směru, stejně jako k tomu dochází při použití ložisek. Na nášlap pedálu jsem umístil vazbu zamezující pohybu v kolmém směru („Frictionless support“).



Obr. 15 Zatížení tělesa pedálu

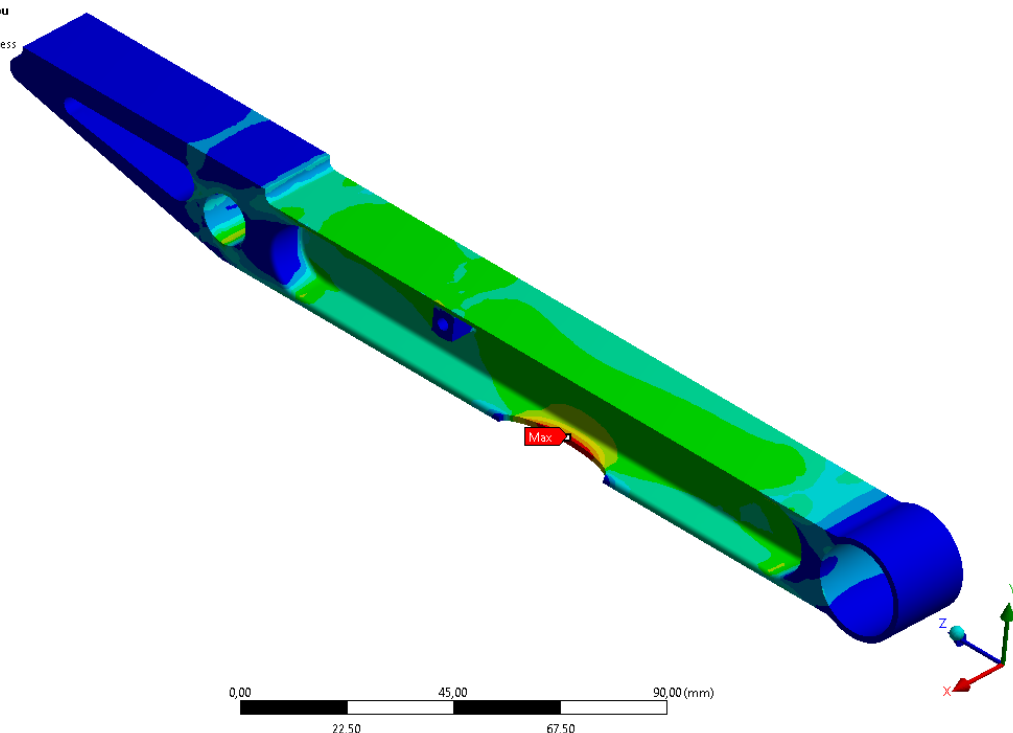
Poté jsem vytvořil výpočtovou síť s velikostí prvků 2 mm. V místě vybrání pro potenciometr jsem očekával koncentraci napětí, proto jsem výpočtovou síť zjemnil na 0,5 mm. Celá síť čítala celkem 62029 prvků.



Obr. 16 Výpočtová síť tělesa pedálu

H: D8B-0201_vybrani_vc_sroubu
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
07.05.2018 21:58

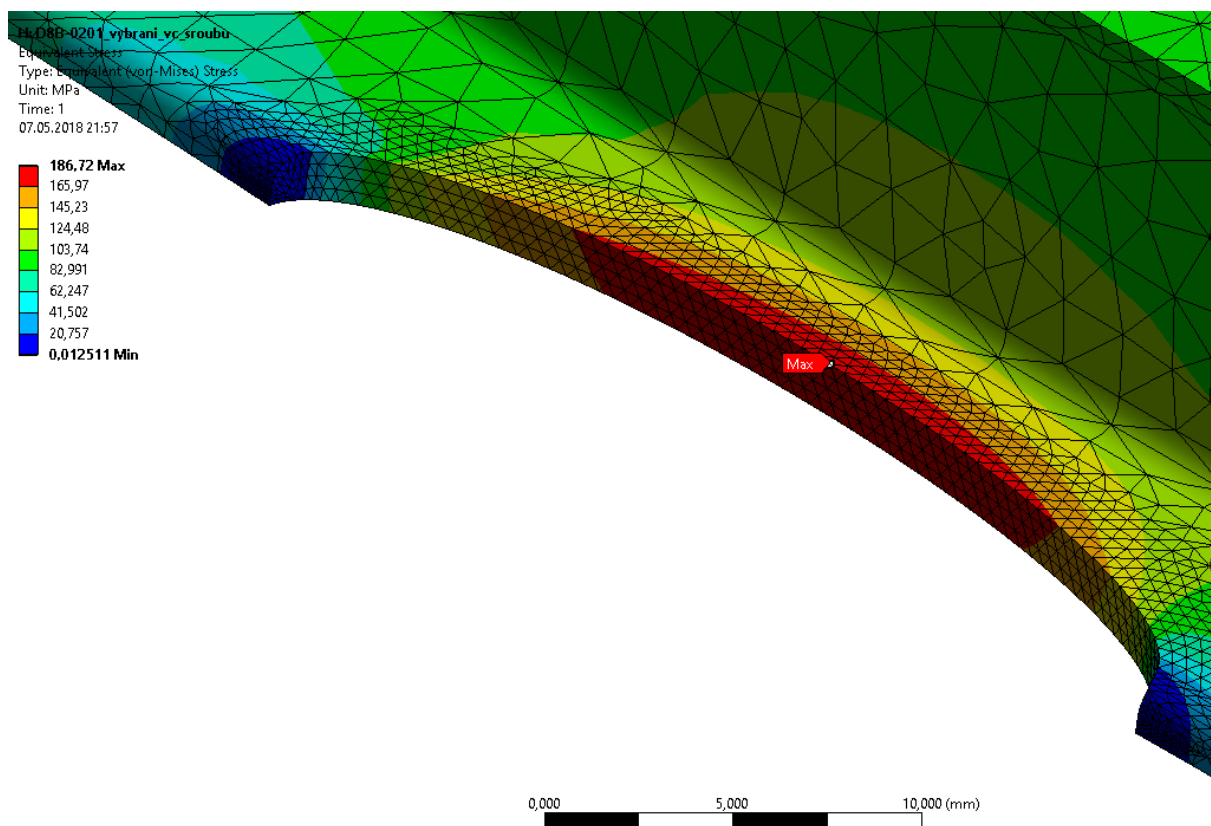
186,72 Max
165,97
145,23
124,48
103,74
82,991
62,247
41,502
20,757
0,012511 Min



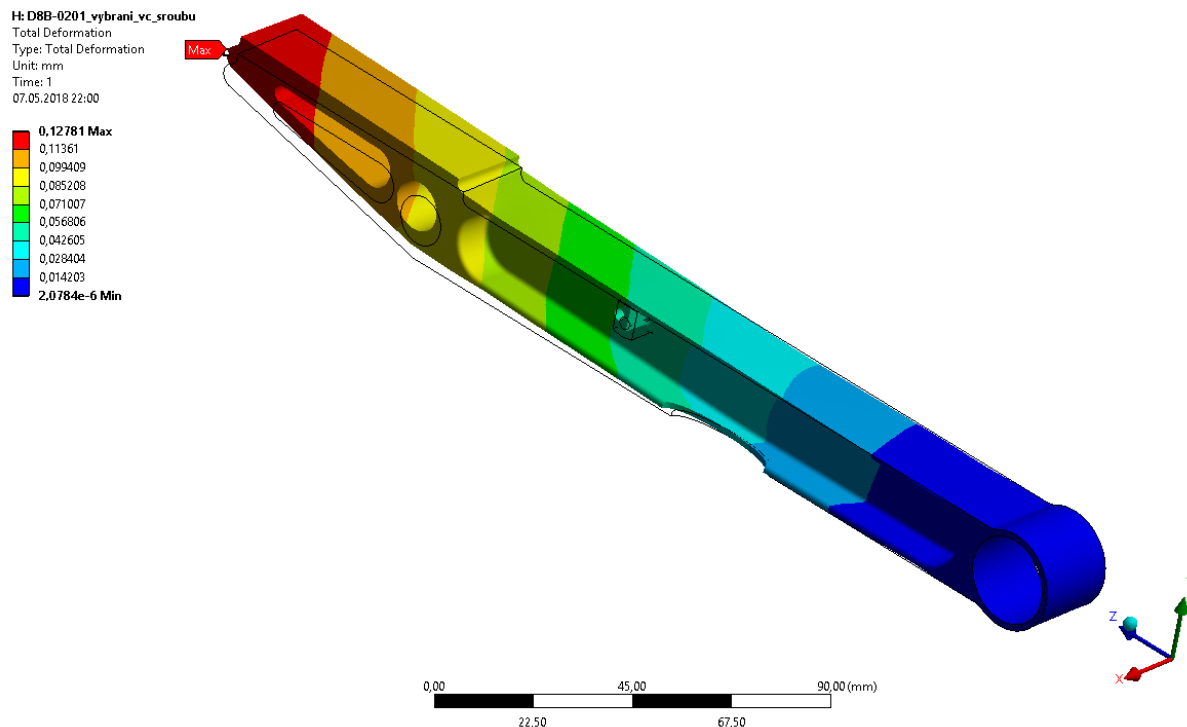
Obr. 17 Redukované napětí v tělese pedálu, podle podmínky HMH

H: D8B-0201_vybrani_vc_sroubu
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
07.05.2018 21:57

186,72 Max
165,97
145,23
124,48
103,74
82,991
62,247
41,502
20,757
0,012511 Min



Obr. 18 Detail redukovaného napětí v místě vybrání pro potenciometr



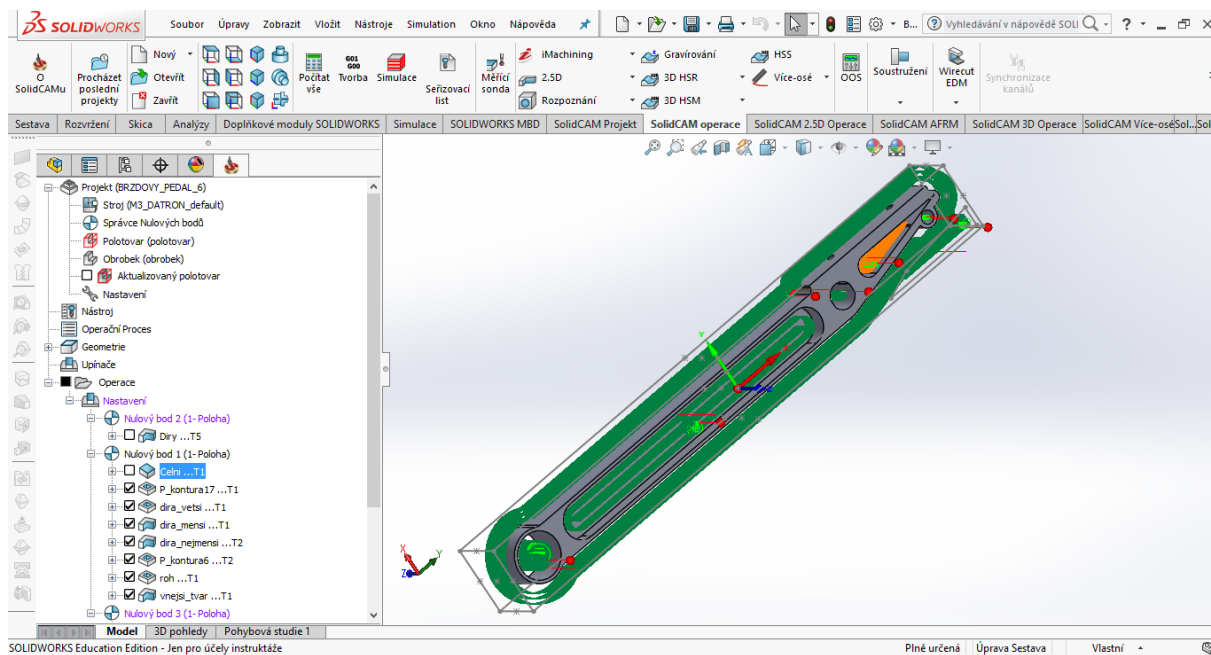
Obr. 19 Deformace tělesa pedálu

Maximální redukované napětí, zjištěné podle hypotézy HMMH, dosahuje maxima (187 MPa) v místě vybrání pro potenciometr, tak jak jsem předpokládal, neboť se jedná o koncentrátor napětí. Vzhledem k použití materiálu (EN AW 7075) s mezí kluzu 440 MPa [18], vychází bezpečnost vzhledem k mezi kluzu 2,35. Deformace tělesa pedálu je vzhledem k celkovým rozměrům malá, maxima (0,13 mm) dosahuje na vrcholu součásti. Pedál je tedy pro použití dostatečně tuhý. Těleso pedálu shledávám jako vyhovující.

3.1.2 VÝROBA TĚLESA PEDÁLU

Od počátku návrhu tělesa pedálu byla brána v potaz výroba ve vlastní režii. K tomu účelu posloužil stroj dodaný jedním z partnerů týmu TU Brno Racing, firmou DATRON. Pro obrábění jsem vytvořil program. Největší obtíží při návrhu byly omezené možnosti upnutí obrobku do stroje a snaha minimalizovat přeučínání na nejmenší možný počet, aby došlo k co nejmenším nepřesnostem. Dále také byla snaha o co možná nejmenší počet výměn nástrojů ve stroji, aby strojní čas byl využit efektivně. Na hrubování i dokončování jsem použil jednobřité nástroje o průměrech 8 a 4 mm, na frézování otvorů a závitů jsem použil širokou paletu nástrojů od výrobce stroje. Import vyráběného dílu do softwaru SOLIDWORKS s nadstavbou SolidCAM proběhl ve formátu STEP. Po založení projektu pro frézování, definování prvního nulového bodu a velikosti polotovaru, jsem vytvořil dráhy pro hrubování čelní plochy v první poloze. Dále jsem definoval dráhy pro vyfrézování otvorů sloužících k přichycení nášlapu pedálu. Poté byl virtuálně polotovar otočen od 90 ° a hrubován povrch jedné strany vč. odlehčení a otvorů v pedálu. Po ukončení obrábění této stěny mi zbývalo navrhnout obrábění druhé boční stěny pedálu. Návrh průjezdů frézy probíhal analogicky, jako v předchozím kroku. Při stanovování nulového bodu přímo v CNC stroji byly využívány integrované dotykové sondy, která umožnila najít nulový bod s přesností na setiny milimetru ve všech třech osách. Dále jsem využil vestavěné funkce Z-korekce, pro případ, že by polotovar byl v upínacím

zařízení skloněn v některém se směrů. Tato funkce však nakonec posloužila jen pro kontrolu správnosti upnutí, korekce nebyla třeba.



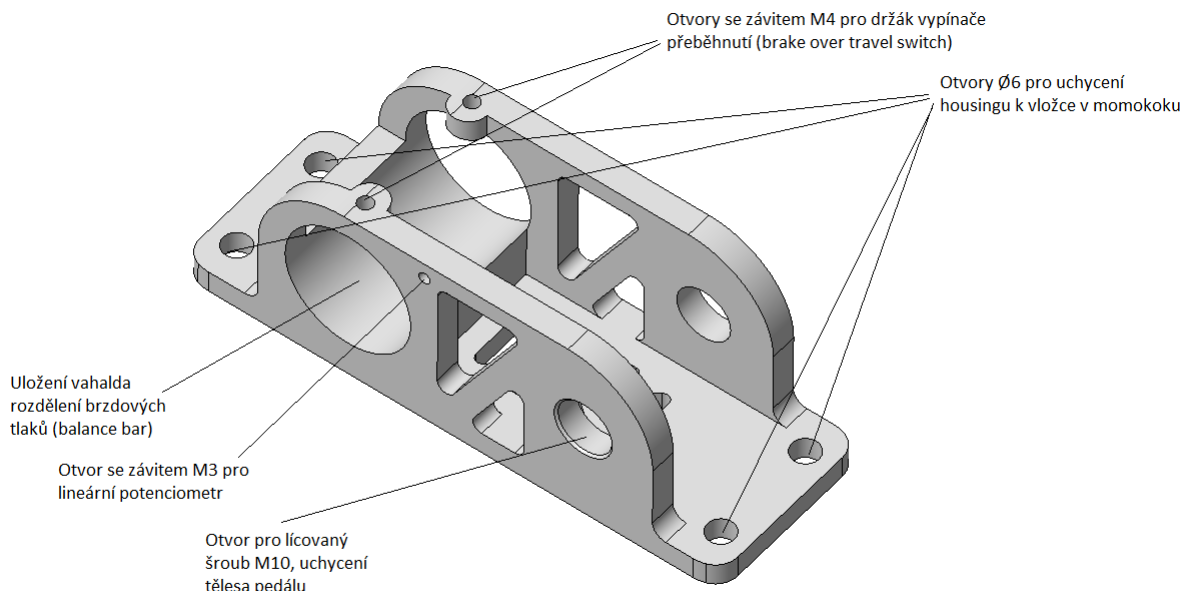
Obr. 20 Návrh CNC Programu v SOLIDCAM



Obr. 21 Pedál vyrobený ve stroji DATRON

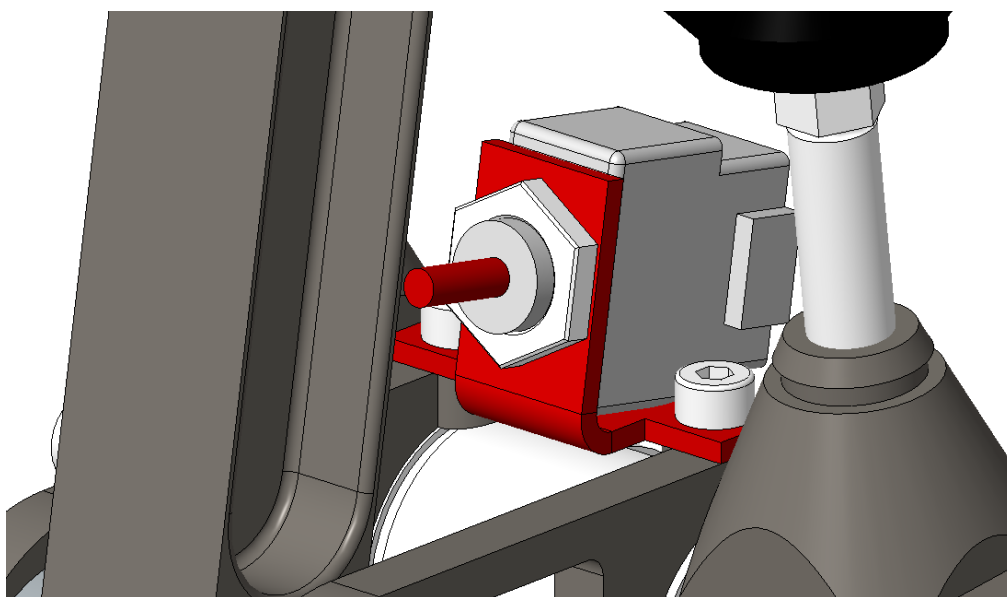
3.2 KONSTRUKCE ULOŽENÍ BRZDOVÉHO PEDÁLU

Uložení brzdového pedálu tvoří se samotným brzdovým pedálem úzce propojenou dvojici. Jedním z hlavních parametrů této dvojice jest pedálový poměr, proto musejí být základní rozměry uložení tomuto přizpůsobeny (viz. kap. 3.1). Součástí uložení je i prostor pro vahadlo rozdělení brzdových tlaků (balance bar). Vahadlo je uloženo posuvně ve vložce, která je do uložení lisována.



Obr. 22 Popis částí uložení brzdového pedálu

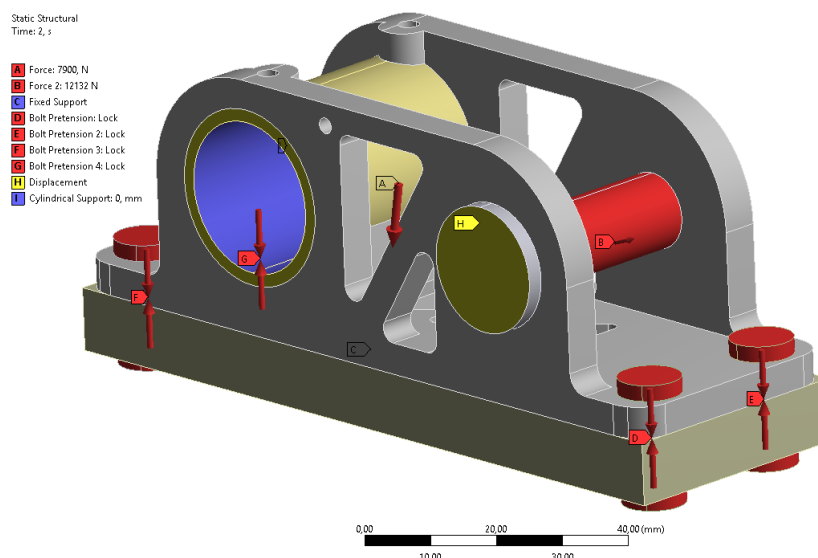
Další funkcí uložení je upevnění přeběhového vypínače (Brake over travel Switch), pro upevnění jsem použil jednoduchého ohýbaného ocelového držáku, připevněného pomocí dvojice šroubů M4. Vypínač je v držáku zajištěn maticí, jenž je k němu z výroby dodávána.



Obr. 23 Držák přeběhového vypínače

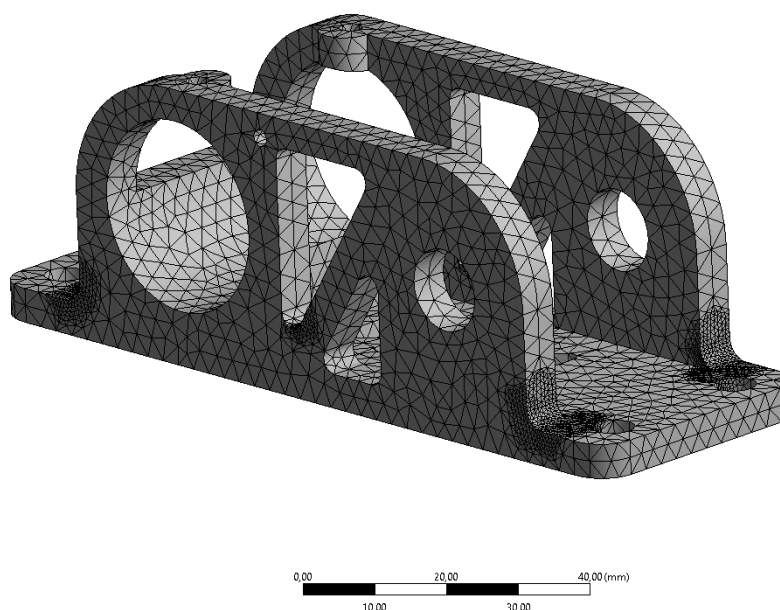
3.2.1 SIMULAČNÍ ANALÝZA TĚLESA PEDÁLU

Pro účely simulační analýzy byl brzdový housing uchycen k zjednodušené náhradě monokoku a vložky v něm, pomocí předepjatých náhrad šroubu. Náhrada byla pevně vetknuta ve všech třech osách pomocí vazby Fixed Support. Na uložení působí silové zatížení od brzdových válců (viz. kap. 3.1.1), které je přenášeno přes balance bar až do uložení. Pro výpočet jsem volil nejhorší možný scénář, kdy na uložení působí maximální silou válce a zároveň i brzdový pedál v reakci na řidičovu nohu.

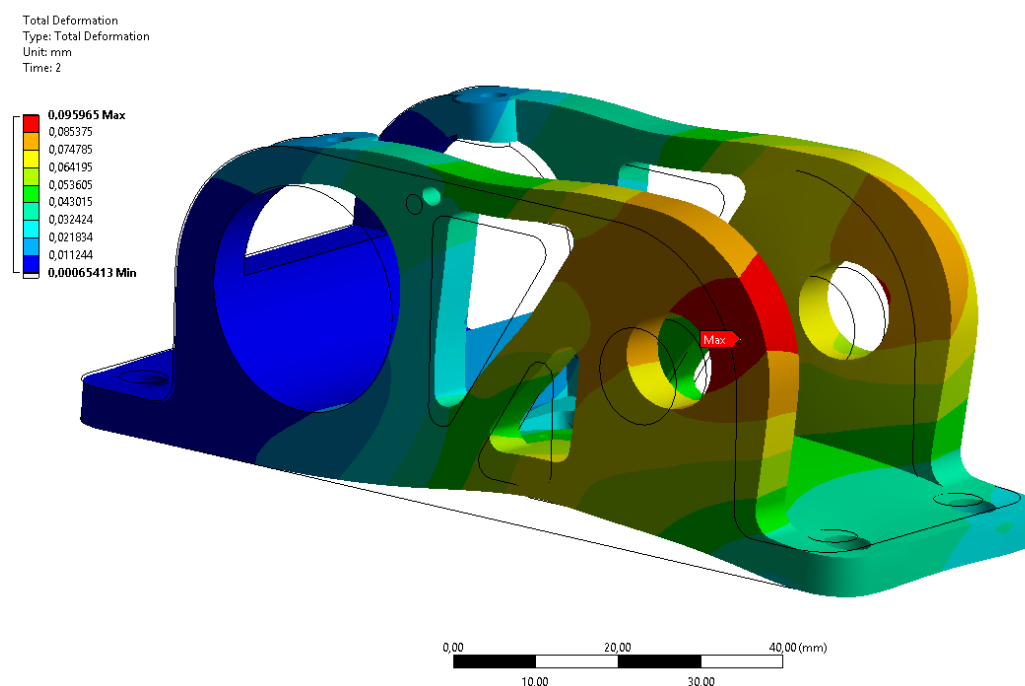


Obr. 24 Okrajové podmínky pro simulační analýzu uložení brzdového pedálu

Výpočtovou síť jsem sestavil z prvků o základní velikosti 2,5mm. V místě vybrání pro brzdový kotouč jsem síť zjemnil pomocí velikosti prvku 0,625 mm. Celkem výpočtová síť obsahovala 133951 prvků.

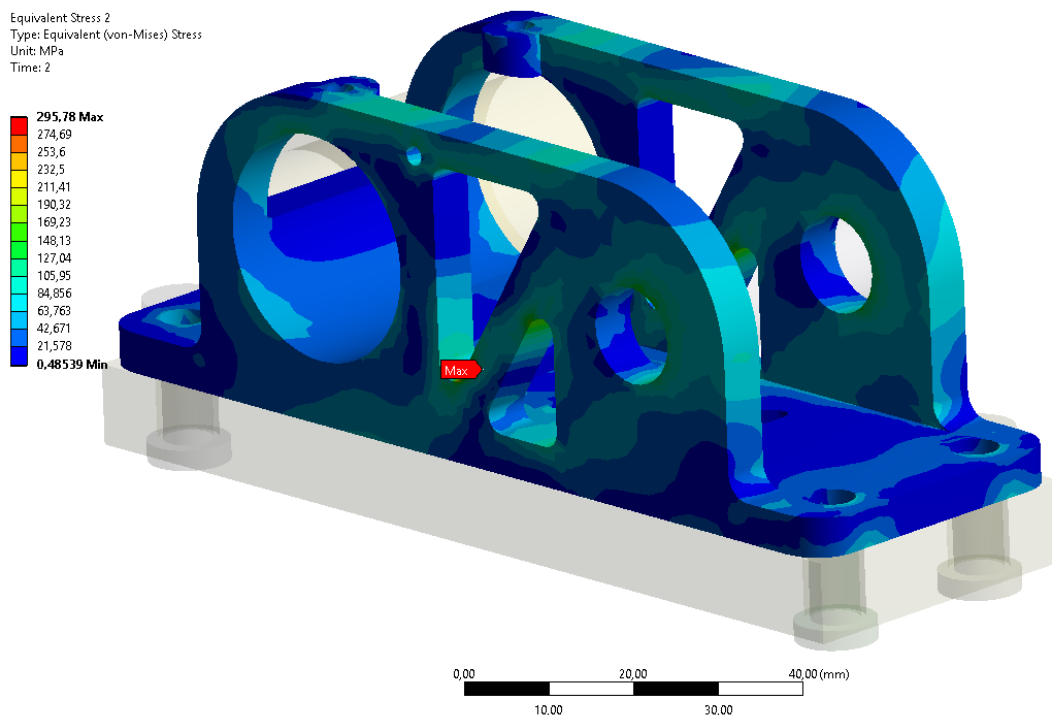


Obr. 25 Výpočtová síť uložení brzdového pedálu



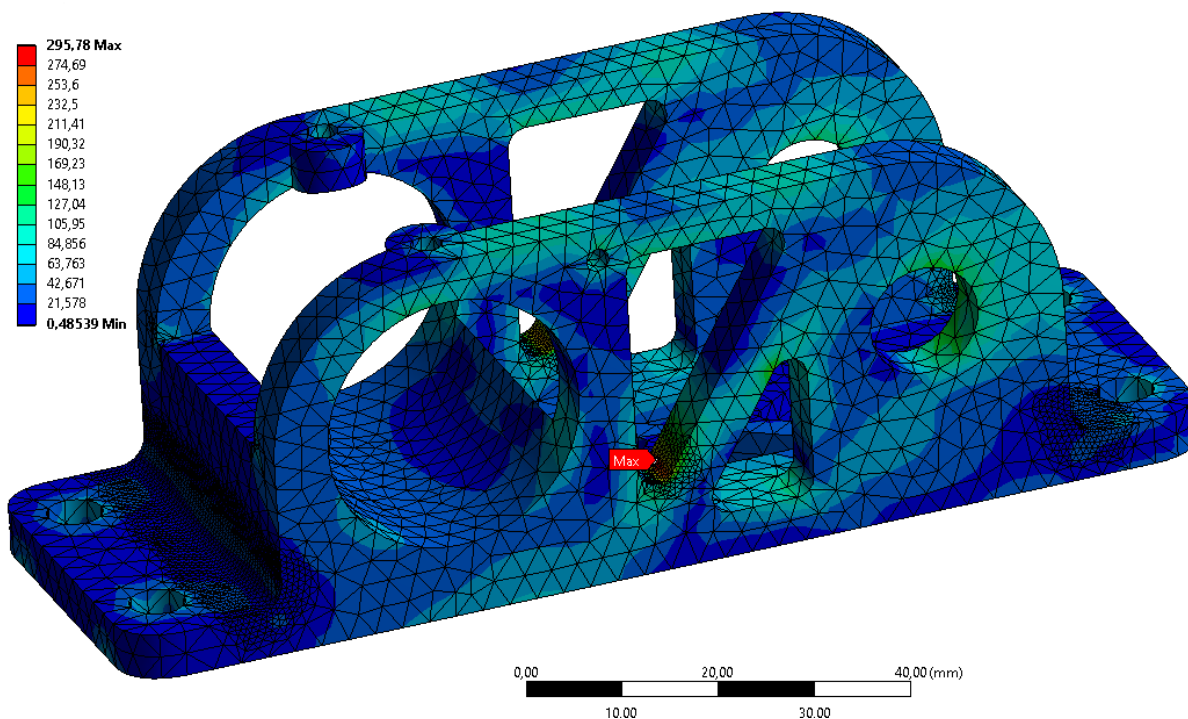
Obr. 26 Celková deformace (sedmdesátkrát zvětšena) brzdového uložení
(černé obrysy zobrazují nedeformovaný tvar)

Uložení brzdového pedálu musí být dostatečně tuhé, deformace uložení brzdového pedálu je vzhledem k celkovým rozměrům malá, maxima (0,1 mm) dosahuje v blízkosti šroubu jímž je připevněn brzdový pedál k housingu.

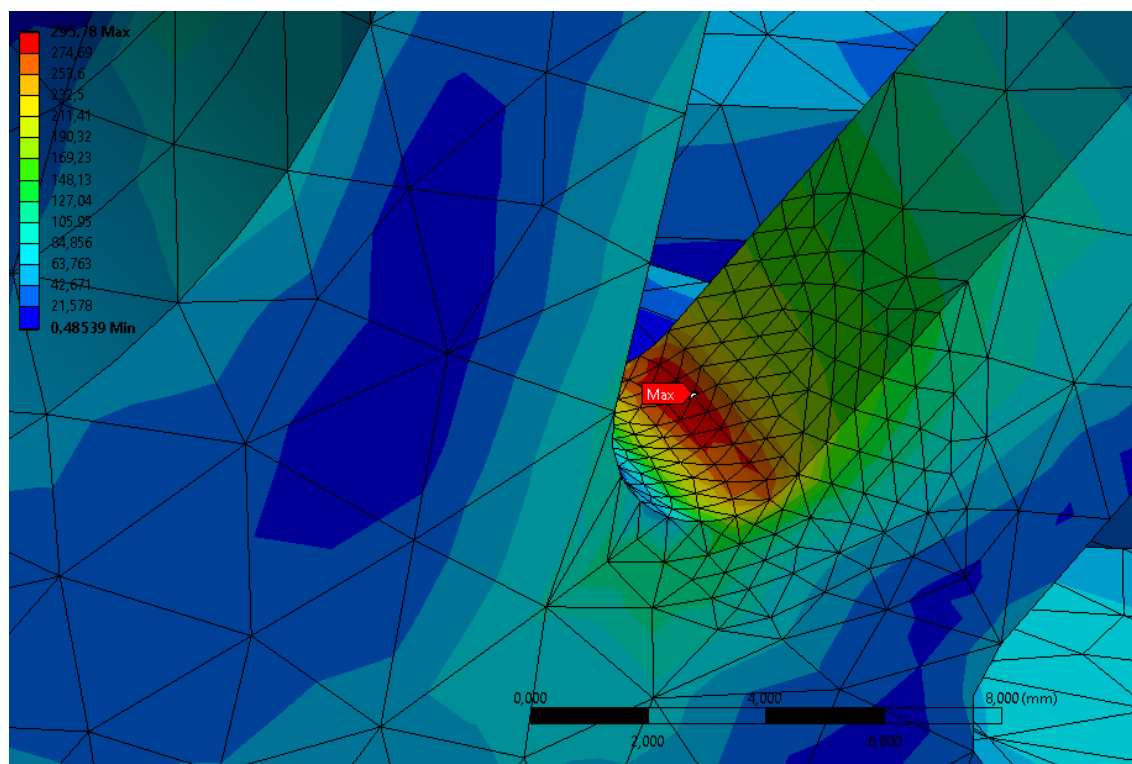


Obr. 27 Redukované napětí v uložení brzdového pedálu, podle podmínky HMM

Equivalent Stress 2
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2



Obr. 28 Maximální redukované napětí v uložení brzdového pedálu, podle podmínky HMM



Obr. 29 Detail maximálního redukovaného napětí v uložení brzdového pedálu, podle podmínky HMM

Maximální redukované napětí podle hypotézy HMH dosahuje hodnoty 296 MPa. Napětí působí v místě odlehčení. Vzhledem k použití materiálu EN AW 7075 s mezí kluzu 440 MPa [18], vychází bezpečnost vzhledem k mezi kluzu 1,48. Těleso housingu tedy shledávám jako vyhovující.

3.3 SPOJENÍ BRZDOVÉHO PEDÁLU S ULOŽENÍM

Pro letošní rok jsem se rozhodl pro uložení tělesa brzdového pedálu do housingu použít kombinaci páru axiálních a radiálního ložiska. Zvolil jsem radiální jehlové ložisko SKF HN 1516, jenž má dle výrobce statickou únosnost 28kN [19]. Ložisko je do spodního oka pedálu nalisováno dle doporučení výrobce. V ložisku, z aplikačních příčin, předpokládám pouze přenos sil radiálních. Maximální radiální síla působící na ložisko byla převzata z okrajových podmínek uložení brzdového pedálu.

$$F_r = 12132 \text{ N}$$

Ekvivalentní zatížení a bezpečnost ložiska

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad (27)$$

$$P_0 = 1 \times 12132$$

$$P_0 = 12132 \text{ N}$$

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (28)$$

$$s_0 = \frac{28000}{12132}$$

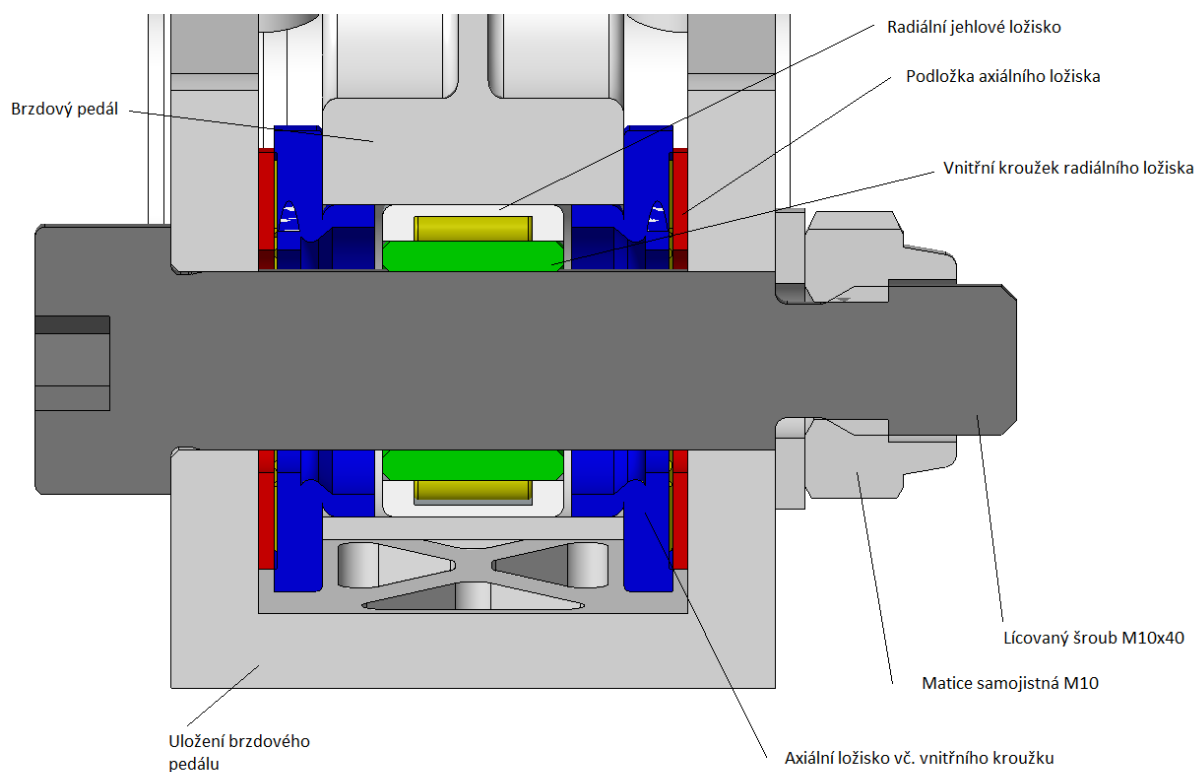
$$s_0 = 2,3$$

kde:

P_0	[kN]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
F_r	[kN]	skutečné radiální zatížení
F_a	[kN]	skutečné axiální zatížení
X_0	[-]	součinitel radiálního zatížení ložiska
Y_0	[-]	součinitel axiálního zatížení ložiska
C_0	[kN]	základní statická únosnost
s_0	[-]	součinitel bezpečnosti ložiska

Vypočtená bezpečnost vyhovuje zamýšlenému použití a ložisko tak prohlašuji za vhodné.

Dvojice dílů je dohromady smontována pomocí lícovaného šroubu velikosti M10x40, příslušné podložky a samojistící matice.

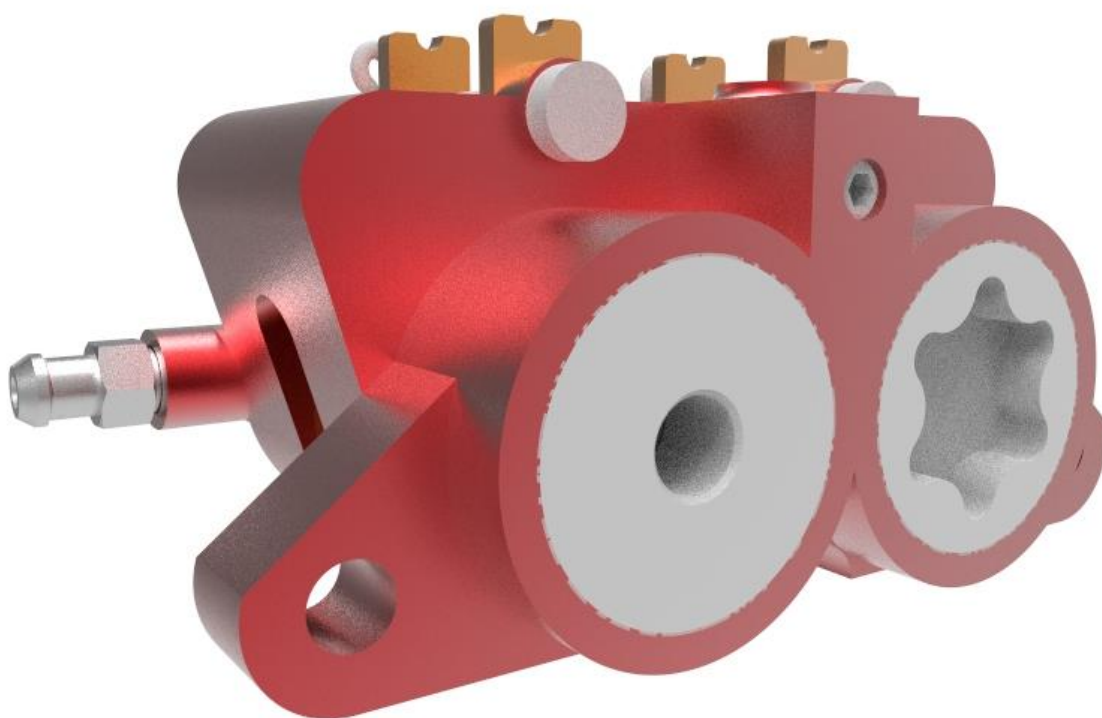


Obr. 30 Uložení pedálu do tělesa brzdového pedálu

4 KONSTRUKCE PŘEDNÍHO BRZDOVÉHO TŘMENU

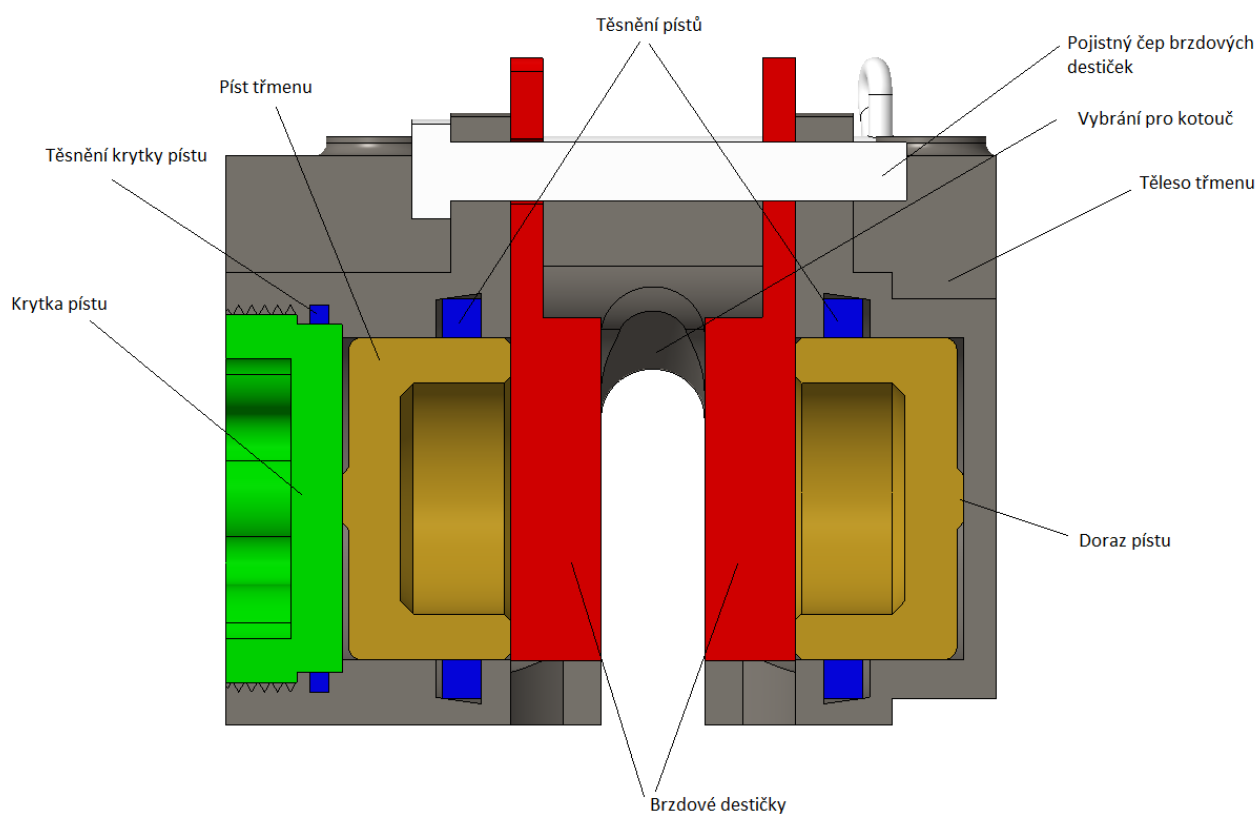
Při konstrukci předních brzdových třmenů jsem se rozhodl zachovat montážní rozměry dosud používaných třmenů od švédské firmy ISR, aby byly v případě nutnosti zaměnitelné a nebylo potřeba vyrábět další sadu třmenů, což přinese finanční úsporu a umožní lépe využít výrobní kapacity spolupracujících firem pro jiné obráběné díly. Při stanovování požadavků na brzdové třmeny jsem si za cíl stanovil snížení hmotnosti při zachování požadované pevnosti. V rámci zachování co nejvyšší kompatibility se třmeny ISR jsem se rozhodl použít tyto komponenty z jejich portfolia:

- brzdové písty
- odvzdušňovací šrouby
- víčka kryjící brzdové písty
- těsnění pístů i krytek pístů

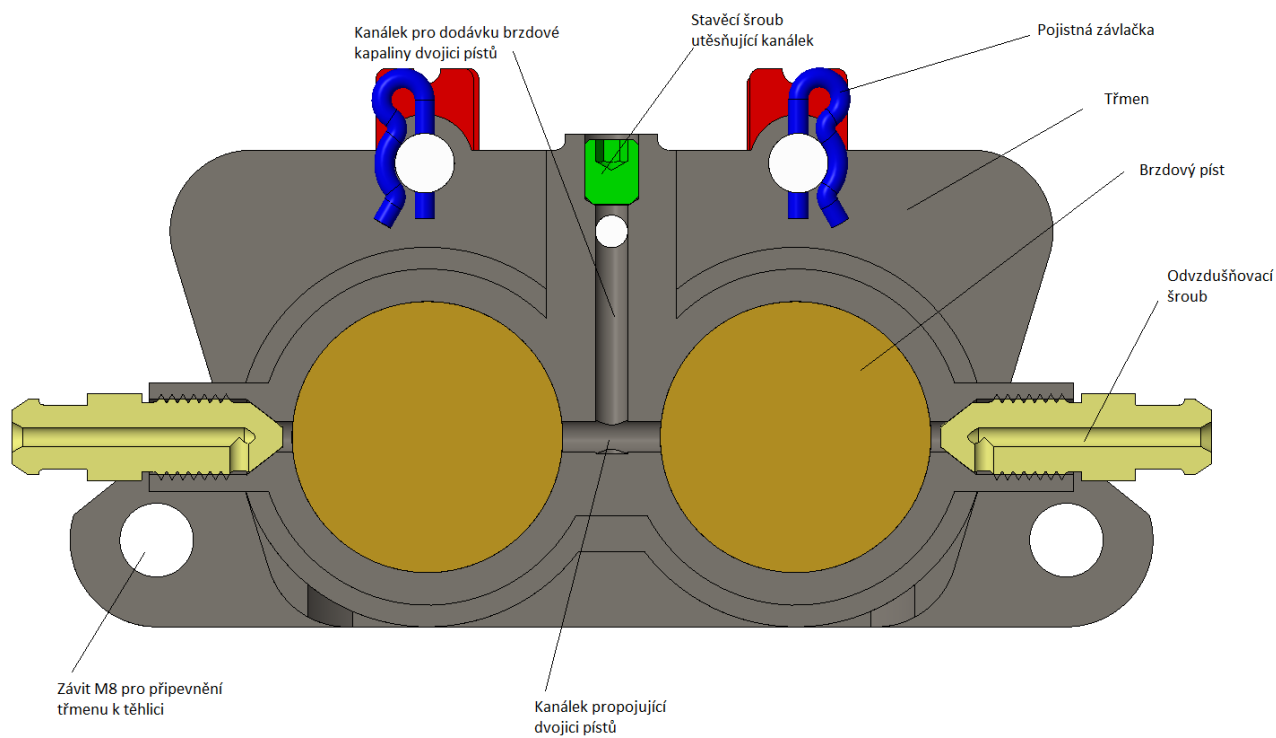


Obr. 31 Kompletně osazený přední třmen

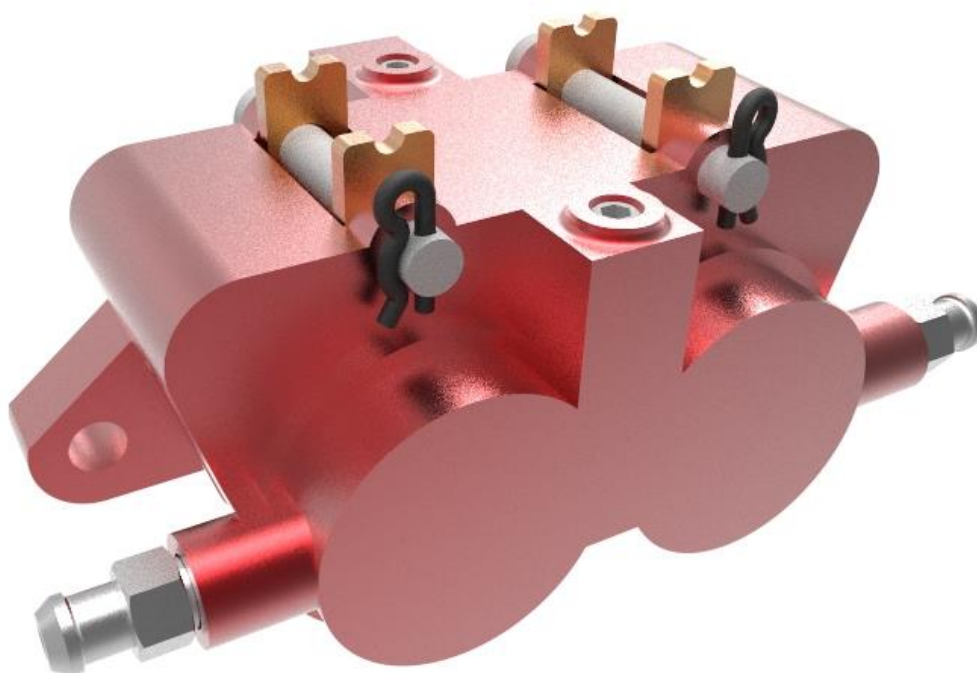
Třmeny jsou monoblokové konstrukce, osazené čtyřmi písty, symetricky umístěnými. Každý z pístů je těsněn gumovým těsněním se čtvercovým průřezem. Toto těsnění je umístěno v drážce, jenž má vyvedeno zkosení, které umožňuje snazší navrácení pístu do výchozí polohy jen pomocí předpětí vyvolaného v těsnění. Písty jsou do třmene vkládány ze zadní strany. Montážní otvor je poté zaslepen pomocí krytky. Pro dokonalé utěsnění krytky jsem použil tenké těsnění čtvercového průřezu. Krytka je v otvoru pojištěna pomocí lepidla na závitové spoje střední pevnosti. Na každém předním třmenu je použita jedna průchozí krytka, skrz kterou je přiváděna brzdová kapalina do třmenu. Druhá krytka je neprůchozí. Odvzdušňovací šrouby jsou umístěny ve dvou místech třmenu, díky čemuž je možné třmen použít univerzálně na levou i pravou stranu vozidla. Výsledná hmotnost kompletně osazeného předního brzdového třmenu je 402 g.



Obr. 32 Řez předním třmenem



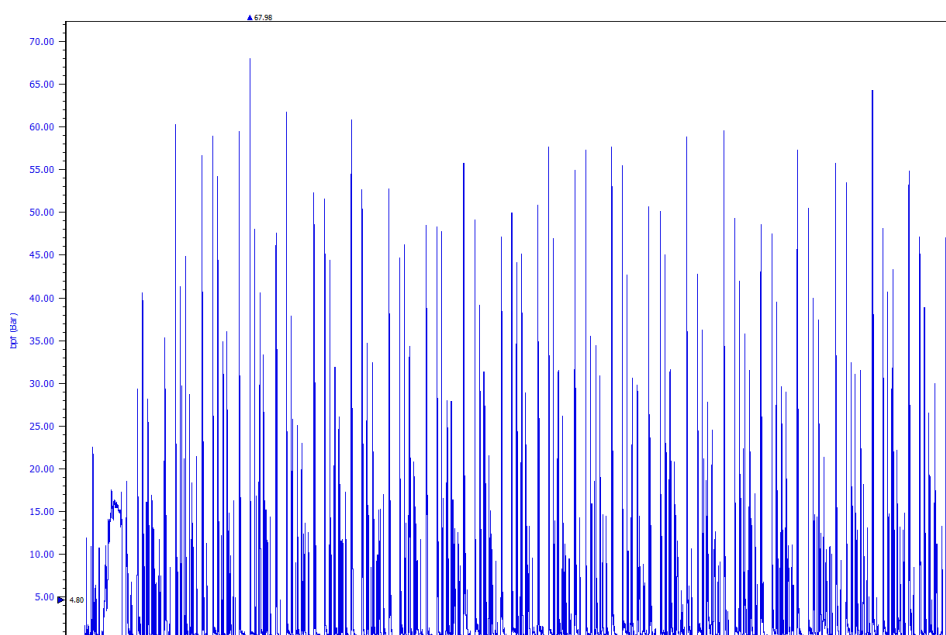
Obr. 33 Řez předním třmenem



Obr. 34 Kompletně osazený přední třmen

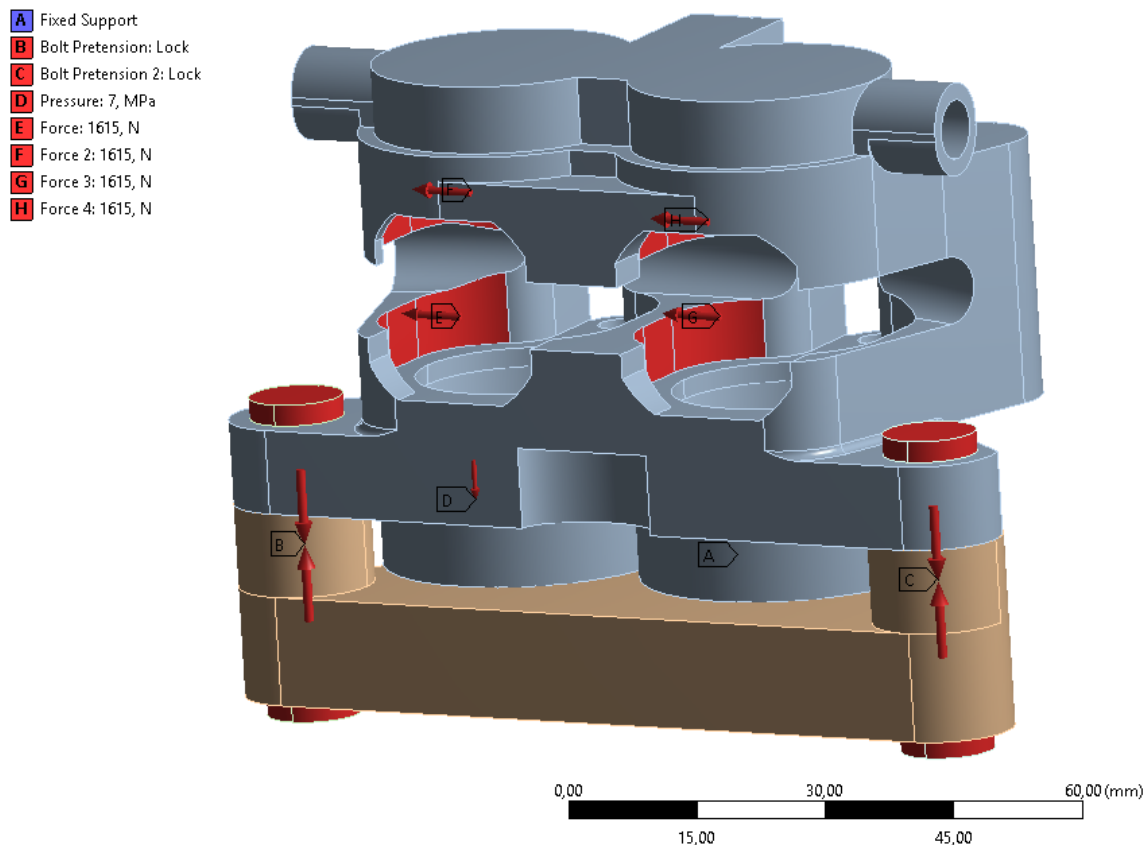
4.1 SIMULAČNÍ ANALÝZA PŘEDNÍHO TŘMENU

Stanovení okrajových podmínek pro analýzu předního brzdového třmenu vychází z jízdních dat z minulých let. Podrobně jsem analyzoval jízdní data a stanovil maximální dosažené tlaky v brzdovém okruhu. Maximální dosažený tlak činí 7 MPa.



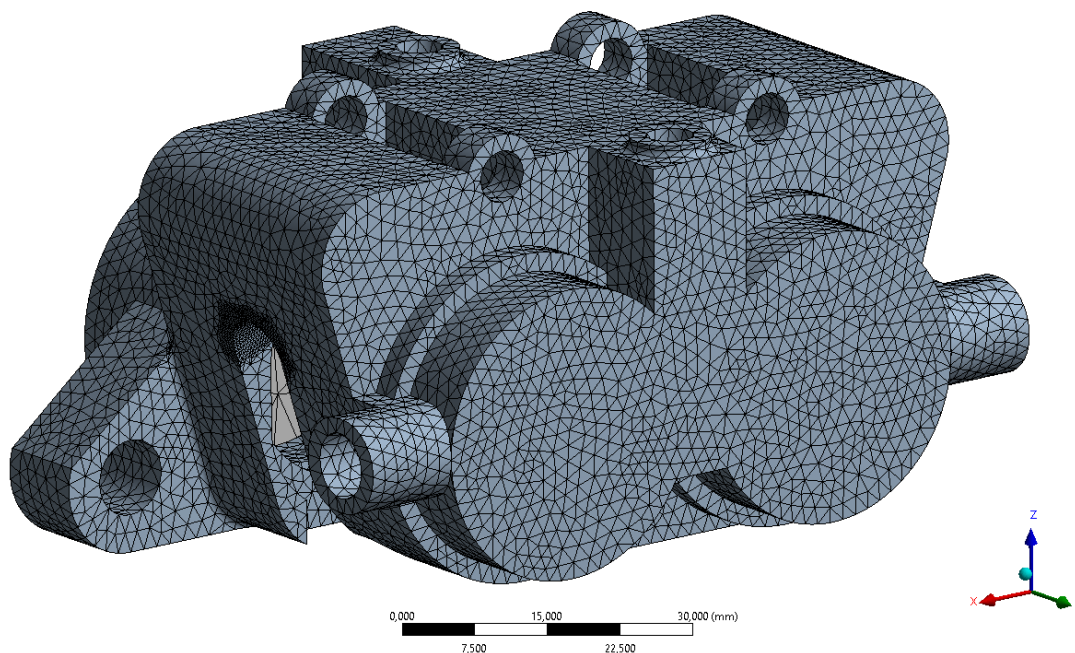
Obr. 35 Průběh tlaku v předním brzdovém okruhu během disciplíny endurance na FSG

Pro účely simulační analýzy byl brzdový třmen uchycen k zjednodušené náhradě těhlice pomocí předepjatých náhrad šroubu. Náhrada těhlice byla pevně vetknuta ve všech třech osách pomocí vazby Fixed Support. Na třmen působí silové zatížení od brzdových destiček (viz. kap. 2.2.5), vznikající opřením se destiček o kraj prostoru ve třmenu. Pro výpočet jsem volil nejhorší možný scénář, kdy pohybu destiček brání pouze stěna třmene nikoliv z části také samotný píst, který je přitlačován ke kovové destičce značnou silou, kterou vytváří hydraulický tlak. Dále jsem třmen zatížil hydraulickým tlakem o velikosti odpovídající tlaku, naměřenému při nouzovém brzdění (70 bar).



Obr. 36 Okrajové podmínky pro zatížení předního třmenu

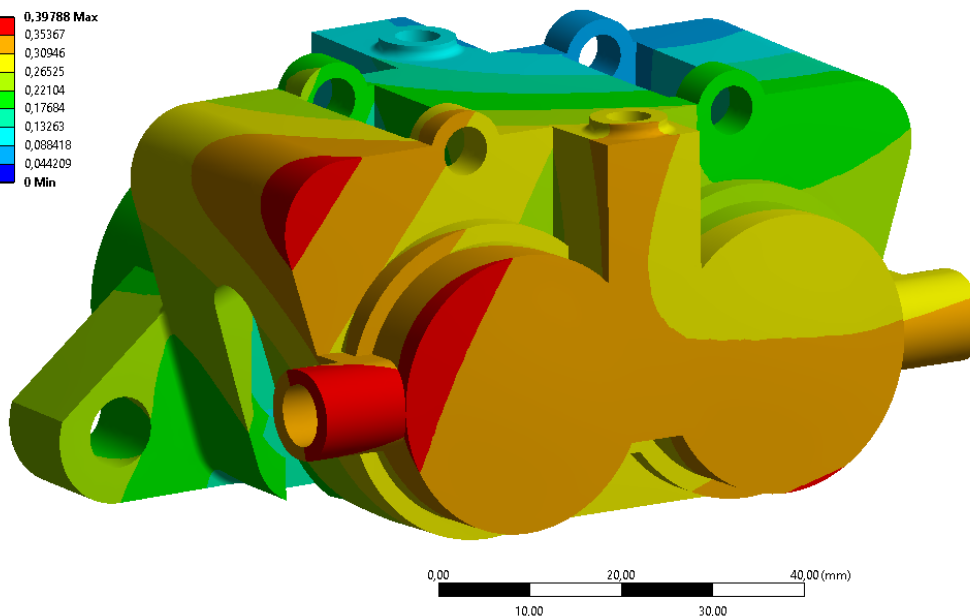
Výpočtovou síť jsem sestavil z prvků o základní velikosti 1,7 mm. V místě vybrání pro brzdový kotouč jsem síť zjemnil pomocí velikosti prvku 0,5 mm. Celkem výpočtová síť obsahovala 374301 prvků.



Obr. 37 Výpočtová síť předního třmenu

L: D8B_FC_O_ANS
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2

0,39788 Max
0,35367
0,30946
0,26525
0,22104
0,17684
0,13263
0,088418
0,044209
0 Min



Obr. 38 Celková deformace předního třmenu

Celková deformace třmenu dle simulace činí 0,4 mm, což vzhledem k působícímu tlaku a deformacím stávajících třmenů, považuji za vyhovující.

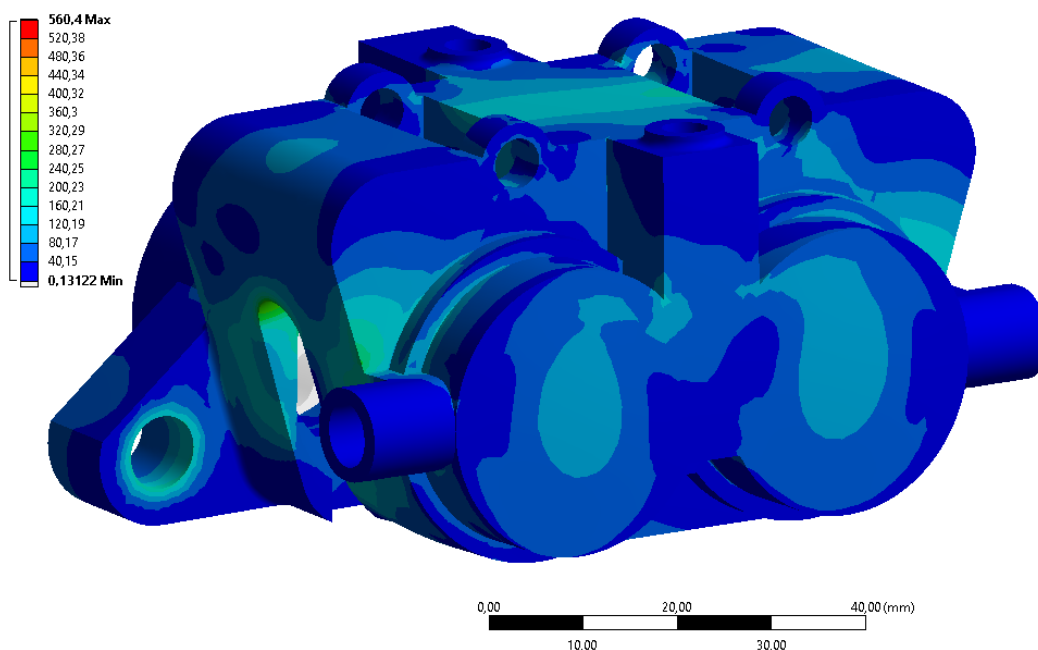
L: D8B_FC_O_ANS

Equivalent Stress 3

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2



Obr. 39 Redukované napětí v předním třmenu, podle podmínky HMM

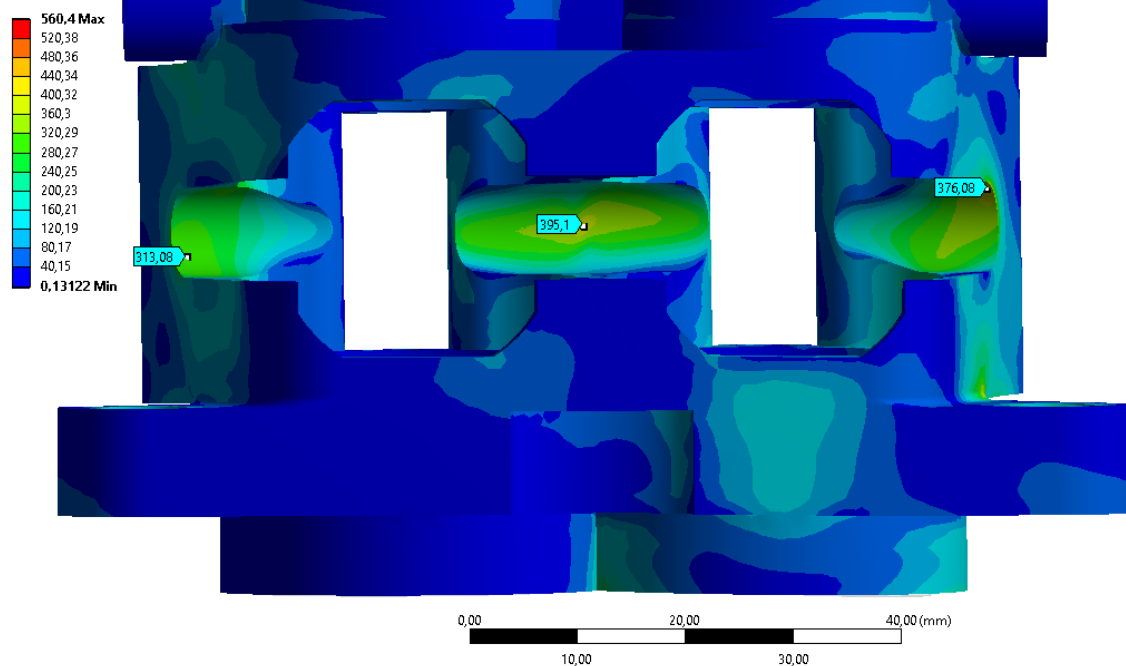
L: D8B_FC_O_ANS

Equivalent Stress 3

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

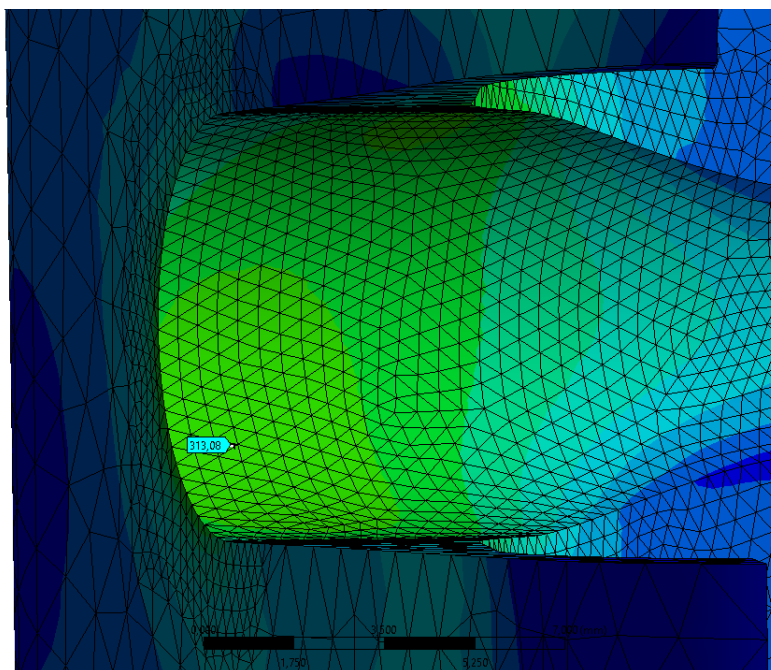
Time: 2



Obr. 40 Půdorysný pohled na redukované napětí v předním třmenu, v místě vybrání pro kotouč, podle podmínky HMM

L: D8B.FC.O.ANS
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2

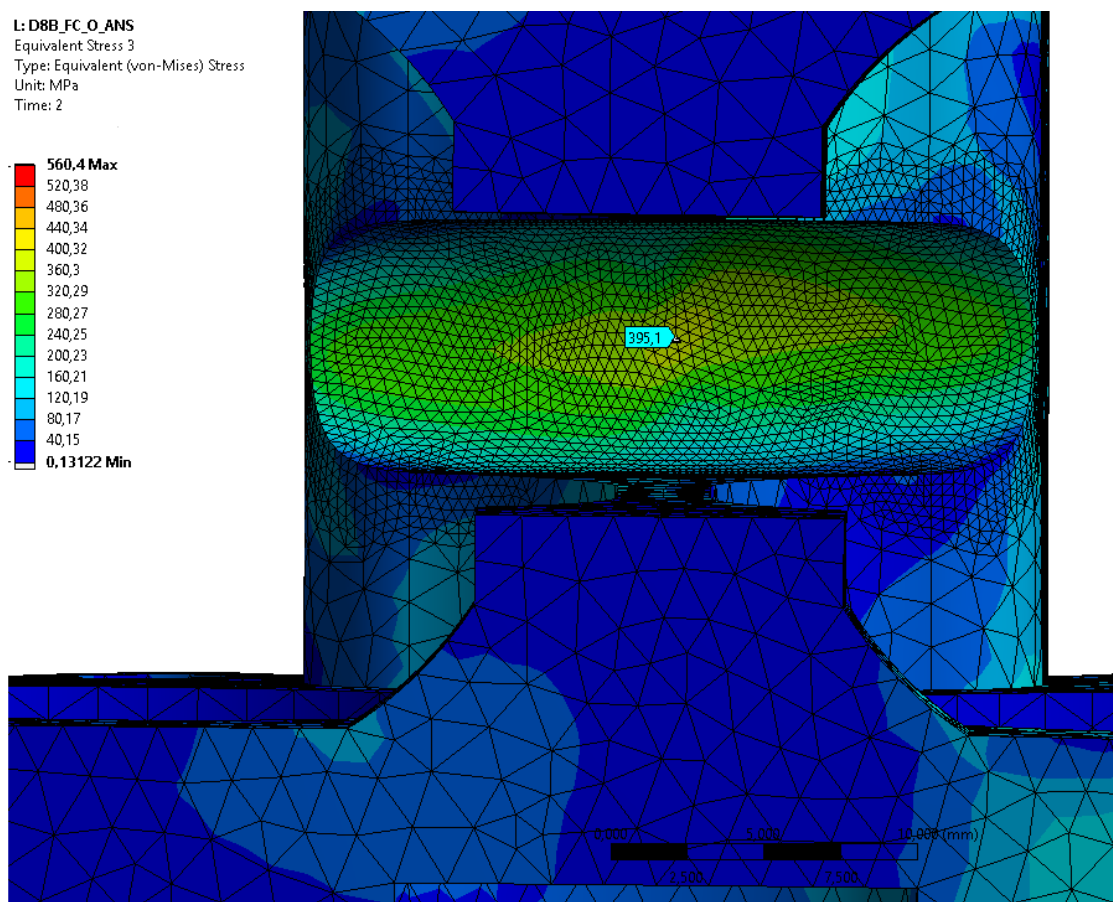
560,4 Max
520,38
480,36
440,34
400,32
360,3
320,29
280,27
240,25
200,23
160,21
120,19
80,17
40,15
0,13122 Min



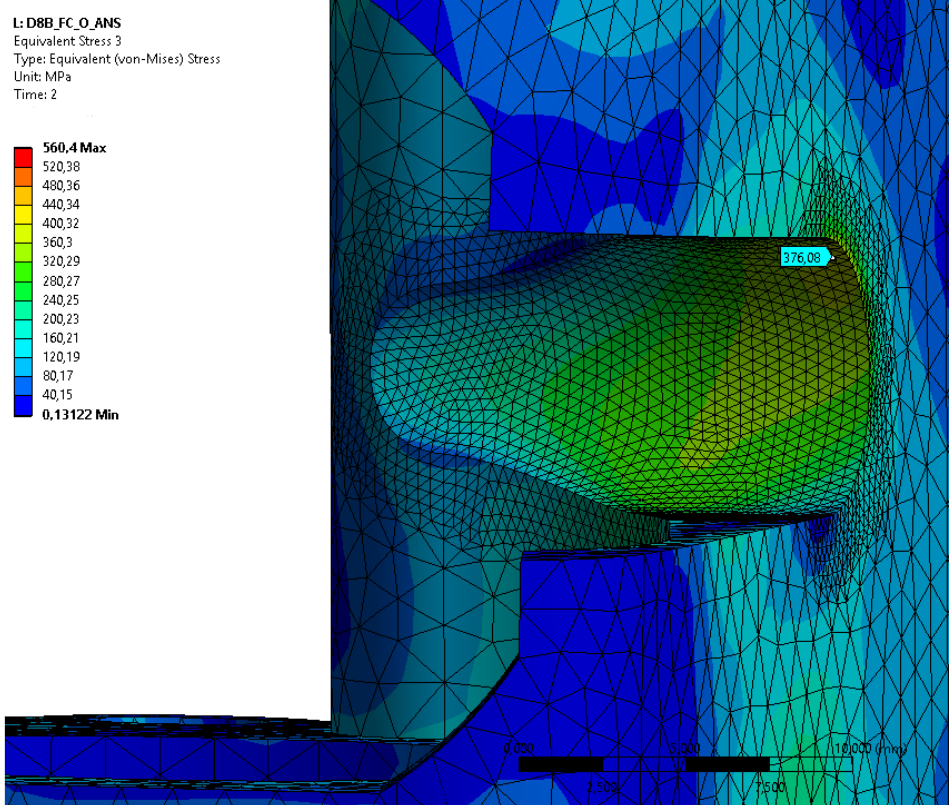
Obr. 41 Detail maximálního redukovaného napětí v předním třmenu, v místě vybrání pro kotouč, podle podmínky HMM

L: D8B.FC.O.ANS
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 2

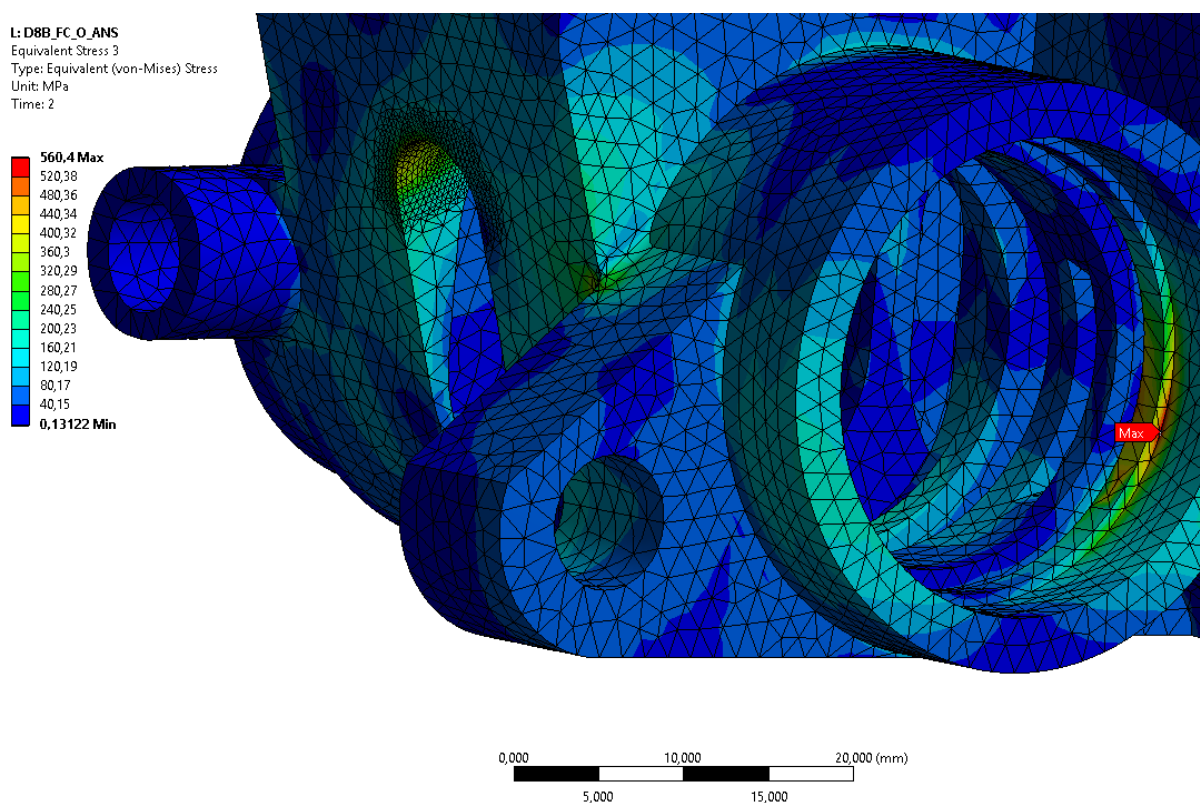
560,4 Max
520,38
480,36
440,34
400,32
360,3
320,29
280,27
240,25
200,23
160,21
120,19
80,17
40,15
0,13122 Min



Obr. 42 Detail maximálního redukovaného napětí v předním třmenu, v místě vybrání pro kotouč, podle podmínky HMM



Obr. 43 Detail maximálního redukovaného napětí v předním třmenu, v místě vybrání pro kotouč, podle podmínky HMM



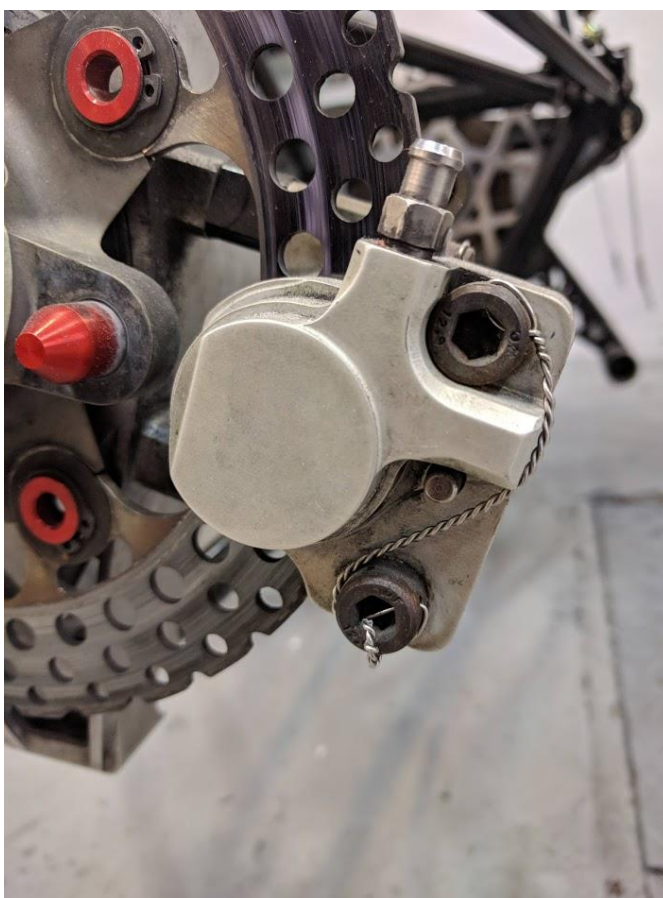
Obr. 44 Detail maximálního redukovaného napětí v předním třmenu, podle podmínky HMM

Maximální vypočtené redukované napětí se nachází v místě spojení krytky pístu a samotného tělesa třmenu. Toto je způsobeno použitou vazbou Bonded (vlepení). Ve skutečnosti se před tímto místem nachází těsnění, které minimalizuje, případně zcela zabraňuje pronikání tlaku dále do závitu krytky. Dále je krytka do třmenu dotahována na utahovací moment 50 N.m a současně je používáno lepidla na závity. Z tohoto důvodu napětí v tomto místě vyhodnocuji jako nerelevantní.

V průběhu výpočtů jsem zjistil, že síly od brzdových destiček způsobují vůči hydraulickému tlaku pouze minoritní namáhání a při jejich zanedbání nedochází k významným rozdílům ve výsledném redukovaném napětí (396 MPa vs. 389 MPa) ani v jeho průběhu. Avšak i přes tento fakt, jsem i namáhání od brzdových destiček bral v potaz a do výpočtu jej zahrnul. Maximální redukované napětí podle hypotézy HMM dosahuje hodnoty 396 MPa. Materiál EN AW 7068 T6 dle dostupných materiálových listů [20] [21] má minimální mez kluzu 590 MPa. Koeficient bezpečnosti u daného třmenu tedy vychází 1,49. Třmen shledávám ve všech bodech vyhovující.

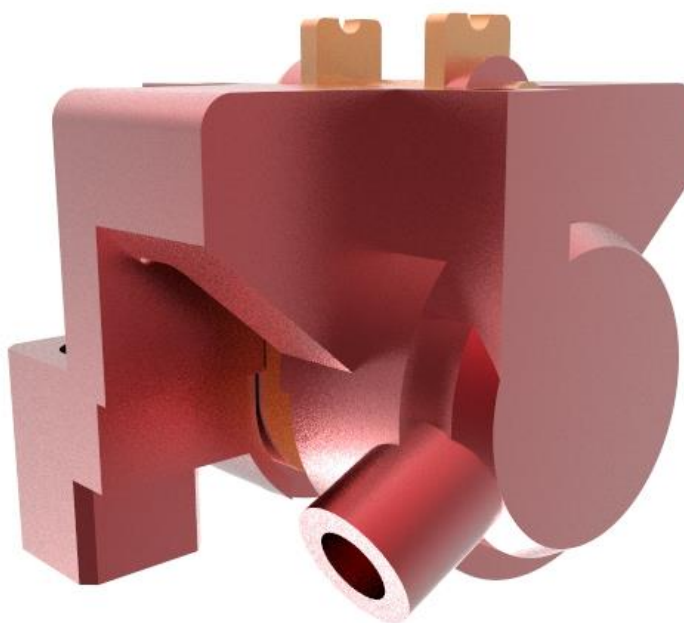
5 KONSTRUKCE ZADNÍHO BRZDOVÉHO TŘMENU

Stejně jako u předních třmenů, i u zadních bylo základním cílem snížení hmotnosti samotného třmenu. Jedním ze základních předpokladů bylo zachování montážních rozměrů shodných s třmeny ISR 049. Dále bylo vhodné zachovat rozměry používaných brzdových destiček (GoldFren 119 Special). Z tohoto požadavku poté vyplývá nutnost použít shodné brzdové písty, neboť jejich tvar je přizpůsoben právě pro danou rozměrovou řadu brzdových destiček. Na rozdíl od třmenů kupovaných jsem u zadních třmenů zvolil monoblokovou konstrukci, především z důvodu absence dalšího těsnění a šroubových spojů mezi částmi třmenu, které dle pravidel Formula Student musí být zajištěny tzv. positive lockingem.



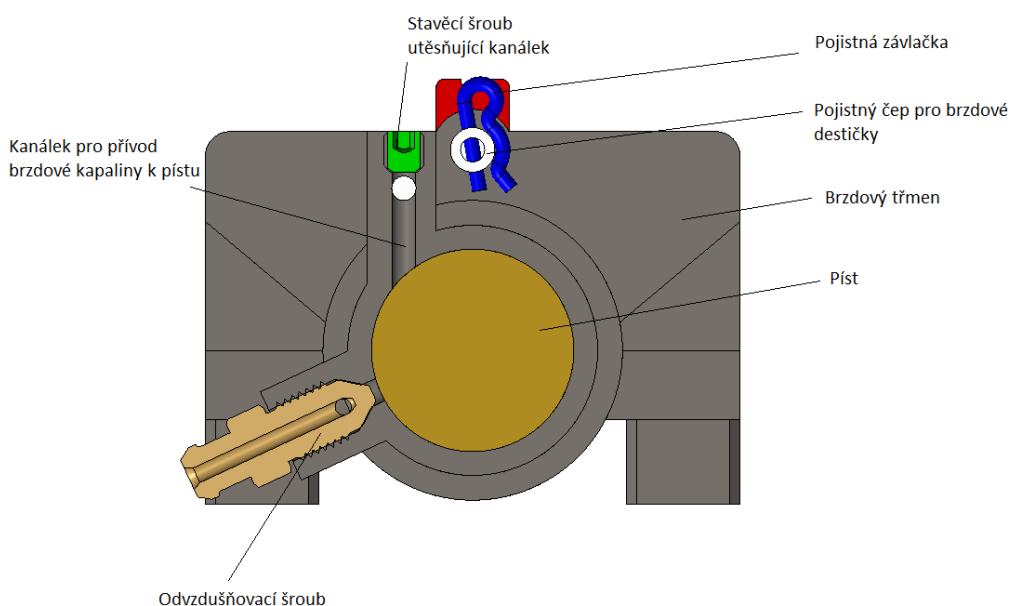
Obr. 45 Zajištění šroubů (positive locking) na zadním třmenu vozu Dragon 7

Pro výrobu zadních třmenů byl stejně jako u předních zvolen materiál EN AW 7068 T6, především pro jeho lepší materiálové vlastnosti v porovnání s běžně dostupným EN AW 7075 T6. Zadní třmeny musejí být vyráběny zvlášť pro levou a pravou stranu z důvodu umístění odvzdušňovacího šroubu. Avšak namáhání je shodné a třmeny jsou symetrické, proto se dále v práci budu zabývat pouze zadním třmenem určeným pro levou stranu vozidla.

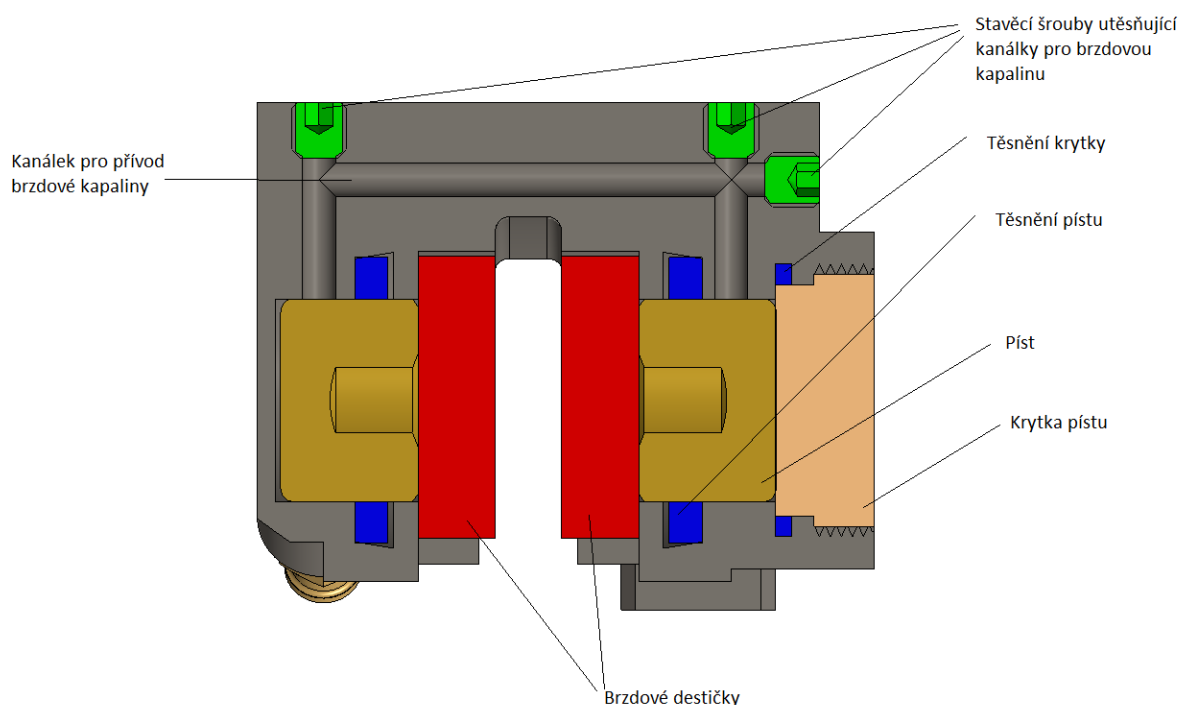


Obr. 46 Zadní brzdový třmen

Utěsnění navrtávaných kanálků pro průchod kapaliny od vstupního otvoru k jednotlivým pístům je řešeno pomocí kuželové dosedací plochy a stavěcích šroubů s vnitřním šestihranem velikosti M5. Písty jsou vkládány ze zadní strany třmenu. Do montážního otvoru je poté zašroubována krytka s průchozí dírou a vnitřním závitem, jenž umožňuje vstup brzdové kapaliny z vedení do třmenu. Při montáži krytky je použito lepidlo pro závitové spoje o střední síle. Odvzdušňovací průchozí šroub se závitem velikosti M8 a kuželovou těsnicí plochou je shodný se šroubem použitým na třmenech švédského výrobce. Drážky pro těsnění pístů mají zkosení, čímž je, pomocí těsnění se čtvercovým průřezem, zajištěno samočinné navrácení pístů do výchozí polohy. Součástí třmenu je dále drážka pro těsnění pod krytku pístu.



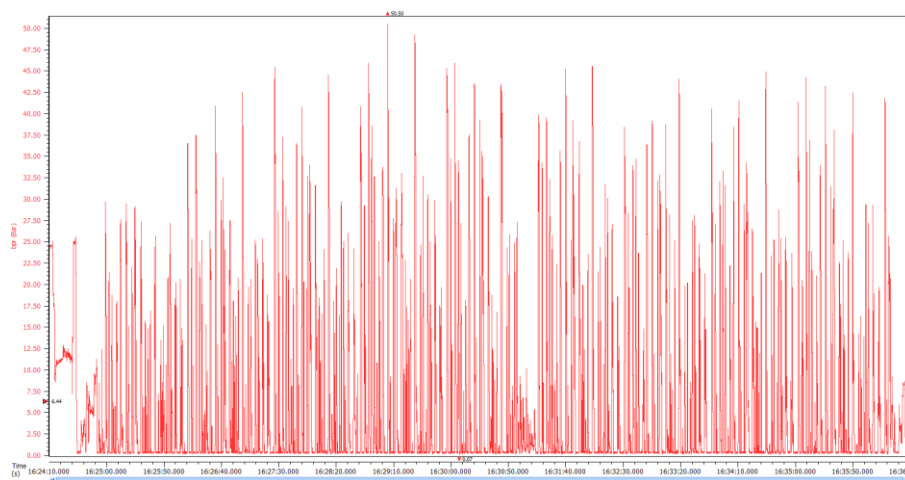
Obr. 47 Řez, v rovině rovnoběžné s kotoučem, zadním brzdovým třmenem



Obr. 48 Řez, v rovině kolmé na brzdový kotouč, zadním brzdovým třmenem

5.1 SIMULAČNÍ ANALÝZA ZADNÍHO BRZDOVÉHO TŘMENU

Stanovení okrajových podmínek pro analýzu zadního brzdového třmenu vychází z výpočtu pro maximální brzdě síly na jednotlivých kolech vozidla. Dále jsem využil jízdních dat z minulých let a stanovil maximální dosažené tlaky v brzdovém okruhu. Maximální dosažený tlak činí 63,5 bar. V daném případě se jednalo o nouzové brzdění, v případě běžného závodního nasazení dosahují tlaky v zadním brzdovém okruhu hodnot maximálně 51 bar, což ilustruje záznam brzdových tlaků níže, pocházející ze závodu na německém Hockenheimringu.

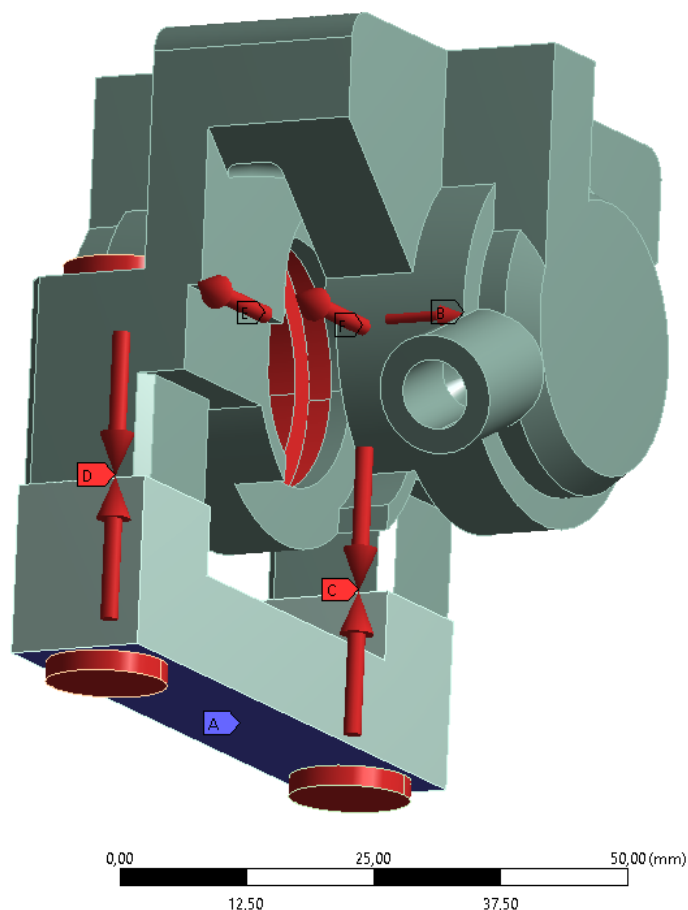


Obr. 49 Tlak v zadním brzdovém okruhu během disciplíny endurance na FSG

Pro účely simulační analýzy byl brzdový třmen uchycen k zjednodušené náhradě těhlice pomocí předepjatých náhrad šroubu. Náhrada těhlice byla pevně vetknuta ve všech třech osách pomocí vazby Fixed Support. Na třmen působí silové zatížení od brzdových destiček (viz. kap. 2.2.5), vznikající opřením se destiček o kraj prostoru ve třmenu. Pro výpočet jsem volil nejhorší možný scénář, kdy pohybu destiček brání pouze stěna třmene nikoliv z části také samotný píst, který je přitlačován ke kovové destičce značnou silou, kterou vytváří hydraulický tlak. Dále jsem třmen zatížil hydraulickým tlakem o velikosti odpovídající tlaku, naměřenému při nouzovém brzdění (63,5 bar).

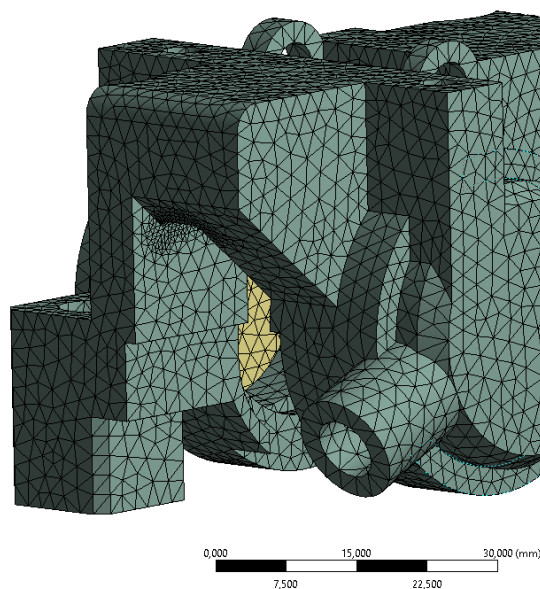
K: Copy of D8B-0400_C_ANS_ready_vc_krytky
Static Structural
Time: 2, s
08.05.2018 18:58

- A Fixed Support
- B Pressure: 6,35 MPa
- C Bolt Pretension: Lock
- D Bolt Pretension 2: Lock
- E Force: 1500, N
- F Force 2: 1500, N

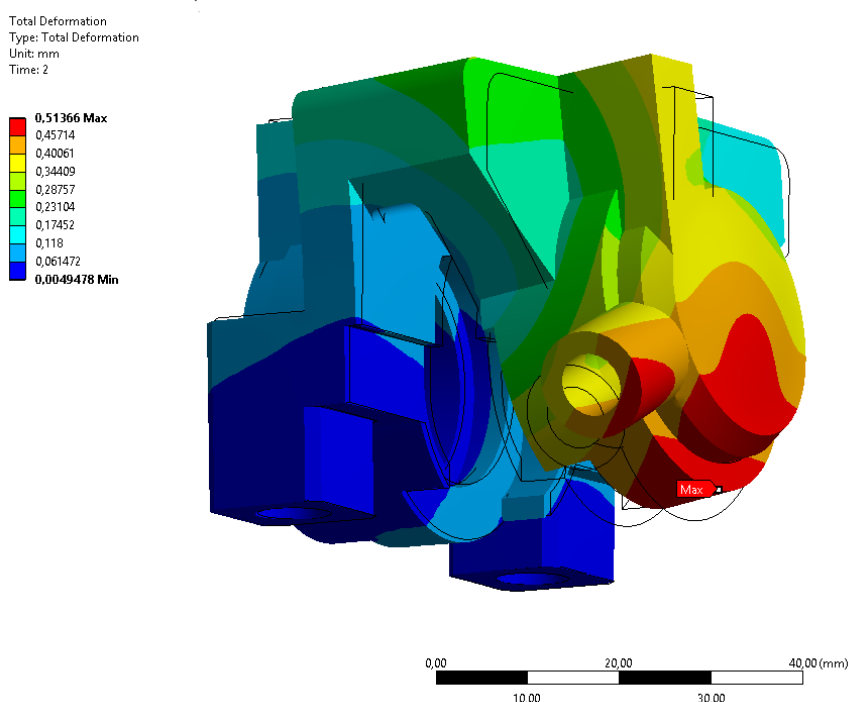


Obr. 50 Okrajové podmínky pro zatížení zadního třmenu

Výpočtovou síť jsem sestavil z prvků o základní velikosti 2,2 mm. V místě vybrání pro brzdový kotouč jsem síť zjemnil pomocí velikosti prvku 0,5 mm. Celkem výpočtová síť obsahovala 124271 prvků.

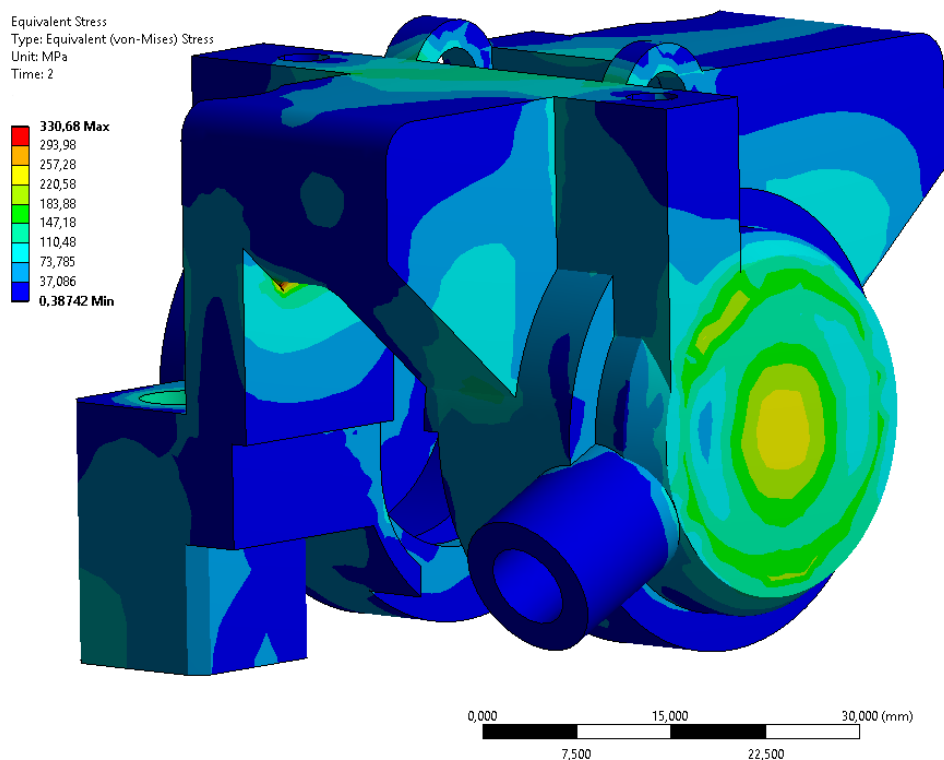


Obr. 51 Výpočtová síť zadního třmenu

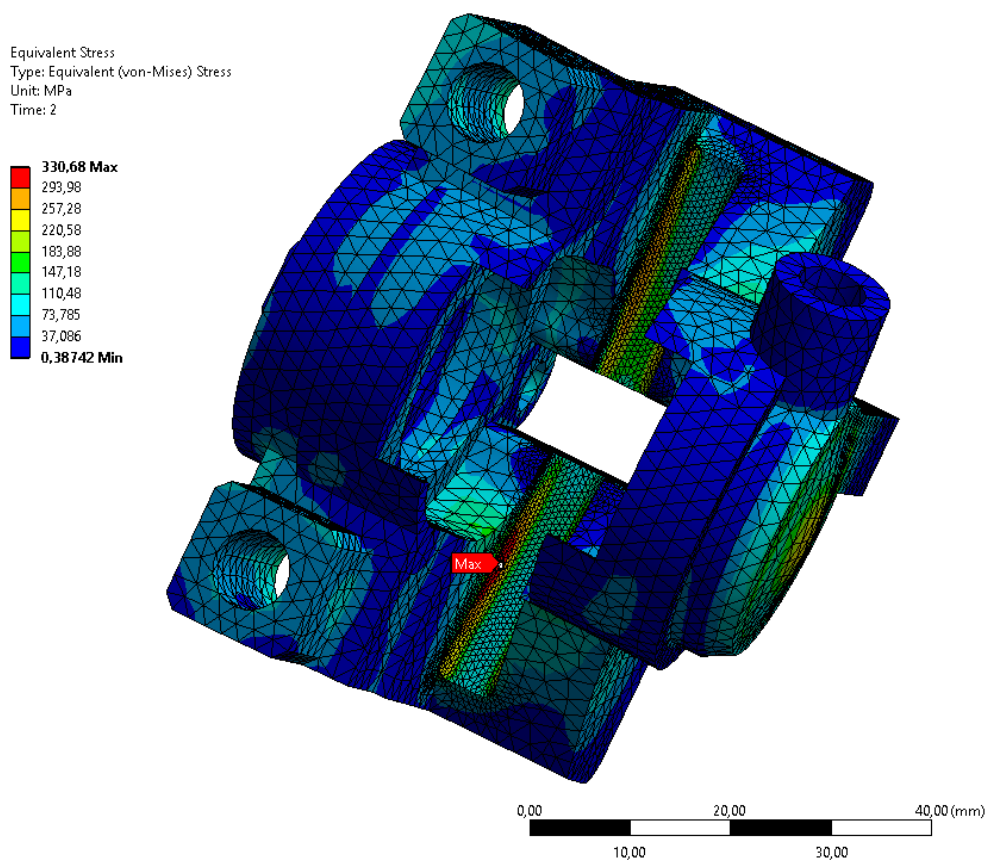


Obr. 52 Celková deformace (dvanáctkrát zvětšena) zadního třmenu (černé obrysy zobrazují nedeformovaný tvar)

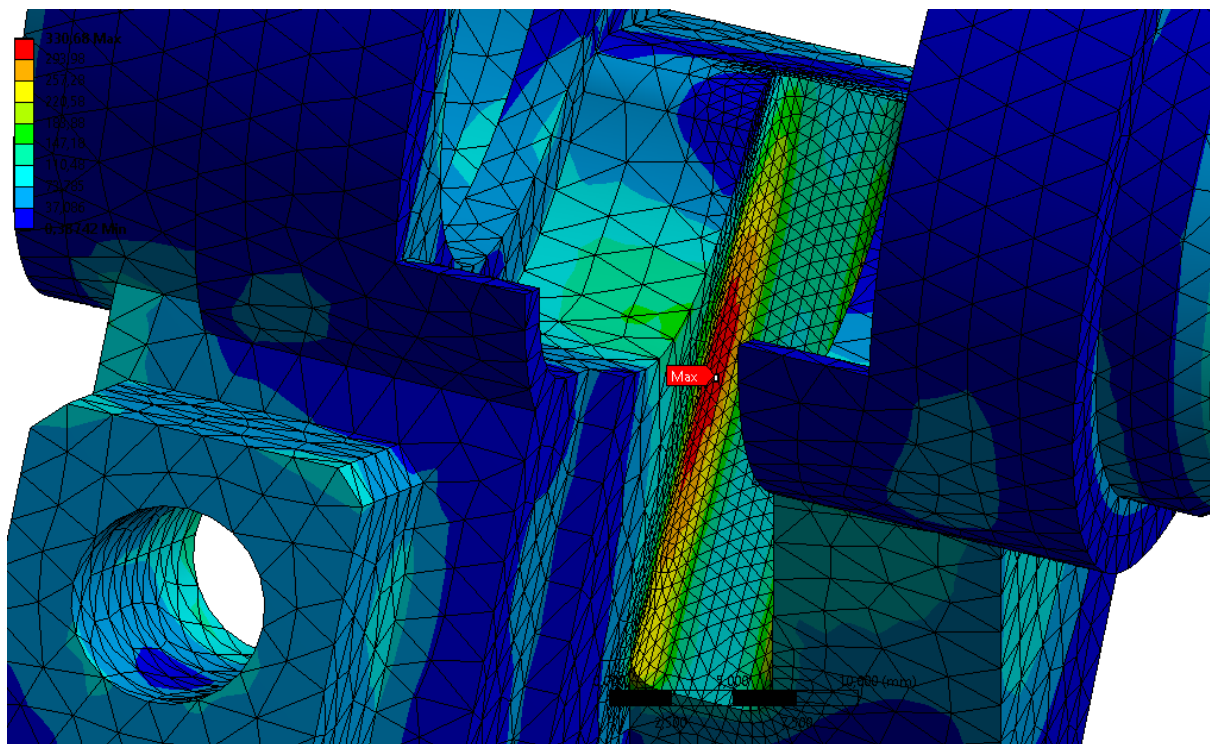
Celková deformace zadního třmenu dle simulace činí 0,52 mm, což vzhledem k působícímu tlaku a deformacím stávajících třmenů považuji za vyhovující.



Obr. 53 Redukované napětí v zadním třmenu, podle podmínky HMM



Obr. 54 Maximální redukované napětí v zadním třmenu, podle podmínky HMM



Obr. 55 Detail maximálního redukovaného napětí v zadním třmenu, podle podmínky HMH

Maximální redukované napětí podle hypotézy HMH dosahuje hodnoty 331 MPa. Materiál EN AW 7068 T6 dle dodaných materiálových listů [20] [21] má minimální mez kluzu 590 MPa. Koeficient bezpečnosti u daného třmenu tedy vychází 1,78. Třmen sledávám ve všech bodech vyhovující.

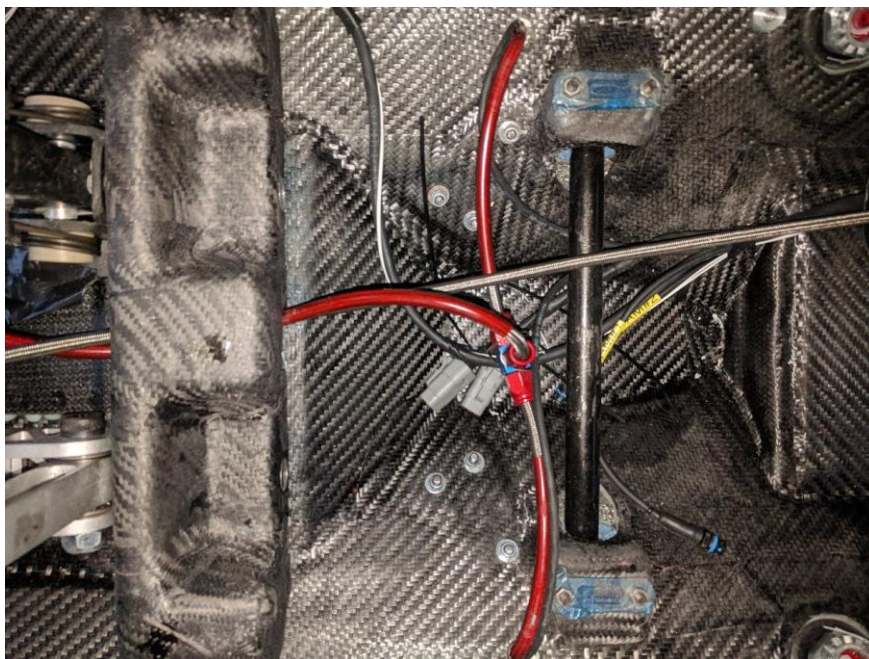
6 ZAČLENĚNÍ BRZDOVÉHO SYSTÉMU DO CELKOVÉ SESTAVY VOZIDLA FS

Začlenění brzdové sestavy do celkové sestavy vozidla je nedílnou součástí návrhu. Při plánování vedení je nutno brát v potaz vedení a komponenty ostatních sekcí, často je nutno hledat kompromisní řešení, především pak z důvodu možného konfliktu s pravidly soutěže. Nádobky brzdové kapaliny byly sezony 2016/2017 umístěny přímo na brzdovém pedálu, což přineslo možnost zkrátit vedení brzdové kapaliny do brzdových válců a tím snížit hmotnost. Toto umístění jsem zachoval. Nádobky jsou k pedálu přichyceny pomocí závitové tyče, distančních podložek a samojistících matic M4. Kapalina je z nádobek vedena plastovými hadicemi, osazenými na straně brzdových válců očky. Očka jsou k válcům připojena pomocí dutých („banjo“) šroubů. Samotné brzdové válce jsou k pedálu připevněny symetricky pomocí ocelového čepu, jenž prochází pedálem a je zakončen závitem M5 na obou stranách. Výstup z brzdových válců je osazen adaptérem pro snímač tlaku v každém z okruhů, tento adaptér jsem navrhl přímo pro použití s brzdovými válci AP Racing a snímačem tlaku Bosch.



Obr. 56 Adaptér pro snímač tlaku

Snímání tlaku je nezbytnou součástí provozu vozidla, neboť brzdové světlo je rozsvíceno právě po zvýšení tlaku na určitou míru (u vozidel Dragon nastaveno na tlak 2 bary). Dále snímání brzdových tlaků ulehčuje hledání případných závad a vyhodnocování jízdních dat a anomálií z provozu vozu. Mezi adaptér a brzdový válec je vřazeno průchozí očko pro vývod brzdové kapaliny k třmenům. Přední okruh je ve vzdálenosti 30 cm od brzdového pedálu osazen rozvětvením pro levý a pravý přední třmen.



Obr. 57 Umístění rozvětvení pro levý a pravý přední třmenu uvnitř monokoku

Brzdové vedení v přední části prochází skrz stěnu monokoku v místech nad spodními předními držáky zavěšení. Toto je způsobeno především pravidly, která stanovují, že žádná část brzdového vedení se nemůže nacházet pod úrovní karoserie vozidla (monokoku či rámu). Z toho důvodu bylo nutné zhotovit průchod stěnou a vhodně jej upravit pomocí plastových vložek. Vstup kapaliny do třmenů je zajištěn pomocí kombinace očka a dutého šroubu, jenž je zašroubován do krytky pístu třmenu. Samotný přední třmen je axiálně přišroubován k těhlici pomocí dvojice vysokopevnostních šroubů M8. V zadní části monokoku poté prochází brzdové vedení podél palivové nádrže a skrz stěnu monokoku. Dále jsem brzdové hadice vedl rovnoběžně s trubkami rámu a v místě s největším nezastavěným prostorem umístil rychlospojku brzdového vedení.



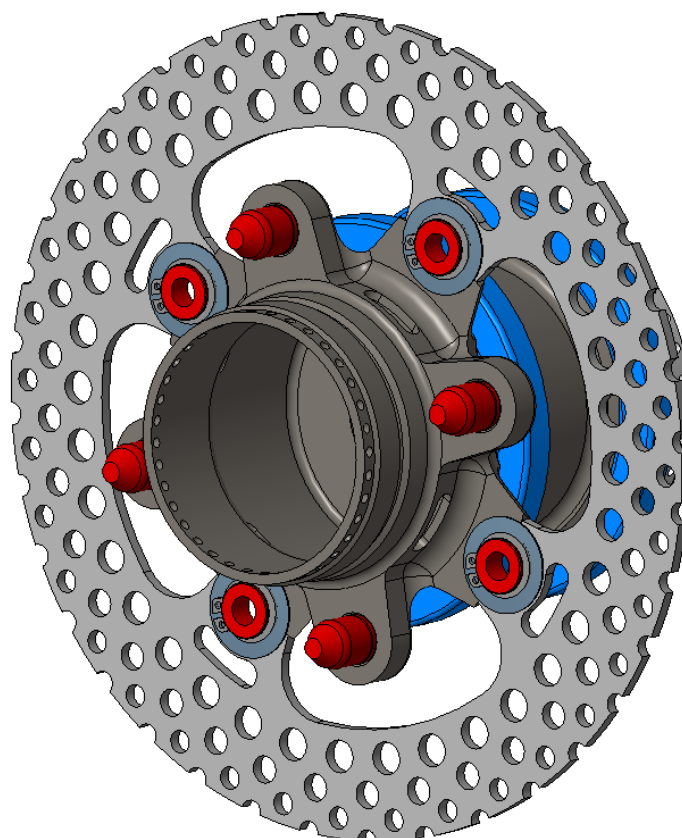
Obr. 58 Umístění rychlospojky v zadní části vozu

Na ni navazuje 25 cm vedení a poté rozvětvení k levému a pravému zadnímu brzdovému třmenu (obdobně jako rozvětvení předního okruhu). Brzdové hadice k jednotlivým třmenům jsou vedeny rovnoběžně s uhlíkovými rameny. V místech kde je to možné, jsem hadice připevnil k trubkám pomocí stahovacích pásek. Zda však bylo třeba dbát opatrnosti, neboť může hrozit podřezání vrstvy laku, a především u uhlíkových ramen by takové dlouhodobé poškozování mohlo mít neblahý vliv na pevnost samotných ramen. Z tohoto důvodu jsem ramena obalil pomocí lepicí pásky, abych jejich povrch uchránil před poškozením.

Celkem bylo použito 5,2 m hadice pro brzdové vedení.

Třmeny jsou k těhlicím přišroubovány pomocí vysokopevnostních šroubů (přední třmeny pomocí M8, zadní pomocí M6).

Kotouče jsou k nábojům kol připevněny pomocí čepů, jenž byly navrženy dříve [17]. V předminulé sezoně se objevil problém (ovalizace) u zadních čepů způsobený především rázy při podřazování a současném brzdění, proto jsem přistoupil ke zmenšení vnitřního průměru čepů o 2 mm. V minulé sezoně se toto rozhodnutí potvrdilo jako správné, proto zmenšený průměr zachovávám i v návrhu vozidla Dragon 8. Čepy jsou na místě zajištěny pomocí pojistného kroužku – segrovky. Axiální vůle je vymezena talířovou podložkou.



Obr. 59 Sestava kotouče s nábojem a čepy vč. podložek

ZÁVĚR

Brzdová soustava byla navrhována pro maximální zpomalení 2,2 G, pro uvedené zpomalení byly vypočítány ideální brzdné síly a momenty. Dále byla analyzována jízdní data z minulé sezony, na kterých bylo patrné, že v brzdových okruzích působí větší tlak, než jaký by bylo možné na základě výpočtů očekávat. Toto chování lze dle mého názoru připsat na vrub aeropaketu, který ve vyšších rychlostech generuje značný přítlak a tím umožňuje na začátku brzdění dosáhnout větších zpomalení, aniž by kola ztratila adhezi. Vyšší počáteční zpomalení je si možné odvodit z průběhu tlaku v jednotlivých brzdových okruzích, kdy na počátku brzdění řidič vyvíjí tlak nejvyšší a poté postupně sílu na pedál snižuje, aby nedošlo ke skluzu kol.

Brzdový pedál a uložení vyhovují požadavkům na ně kladeným, maximální redukované napětí činí v případě pedálu 187 MPa a uložení 296 MPa. Těleso pedálu bylo vyrobeno v režii týmu TU Brno Racing na stroji Datron, pro který jsem sám naprogramoval CNC program a provedl i vlastní výrobu.

Navržené brzdové třmeny byly podrobeny mechanické analýze, maximální redukované napětí podle hypotézy HMM dosahuje v případě předního třmenu hodnoty 395 MPa, v případě zadního 330 MPa. Materiál EN AW 7068 T6 dle dostupných materiálových listů [20] [21] má minimální mez kluzu 590 MPa. Koeficient bezpečnosti u daného třmenu tedy vychází 1,49 resp. 1,78. Třmen byly shledány jako vyhovující. Výroba třmenů je plánována v průběhu měsíce června 2018 dle volných výrobních kapacit spolupracující firmy.

Celková plánovaná sestava brzdové soustavy je na monopostu Dragon 8 o 306 g lehčí, než brzdová soustava vozidla Dragon 7 v minulém sezoně. Procentuální rozdíl hmotností činí 5,3 %. Největší relativní úspory hmotnosti se podařilo dosáhnout u uložení pedálu (49 g) a zadního třmenu (45 g).

	Dragon D7 [g]	Dragon D8 [g]	rozdíl [%]
Pedál	106	94	11,3
Uložení	182	133	26,9
Přední třmen	460	402	12,6
Zadní třmen	290	245	15,5
Celková sestava	5820	5514	5,3

Tab. 1 Přehled hmotnosti brzdové sestavy D7 vs. D8

V průběhu dubna byla do vozidla namontována brzdová soustava dle návrhu, jedinou změnou je prozatímní použití třmenů ISR.

Vozidlo v době dokončování práce (květen 2018) absolvovalo úspěšně technickou přejímku na přípravném závodě Formula Student v Německém Friedrichshafenu. Absolvován byl také test brzd, kde vozidlo a brzdová soustava rovněž uspěli.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.
- [2] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.
- [3] VON BERND KLEIN. *Fem Grundlagen Und Anwendungen Der Finite-element-methode Im Maschinen- Und Fahrzeugbau*. 9. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. ISBN 9783834816030.
- [4] PUHN, Fred. *Brake handbook*. 2nd. Tucson: HPBooks, 1985, 176 s. ISBN 0-89586-232-8.
- [5] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [6] LIMBERT, Rudolf. *Brake design and safety*. 3rd ed. Warrendale: SAE International, 2011, 432 s. ISBN 978-0-7680-3438-7.
- [7] *ECS Tuning* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: www.ecstuning.com
- [8] *Auto Lexicon* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net>
- [9] *Quora* [online]. [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <https://www.quora.com/How-important-a-component-are-rotors-in-a-cars-braking-system>
- [10] *2018 FSAE Rules, 2017, 175 s.* [cit. 2018-15-11]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>
- [11] *2018 Formula Student Germany Rules, 2017, 130 s.* [cit. 2018-15-11]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2018/rules/FS-Rules_2018_V1.1.pdf
- [12] *Gieffe Racing* [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <http://www.giefferacing.com/ENG/index.php>
- [13] *Merlin Motorsport* [online]. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <https://www.merlinmotorsport.co.uk>
- [14] *JRZ Suspension* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://www.jrzsuspension.com>
- [15] *GOLDfren Brakes* [online]. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: <http://www.goldfrenusa.com>
- [16] *GOODRidge* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://www.goodridge.co.uk>
- [17] DOBROVOLNÝ, P. *Návrh brzdové soustavy formulového vozu*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 52 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.
- [18] *ALFUN* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/>

- [19] *SKF* [online]. [cit. 2018-05-18]. Dostupné z: <http://www.skf.com>
- [20] *AZO Materials* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://www.azom.com>
- [21] *Defense Technical Information Centre* [online]. [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <http://www.dtic.mil/dtic/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m]	vzdálenost těžiště od zadní nápravy
a_x	[G]	požadované brzdné zpomalení
b	[m]	vzdálenost těžiště od přední nápravy
C_0	[kN]	základní statická únosnost
d_f	[m]	průměr předního kotouče
d_{pis}	[m]	průměr pístu
d_r	[m]	průměr zadního kotouče
D_X	[m.s ⁻²]	brzdné zpomalení
F_a	[kN]	skutečné axiální zatížení
F_{bc}	[N]	síla působící na brzdové válce
F_{Bfid}	[N]	ideální brzdná síla přední nápravy
F_{Brid}	[N]	ideální brzdná síla zadní nápravy
F_{Bmax}	[N]	maximální brzdná síla na zadní nápravě
F_{dmax}	[N]	síla, kterou působí řidič na brzdový pedál
F_f	[-]	podíl zatížení připadající na přední nápravu vozu
F_{fbp}	[N]	síla od pístu předního třmenu působící na brzdovou destičku
F_{fiT}	[N]	třecí síla vyvolaná jedním pístem předního třmenu pro dosažené ideálního brzdného momentu
F_{fT}	[N]	třecí síla vyvolaná jedním předním pístem působící na zadní kotouč
F_G	[N]	celková tíha vozu
F_r	[-]	podíl zatížení připadající na zadní nápravu vozu
F_r	[kN]	skutečné radiální zatížení
F_{rbp}	[N]	síla od pístu zadního třmenu působící na brzdovou destičku
F_{riT}	[N]	třecí síla vyvolaná jedním pístem zadního třmenu pro dosažené ideálního brzdného momentu
F_{rT}	[N]	třecí síla vyvolaná jedním zadním pístem působící na zadní kotouč
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
h_{CoG}	[m]	výška těžiště
l_{bp}	[m]	šířka obložení brzdové destičky
M_{Bfid}	[N.m]	ideální brzdný moment přední nápravy
M_{Brid}	[N.m]	ideální brzdný moment zadní nápravy
m_d	[kg]	hmotnost řidiče
m_f	[kg]	hmotnost připadající na přední nápravu vozu
m_{fl}	[kg]	hmotnost připadající na levé přední kolo vozu
m_{fr}	[kg]	hmotnost připadající na pravé přední kolo vozu
m_r	[kg]	hmotnost připadající na zadní nápravu vozu
m_{rl}	[kg]	hmotnost připadající na levé zadní kolo vozu
m_{rr}	[kg]	hmotnost připadající na pravé zadní kolo vozu
m_t	[kg]	celková hmotnost vozu
n_{fcal}	[-]	celkový počet pístů ve třmenech na přední nápravě
n_{rcal}	[-]	celkový počet pístů ve třmenech na zadní nápravě
P_0	[kN]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
p_{bp}	[MPa]	měrný tlak na destičku
p_{fmax}	[MPa]	maximální naměřený tlak v předním okruhu
P_r	[-]	pedálový poměr
p_{rmax}	[MPa]	maximální naměřený tlak v zadním okruhu
r_d	[m]	dynamický poloměr kola

r_{feef}	[m]	efektivní poloměr styku brzdové destičky s předním kotoučem
r_{reef}	[m]	efektivní poloměr styku brzdové destičky se zadním kotoučem
S_0	[-]	součinitel bezpečnosti ložiska
S_{bp}	[m ²]	činná plocha jedné brzdové destičky
S_{pis}	[m]	činná plocha jednoho pístu
v_{max}	[m/s]	maximální rychlost vozidla
WB	[m]	rozvor vozidla
X_0	[-]	součinitel radiálního zatížení ložiska
Y_0	[-]	součinitel axiálního zatížení ložiska
μ_{bp}	[-]	součinitel tření dvojice brzdová destička a brzdový kotouč
χ	[-]	relativní vertikální poloha těžiště vozu
ψ	[-]	relativní podélná poloha těžiště vozu