



Diplomová práce

Návrh, teplotní a strukturální analýza kotoučové brzdy pro studentskou formuli

Studijní program:

Autor práce:

Vedoucí práce:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Bc. Kryštof Kučera

doc. Ing. Miloš Müller, Ph.D.

Katedra energetických zařízení

Liberec 2023



Zadání diplomové práce

Návrh, teplotní a strukturální analýza kotoučové brzdy pro studentskou formuli

Jméno a příjmení:

Bc. Kryštof Kučera

Osobní číslo:

S22000237

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Zadávací katedra:

Katedra energetických zařízení

Akademický rok:

2023/2025

Zásady pro vypracování:

1. Analýza současného systému a přehled možných řešení
2. Vytvoření virtuálního modelu stávajícího systému kotoučové brzdy
3. Energetická bilance stávajícího modelu kotoučové brzdy
4. Teplotní a strukturální analýza stávajícího systému kotoučové brzdy
5. Vyhodnocení stávajícího systému kotoučové brzdy z pohledu rozložení teplot a napětí
6. Technický návrh vlastního řešení kotoučové brzdy
7. Vytvoření virtuálního modelu vlastního řešení kotoučové brzdy
8. Energetická bilance vlastního řešení kotoučové brzdy
9. Teplotní a strukturální analýza vlastního řešení kotoučové brzdy
10. Vyhodnocení vlastního řešení kotoučové brzdy z pohledu rozložení teplot a napětí

<i>Rozsah grafických prací:</i>	20
<i>Rozsah pracovní zprávy:</i>	50
<i>Forma zpracování práce:</i>	tištěná/elektronická
<i>Jazyk práce:</i>	čeština

Seznam odborné literatury:

HRUŠ, Tomáš. Modelování – základy metody konečných prvků. Liberec: technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti, 2023. ISBN 978-80-7494-651-6

LIMPERT, Rudolf. Brake design and safety. 3rd ed. Warrendale: SAE International, c2011. ISBN 978-0-7680-3438-7

VLK, František. Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brždění, odpružení, říditelnost, ovladatelnost, stabilita. Brno: F. Vlk, 200. ISBN 80-238-5273-6

<i>Vedoucí práce:</i>	doc. Ing. Miloš Müller, Ph.D. Katedra energetických zařízení
-----------------------	---

<i>Datum zadání práce:</i>	1. listopadu 2023
<i>Předpokládaný termín odevzdání:</i>	30. dubna 2025

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

doc. Ing. Martin Bílek, Ph.D.
garant studijního programu

V Liberci 1. listopadu 2023

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval/a samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom/a toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom/a povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom/a následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

28. dubna 2025

Bc. Kryštof Kučera

Návrh, teplotní a strukturální analýza kotoučové brzdy pro studentskou formuli

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá vlastním návrhem brzdových třmenů a brzdových kotoučů pro závodní vozidlo soutěže Formula Student. Rešerše je věnována částem kotoučové brzdy, na jejichž základě je proveden vlastní návrh. Komponenty byly podrobeny strukturální a teplotní analýze, hlavním kritériem bylo snížení hmotnosti a zachování tuhosti. Všechny výpočty byly realizovány prostřednictvím numerických simulací. Vlastní návrh je porovnáván s aktuálně používanými komponenty na voze.

Klíčová slova

Brzdový třmen, brzdový kotouč, metoda konečných prvků, strukturální analýza, teplotní analýza, Formula Student

Design, thermal, and structural analysis of a disc brake for a student formula

Abstract

This thesis deals with the design of brake calipers and brake discs for a Formula Student racing vehicle. The review is focused on the parts of the disc brake, based on which the self-design is carried out. The components were analysed structurally and thermally, the main criteria being weight reduction and stiffness retention. All calculations were performed by numerical simulations. The actual design is compared with the components currently used on the vehicle.

Keywords

Brake caliper, brake disc, finite element method, structural analysis, thermal analysis, Formula Student

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Miloši Müllerovi, Ph.D. za jeho cenné rady, doporučení a trpělivost při vypracování této diplomové práce. Zároveň bych rád poděkoval své rodině za jejich podporu a trpělivost během celého studia.

Obsah

1	Úvod	11
2	Formula Student	12
3	Problematika a části kotoučové brzdy	13
3.1	Funkce třecí kotoučové brzdy	13
3.2	Brzdové kotouče	15
3.2.1	Druhy brzdových kotoučů	15
3.2.2	Typy uložení brzdových kotoučů	19
3.3	Brzdové destičky	21
3.3.1	Směsi brzdových destiček	22
3.4	Brzdové třmeny	23
3.4.1	Druhy třmenů	25
4	Návrh konstrukce brzdového kotouče	27
4.1	Analýza současného stavu	27
4.2	Vytvoření virtuálního modelu	27
4.3	Zatížení brzdového kotouče	28
4.3.1	Zatížení pro teplotní analýzu brzdového kotouče	28
4.3.2	Zatížení pro strukturální analýzu brzdového kotouče	30
4.4	Simulace současného brzdového kotouče	31
4.4.1	Výsledky teplotní simulace průměrné teploty PK	34
4.4.2	Výsledky teplotní simulace maximální teploty PK	35
4.4.3	Kontrola deformace a napětí v PK od maximální teploty	36
4.4.4	Výsledky strukturální simulace současného kotouče	36
4.5	Vlastní návrh brzdového kotouče	40
4.6	Simulace vlastního návrhu brzdového kotouče	42
4.6.1	Výsledky teplotní simulace průměrné teploty NK	44
4.6.2	Výsledky simulace maximální teploty NK	45

4.6.3	Kontrola deformace a napětí v NK od maximální teploty	46
4.6.4	Výsledky strukturální simulace vlastního návrhu kotouče	46
5	Návrh konstrukce brzdového třmenu	51
5.1	Analýza současného stavu	51
5.2	Vytvoření virtuálního modelu	52
5.3	Zatížení třmenů	52
5.4	Simulace současného brzdového třmenu.....	53
5.4.1	Výsledky simulace současného předního třmenu	55
5.4.2	Výsledky simulace současného zadního třmenu	57
5.5	Vlastní návrh brzdového třmenu.....	59
5.6	Simulace vlastního návrhu brzdového třmenu.....	62
5.6.1	Výsledky simulace vlastního návrhu předního třmenu	64
5.6.2	Výsledky simulace vlastního návrhu zadního třmenu.....	66
6	Vyhodnocení a diskuse výsledků	68
6.1	Brzdový kotouč.....	68
6.2	Brzdový třmen	72
7	Závěr	75
	Použitá literatura	77
	Seznam příloh	79

Seznam zkratek

Zkratka	Popis zkratky	Jednotky
F_{fT}	Třecí síla od přední destičky	N
F_{rT}	Třecí síla od zadní destičky	N
NK	Nový kotouč	-
NPK	Nový přední kotouč	-
NPT	Nový přední třmen	-
NT	Nový třmen	-
NZK	Nový zadní kotouč	-
NZT	Nový zadní třmen	-
P_b	Tlak v brzdovém systému	MPa
PK	Původní kotouč	-
PPK	Původní přední kotouč	-
PPT	Původní přední třmen	-
PT	Původní třmen	-
PZK	Původní zadní kotouč	-
PZT	Původní zadní třmen	-
S_p	Plocha pístků tlačící na přední brzdovou destičku	mm ²
S_z	Plocha pístků tlačící na zadní brzdovou destičku	mm ²
μ	Součinitel tření brzdové destičky	-

1 Úvod

Brzdy jsou jedním z nejdůležitějších komponentů vozidel, a to nejen pro zajištění bezpečnosti, ale i pro dosažení optimálních jízdních vlastností a výkonnosti. U závodních vozidel, jako jsou studentské formule, je výkonnost brzdového systému klíčová, protože ovlivňuje chování vozidla při vysokých rychlostech a v náročných jízdních podmínkách. Správně navržený brzdový systém je nezbytný pro dosažení maximální efektivity při brzdění, minimálního opotřebení a dlouhé životnosti součástí.

Cílem této diplomové práce je vytvořit návrh brzdového kotouče a brzdových třmenů pro studentskou formuli, který bude plně vyhovovat specifickým požadavkům tohoto typu vozidla. Vývoj vlastního návrhu vychází ze strukturálních a teplotních analýz původních komponent brzdového systému. Součásti vlastního návrhu jsou následně podrobeny stejným analýzám a výsledky jsou mezi sebou porovnány.

Tato diplomová práce je rozdělena do čtyř hlavních kapitol. V kapitole 3 se soustředím na problematiku konstrukce kotoučové brzdy z teoretického hlediska. Kapitola 4 se zaměřuje na návrh brzdového kotouče, počínaje určením zatížení, pokračující simulacemi současného kotouče a konče vlastním návrhem kotouče a jeho simulacemi. Kapitola 5 se zaměřuje na brzdové třmeny. Nejprve jsem určil zatížení třmenů, následně kapitola pokračuje simulacemi současného předního a zadního třmenu a závěrem je vlastní návrh obou třmenů a jejich simulace. V závěrečné kapitole 6 se zaměřuji na vyhodnocení a porovnání výsledků simulací současných komponent brzdového systému s komponenty vlastního návrhu.

Tato práce poskytne univerzitnímu týmu FS TUL Racing návrh nových komponent brzdového systému, které budou využity na vozidle v nadcházejících závodních sezonách. Hlavním cílem tohoto návrhu je vyřešit problémy, které vykazují současné komponenty. Po otestování dílů vlastní konstrukce na vozidle mohou být tyto díly následně optimalizovány podle požadavků týmu.

2 Formula Student

Soutěž Formula Student představuje mezinárodní inženýrskou soutěž, která klade důraz na praktické uplatnění teoretických znalostí studentů vysokých škol v oblasti konstrukce, výroby a řízení formulového vozu. Cílem této soutěže je navrhnout, zkonstruovat a uvést do provozu závodní monopost podle přesně definovaných technických pravidel, přičemž se hodnotí nejen jízdní vlastnosti vozu, ale také kvalita technické dokumentace, obchodní prezentace a finanční plán projektu. (1)

Této prestižní mezinárodní soutěže se účastní více jak 500 univerzitních týmů z celého světa. Tým musí ukázat celému světu schopnost postavit jednomístné závodní auto vlastního designu, které bude dobře ovladatelné, výkonné, spolehlivé a zároveň bezpečné a ekologické. Důraz je také kladen na estetické vlastnosti a co nejnižší výrobní cenu. Závody jsou rozděleny na statické a dynamické disciplíny, ze kterých tým získává určitý počet bodů. Vítězem se stane ten, kdo získá nejvíce z 1000 možných bodů. (1)



Obrázek 1: Závodní monopost týmu FS TUL Racing pro rok 2024 (1)

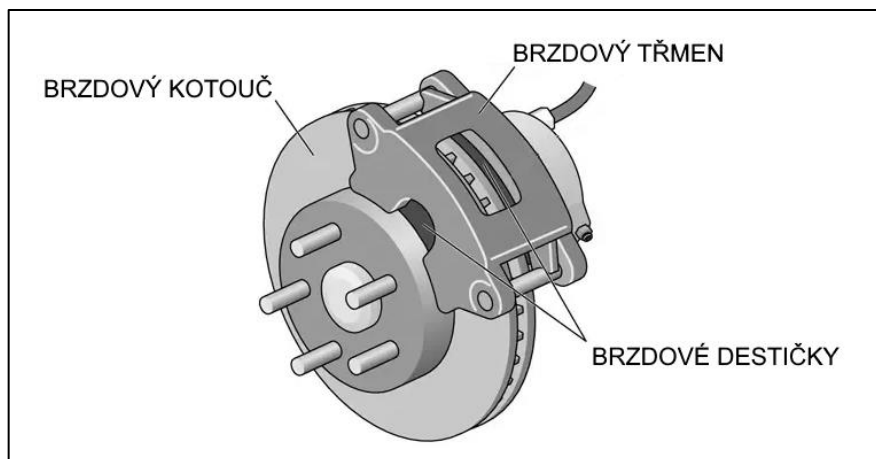
Tato diplomová práce je zaměřena na konstrukční návrh vozidla a jejím cílem je přispět ke zvýšení bodového hodnocení ve statické disciplíně. V rámci konstrukčního návrhu (150 bodů) se posuzuje technická úroveň a vyspělost použitých řešení, která musí být podložena výpočty a simulacemi. Přehled základních technických údajů o vozidle je uveden v příloze 1 této práce. (1)

3 Problematika a části kotoučové brzdy

3.1 Funkce třecí kotoučové brzdy

Kotoučové brzdy jsou nejběžněji používaným typem brzdových systémů ve vozidlech, letadlech, motocyklech a dalších strojích. Jedná se o mechanismus, který využívá tření ke zpomalení, nebo zastavení rotačního pohybu kola, nebo jiného pohybujícího se objektu. Kotoučové brzdy jsou velmi oblíbené kvůli své efektivitě, dobré schopnosti odvádět teplo a své spolehlivosti. (2) (3)

Hlavní části, ze kterých se sestava kotoučové brzdy skládá, jsou: brzdový kotouč, brzdový třmen a brzdové destičky. Brzdový třmen je zpravidla ovládaný hydraulickým mechanismem stroje nebo vozidla, který vyvíjí sílu potřebnou pro zpomalení. Brzdový kotouč je upevněn na náboji kola, nebo rotujícího předmětu a otáčí se s ním. Brzdový třmen je naopak upevněn pevně k rámu stroje a neotáčí se. Brzdové destičky se nacházejí mezi brzdovým třmenem a kotoučem, jedná se o opotřebitelný díl. Po vyvinutí tlaku v hydraulickém systému stroje, který ovládá brzdy, brzdový třmen přitlačuje brzdové destičky k rotujícímu kotouči. Dochází tedy ke tření destiček o kotouč a tím se přeměňuje kinetická energie rotujícího kotouče na tepelnou. Tímto procesem dochází ke zpomalování, nebo úplnému zastavení rotujícího pohybu. (2) (3)



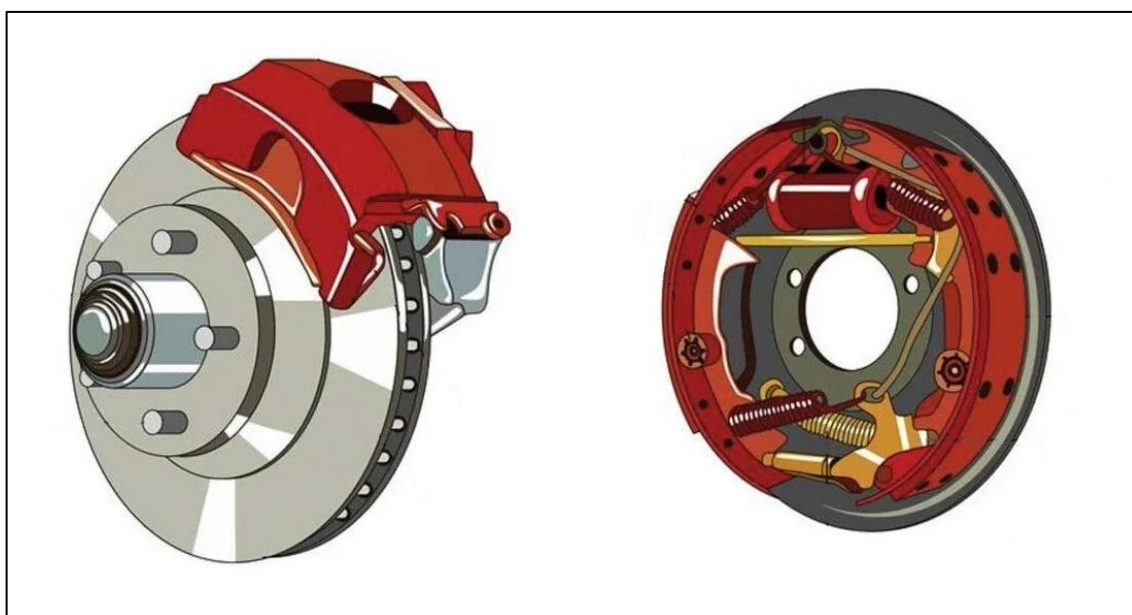
Obrázek 2: Části třecí kotoučové brzdy (4)

Proces brzdění vozidel funguje na stejném principu. Řidič vozidla, který chce zpomalit, nebo zastavit, sešlápne brzdový pedál. Tím dochází k navýšení tlaku v hydraulickém systému, který přenáší sílu na brzdové třmeny. Brzdové třmeny svírají destičky proti rotujícímu kotouči, kde dojde ke tření. Díky tomu dochází ke snížení

rychlosti rotace, a tedy zpomalení vozidla. Zastavení vozidla docílíme aplikací větší síly, čím dojde k většímu navýšení tlaku v brzdovém systému vozidla. Nevýhodou je, že při tření brzdových destiček o kotouč dochází ke vzniku velkého množství tepla. Konstrukce kotoučových brzd umožňuje velmi dobré odvádění tepla, což zaručuje jejich stabilní výkon. (2) (3)

Kotoučové brzdy jsou vysoce efektivní. Díky jejich schopnosti odvádět teplo se dostavuje stabilní brzdový výkon i při intenzivním, nebo dlouhodobém brzdění. Použitím ventilovaných kotoučů je možné docílit lepšího proudění vzduchu, čímž dochází k lepšímu chlazení kotouče a snižuje se riziko přehřátí a ztráty účinnosti. (2) (3)

Výhodou kotoučových brzd je vyšší brzdná účinnost zejména při vyšších rychlostech nebo intenzivnějším brzdění oproti dříve používaným bubnovým brzdám. Hlavním důvodem je schopnost efektivněji rozptýlit a odvádět teplo. Kotoučová brzda má díky otevřené konstrukci lepší cirkulaci vzduchu kolem jednotlivých částí, tím se zvyšuje schopnost brzd rychleji chladnout oproti uzavřené konstrukci bubnové brzdy. Lepšího odvodu tepla je možné docílit použitím speciální konstrukce ventilovaného brzdového kotouče. Tyto kotouče mají uvnitř tvarované kanálky, které umožňují proudění vzduchu skrz kotouč a tím dochází k efektivnějšímu ochlazení kotouče. Konstrukce kotoučové brzdy také vykazuje lepší výkon za mokra oproti bubnové brzdě opět z důvodu otevřené konstrukce. Bubnové brzdy mají tendenci být méně účinné, protože se voda může dostat dovnitř bubnu a snížit tření bubnové brzdy. (2) (3)



Obrázek 3: Konstrukce kotoučové brzdy (vlevo), konstrukce bubnové brzdy (vpravo) (5)

Nevýhodou kotoučových brzd jsou jednoznačně vyšší náklady na výrobu než u bubnové brzdy, a to hlavně kvůli složitější konstrukci. Výroba kotoučů, třmenů a destiček vyžaduje kvalitní materiály a přesnou výrobu, což zvyšuje výrobní náklady. Další nevýhodou je větší náchylnost k poškození prachem a nečistotami. Mezi kotouč a destičku se z důvodu otevřené konstrukce mohou dostat prachové částice, kameny a různé nečistoty. Tato kontaminace může způsobit vyšší hlučnost, ovlivnit brzdný výkon, nebo urychlit opotřebení brzdových destiček. Aby se tento problém minimalizoval, bývají vozidla vybavena speciálními kryty, které chrání kotoučovou brzdu. I přesto tento problém nelze úplně odstranit a je třeba brzdy pravidelně kontrolovat. Při použití kotoučových brzd také dochází k vyššímu opotřebení destiček a kotoučů, než obložení a bubnu u bubnové brzdy, což zvyšuje provozní náklady vozidel vybavených kotoučovými brzdami. (2) (3)

3.2 Brzdové kotouče

Klíčovým prvkem brzdového systému, který ovlivňuje bezpečnost a výkon vozidla jsou brzdové kotouče. Výběr materiálu a konstrukce kotouče závisí na požadavcích konkrétní aplikace, a to jak z hlediska výkonnosti, tak i ekonomických nákladů na výrobu. Správné zvolení vhodného materiálu a druhu brzdového kotouče je nezbytné pro návrh efektivního a spolehlivého brzdového systému.

Nejpoužívanějším materiálem pro výrobu brzdových kotoučů u osobních automobilů je šedá litina, a to díky nízké ceně, dobré obrobitelnosti a odolnosti vůči opotřebení. Její nevýhodou je možnost deformací a vzniku prasklin při opakovaných prudkých změnách vysokých teplot, proto tyto kotouče nejsou vhodné pro sportovní a závodní použití. Pro tyto účely se využívají karbonové, nebo kompozitní brzdové kotouče. Tyto materiály jsou lehčí a mají vynikající odolnost vůči změnám teplot, jsou ovšem náročnější a dražší na výrobu než kotouče z šedé litiny. Pro náročnější aplikace, které vyžadují odolné komponenty, se používají ocelové slitiny. Ocel má vysokou pevnost, ale má nižší tepelnou stabilitu než šedá litina. (2) (6)

3.2.1 Druhy brzdových kotoučů

Brzdové kotouče je možné podle tvaru a konstrukce rozdělit na několik typů, které se liší v účinnosti brzdění, odvodu tepla a nákladech na výrobu. Nejběžnější druhy jsou plné, ventilované a děrované kotouče. Podle konstrukce uložení se také dělí na pevné a plovoucí kotouče.

Plný brzdový kotouč

Tento druh kotouče se zpravidla vyrábí z šedé litiny, nebo oceli. Je nejjednodušší a nejlevnější na výrobu, ale nemá žádné kanálky na odvod tepla. Častým používáním brzd při větších rychlostech tedy hrozí riziko kumulování tepla, což může mít za následek k snížení účinnosti brzd, v extrémních případech může dojít ke zvlnění brzdového kotouče. (7)



Obrázek 4: Plný brzdový kotouč (8)

Ventilovaný brzdový kotouč

S rostoucí velikostí a hmotností automobilů roste i zatížení brzd, což způsobuje větší zahřívání brzdových kotoučů. Aby bylo možné z kotouče odvádět přebytečné teplo, bylo nutné kotouč vybavit vnitřními kanálky, kterými proudí vzduch a ochlazuje kontaktní plochy kotouče i ze zadní strany. Tyto kanálky mohou být různě tvarované, aby bylo docíleno co nejoptimálnějšího proudění vzduchu skrz brzdový kotouč. Konstrukce kotouče je složitější, a dochází k mírnému navýšení hmotnosti proti plným kotoučům. (7)



Obrázek 5: Ventilovaný brzdový kotouč (8)

Děrovaný brzdový kotouč

Dalším způsobem, jak ochladit kotouče, je vyvrtání otvorů do kontaktních ploch, které slouží k dalšímu odvodu tepla. Díky vytvořeným otvorům dochází ke snížení hmotnosti kotouče. Nevýhody této konstrukce jsou zanášení otvorů nečistotami, a náchylnost k praskání při vysokých teplotách. Ačkoli otvory nenarušují strukturální integritu kotouče, snižují množství tepla, které může kotouč účinně rozptýlit. (7)



Obrázek 6: Děrovaný brzdový kotouč (8)

Drážkovaný brzdový kotouč

Vytvoření drážek v kontaktních plochách kotouče má podobný efekt jako vytvoření děr u děrovaného kotouče v tom, že také odvádějí teplo ale nedochází k oslabení konstrukce. Drážky vycházejí ze středu pod úhlem tak, aby docházelo k odvětrání směrem ven od středu otáčení. Tyto kotouče mohou být hlučnější z důvodu drhnutí brzdových destiček o drážky. (7)



Obrázek 7: Drážkovaný brzdový kotouč (8)

Kombinovaný drážkovaný a děrovaný brzdový kotouč

Kombinace drážek a vrtaných otvorů je běžným kompromisem za účelem získání výhod obou druhů kotoučů a minimalizování jejich nevýhod. Snížením počtu otvorů si kotouč udržuje vysokou tepelnou odolnost a zároveň snížení počtu drážek vede ke snížení hlučnosti. (7)



Obrázek 8: Kombinovaný děrovaný a drážkovaný brzdový kotouč (8)

Brzdový kotouč se zvlněným okrajem

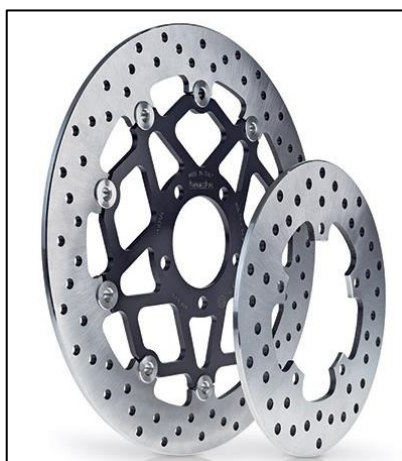
Trendem poslední doby u výkonných brzdových kotoučů je zvlněný okraj, který je dalším způsobem snížení hmotnosti bez dopadu na pevnost, odolnost a výkon. Cílem designu zvlněných hran je narušení proudění vzduchu, což vede ke zlepšení chlazení brzdového kotouče. (7)



Obrázek 9: Brzdový kotouč se zvlněným okrajem (8)

Motocyklový brzdový kotouč

Hlavní rozdíly od automobilových brzdových kotoučů vycházejí z hmotnosti vozidla, od čeho se odvíjí potřebný odvod tepla a brzdný výkon. Jelikož jsou motocykly výrazně lehčí, brzdové kotouče, přesto že musí efektivně brzdit a odvádět teplo, bývají zpravidla menší a výrazně lehčí. Za snížení hmotnosti může hlavně tloušťka kotouče, která je menší než u automobilů. Touto změnou dochází k výraznému zjednodušení konstrukce, protože kotouče bývají tak tenké, že až na výjimky není možné realizovat komplexní ventilační kanálky uvnitř kotouče. Jediným způsobem, jak zlepšit tepelnou stabilitu při větším zatížení je tedy děrování nebo drážkování kotouče, případně volba alternativních karbonových, nebo kompozitních materiálů. (9)



Obrázek 10: Motocyklový děrovaný brzdový kotouč (8)

3.2.2 Typy uložení brzdových kotoučů

Konstrukce upevnění kotouče k náboji vozidla může být provedena ve dvou variantách. Jedná se o plovoucí, nebo pevné uložení, kdy každá varianta má své výhody a nevýhody a dále ovlivňuje další konstrukční řešení uložení brzdových třmenů. Způsob uložení se volí na základě požadovaného brzdného výkonu a chování při brzdění.

Pevné uložení

Tento způsob uložení je velmi levnou a jednoduchou variantou, kotouč je pevně spojen s nábojem a je vyroben z jednoho kusu materiálu. Kotouč bývá zpravidla připevněn šrouby, tento způsob se běžně používá u osobních automobilů, kdy brzdový

kotouč je připevněn pomocí stejných šroubů nebo matic, kterými je připevněno kolo. (2)

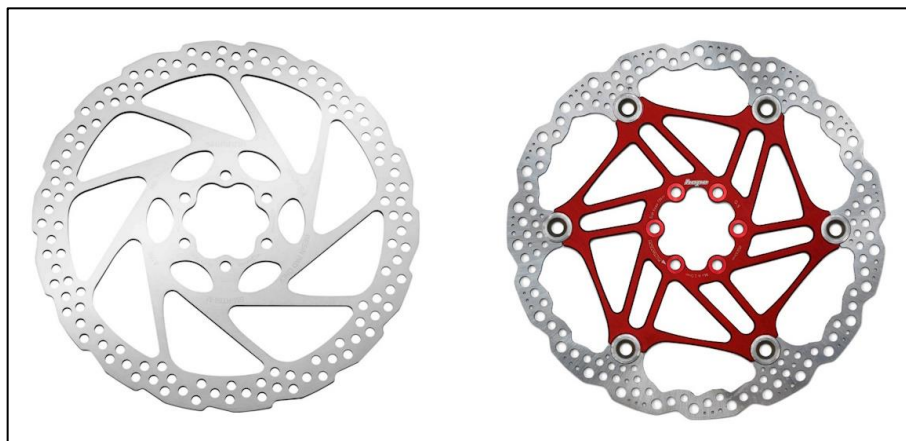
Aby bylo možné vymežit nepřesnost v axiálním směru, používají se zpravidla plovoucí třmeny. Třmen má pístky na jedné straně, je připevněn k náboji kola a svou pozici vymezuje posuvem po axiálních čepech. V případě použití velmi tenkého kotouče a pevného upevnění třmenu může být axiální nepřesnost vymezena vyhnutím kotouče, tato metoda se používá například u jízdních kol. (2)

Hlavní nevýhodou pevného uložení kotouče je vznik vysokého vnitřního napětí. Kotouč vlivem změn teploty mění své rozměry a při náročnějším používání hrozí riziko vzniku trhlin v kotouči vlivem radiálního napětí, případně hrozí riziko zvlnění kotouče vlivem tangenciálního napětí. Z tohoto důvodu se tento způsob uložení používá tam, kde jsou kladeny nižší nároky na výkon brzd. (2)

Plovoucí uložení

Brzdové kotouče, které využívají tento způsob uložení jsou složité na výrobu, protože se skládají z několika částí. K náboji vozidla je upevněn unašeč, jehož tvar je optimalizovaný pro nejnižší hmotnost a vysokou pevnost. Další částí je věnec, na němž se nachází kontaktní plochy kotouče, o které se tře brzdové obložení. Poslední částí jsou unášecí čepy, které přenášejí síly mezi věncem a unašečem. Mezi součástmi je vůle, která může být vymezena talířovou pružinou, která ale umožňuje axiální posun věnce vůči unašeči. (2)

Výhodou této konstrukce je možnost volby různých materiálů pro věnec a unašeč, protože každá část je namáhána jiným způsobem. Jelikož axiální nepřesnost vymezuje kotouč, může být použito pevné uložení brzdového třmenu, čímž se výrazně zvyšuje jejich tuhost. Toto uložení nám také umožňuje použít třmeny, které mají pístky na obou stranách a můžeme tím tedy dosáhnout většího brzdného účinku. Nevýhodou tohoto způsobu uložení je ne zcela volný pohyb kotouče, protože při běžném používání stále dochází k tření obložení o věnec. (2)



Obrázek 11: Pevně uložený kotouč (vlevo), kotouč s plovoucím uložením (vpravo) (8)

Plovoucí uložení brzdových kotoučů umožňuje věnci vlivem změny teploty měnit rozměry, což výrazně snižuje napětí v kotouči. Malá kontaktní plocha mezi věncem a nábojem tak zamezuje přenosu tepla kondukcí do náboje a dalších součástí vozidla. Konstrukce je složitá a drahá na výrobu, proto se v dnešní době tento způsob uložení používá v případech, kdy je vyžadován vysoký brzdný výkon. To je zpravidla u sportovních a závodní vozů a na předních kolech motocyklů. (2)

3.3 Brzdové destičky

Klíčovou součástí kotoučové brzdy jsou brzdové destičky. Jedná se o opotřebitelný díl, který přímo zajišťuje zpomalení, nebo zastavení vozidla. Brzdová destička po aplikaci brzdné síly přímo tře o brzdový kotouč. Princip funkce spočívá v přeměně kinetické energie na tepelnou energii prostřednictvím tření. Brzdové destičky bývají vyrobeny zpravidla ze směsí materiálů, jejichž složení ovlivňuje brzdný účinek, teplotní odolnost a rychlost opotřebení. (2)



Obrázek 12: Brzdové destičky (8)

Výroba brzdové destičky zahrnuje několik fází, protože se destičky skládají z několika vrstev. Nejdůležitější je kontaktní vrstva, která přichází do styku s brzdovým kotoučem. Použitý materiál musí být vysoce odolný proti opotřebení, a schopný efektivně přeměnit kinetickou energii na tepelnou. Taková směs se skládá z práškových, organických, keramických a chemických materiálů, které se lisují pomocí hydraulických lisů pro zajištění požadované hustoty, pevnosti a tvaru. Dále jsou destičky tvarově upraveny tak, aby je bylo možné použít pro konkrétní brzdový systém. Takto upravené destičky se dále tepelně zpracovávají a kalí, tím dochází ke zvýšení odolnosti vůči vysokým teplotám. Posledním krokem výroby je připojení zadní kovové desky, která slouží k rozptýlení tlaku od pístku třmenu na celou plochu brzdové destičky. (2)

3.3.1 Směsi brzdových destiček

Použité materiály pro výrobu brzdových destiček se liší podle požadavků na brzdný výkon, cenu, životnost a typ vozidla. Každý typ destiček má své výhody a nevýhody a je navržen pro konkrétní použití.

Organické materiály bez azbestu

Tento typ brzdových destiček je vyráběn převážně z organických materiálů, dříve se používal azbest, který však byl nahrazen jinými sloučeninami v zájmu bezpečnosti a zdraví. Použité materiály mohou být například kaučuk, pryskyřice, skelná a kevlarová vlákna. Tyto destičky jsou oblíbené pro použití u běžných osobních automobilů, protože jsou tišší a šetrnější k životnímu prostředí. Mají sice nízké náklady na výrobu a dobré vlastnosti při brždění, ale při požadavcích na vysoký brzdný výkon u sportovních a závodních vozidel dochází k rychlému opotřebení, a proto jsou vhodné spíše na běžné každodenní použití. (10)

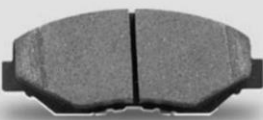
Kovové materiály

Při výrobě těchto směsí brzdových destiček se používá vysoký podíl kovových částic jako je například měď, nebo ocel. Tyto směsi lze ještě dále rozdělit na polokovové, které obsahují 30-60 % kovu a nízko kovové, které obsahují 10-30 % kovu. Tyto destičky jsou odolnější vůči vysokým teplotám a poskytují lepší brzdný účinek, jsou tedy běžně používány u sportovních a nákladních vozů kde jsou kladeny

vyšší nároky na výkon brzd. Mezi nevýhody této směsi patří vyšší hlučnost, prašnost, a rychlejší opotřebení brzdového kotouče, protože tento typ brzdových destiček je agresivnější než destičky z organických materiálů. (10)

Keramické materiály

Brzdové destičky vyrobené z keramické směsi jsou velmi drahé, ale poskytují výborný brzdový výkon zejména při vyšších teplotách a opakovaném používání. Tyto destičky jsou vyrobeny z keramických vláken, mají nízkou hlučnost při provozních teplotách, nízkou prašnost a dosahují nízkého opotřebení. Nevýhodou je dlouhá doba potřebná pro zahřátí na provozní teplotu, proto jsou tyto destičky vhodné spíše pro závodní a sportovní účely kde se klade důraz na vysoký brzdový výkon. (10)

BRZDOVÉ DESTIČKY			
			
TYP	ORGANICKÉ	KOVOVÉ	KERAMICKÉ
CENA	\$	\$\$	\$ \$ \$
VÝKON	★	★ ★ ★	★ ★ ★
HLUČNOST	★★	★	★ ★ ★
OPOTŘEBENÍ	★★	★	★ ★ ★

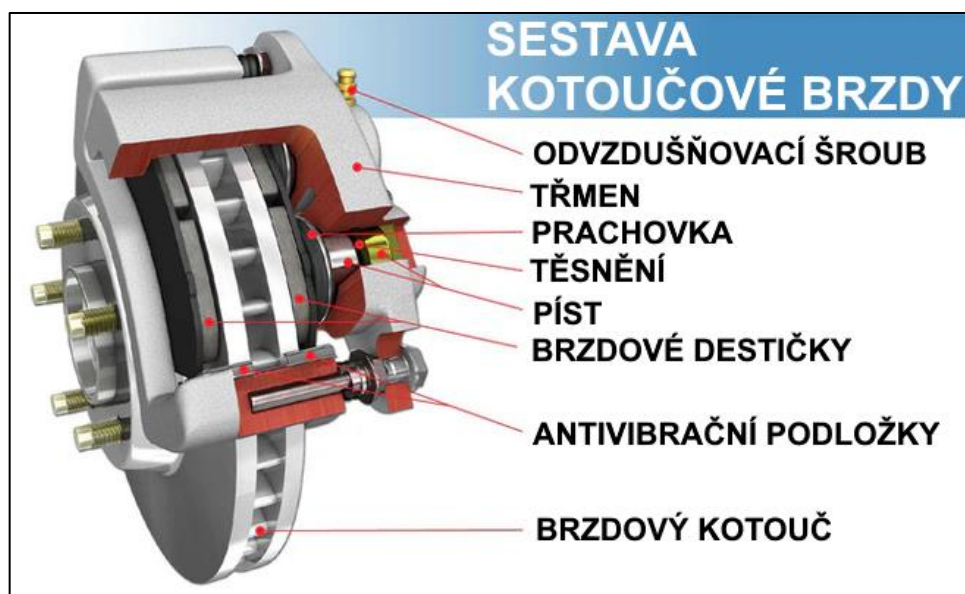
Obrázek 13: Porovnání směsí brzdových destiček (11)

3.4 Brzdové třmeny

Brzdový třmen je mechanismus, který přenáší brzdovou sílu na brzdové destičky. Hlavním prvkem tohoto mechanismu, který tlačí na brzdové destičky, je hydraulicky ovládaný pístek. Po stlačení brzdového pedálu se zvýší tlak v hydraulickém brzdovém systému vozidla, ten tlačí na pístek, kterým je přibližována brzdová destička k brzdovému kotouči.

Hlavní část třmenu je třmenová skříň, která zpravidla obsahuje všechny ostatní součásti. Je vyrobena z materiálu, který musí mít dostatečnou pevnost a tepelnou odolnost. Uvnitř třmenové skříně je vedení, ve kterém se pohybuje brzdový pístek. Pístky přenášejí hydraulický tlak z kapaliny na brzdové destičky. Mezi pístkem a třmenovou skříní musí být těsnění, které zamezuje úniku brzdové kapaliny a vnikání

nečistot do brzdového systému vozidla. Další částí jsou vodící čepy a montážní prvky, které se liší podle jednotlivých konstrukcí. (2)



Obrázek 14: Sestava kotoučové brzdy (5)

Materiály pro výrobu skříní brzdových třmenů musí splňovat požadavky na pevnost, a tepelnou odolnost. Dále by měli mít dobrou schopnost odvádět teplo, které je generováno při brzdění a může se přenést do těchto dílů. Nejčastějším materiálem pro sériovou výrobu u osobních automobilů je litina, nebo hliníkové slitiny. Pístky jsou kvůli tepelné roztažnosti vyráběny z podobných materiálů jako třmenová skříň. Běžně se používá ocel, nerezová ocel, hliníkové slitiny, v závodních vozidlech se výjimečně může pro výrobu brzdových třmenů používat titan. Těsnění brzdových třmenů musí být odolné vůči brzdové kapalině, spolehlivé a schopné vydržet teplotní rozdíly, které vznikají při brzdění. (2)

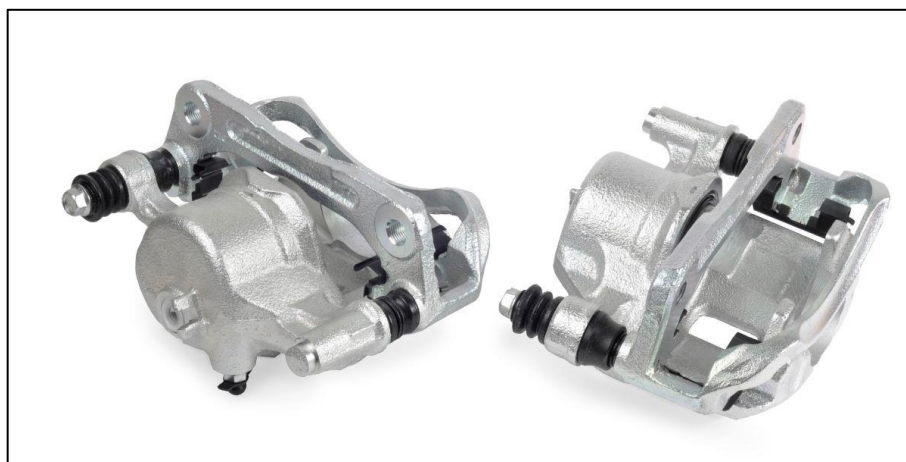
Pístky jsou vyráběny zpravidla soustružením, kdy jsou kladeny nároky na dobrý povrch vnější plochy pístku. Třmenová skříň bývá zpravidla vyráběna odléváním, po čemž následuje obrábění důležitých montážních ploch a vedení pístků. Při výrobě brzdového třmenu je třeba brát v potaz tolerance mezi pístkem a vedením, aby při používání za vyšších teplot nedošlo k zadření brzdového pístku. Posledním krokem je povrchová úprava, která zabraňuje vzniku koroze a zlepšuje vzhled brzdového třmenu. (2)

3.4.1 Druhy třmenů

Běžně se používají dva druhy konstrukce brzdových třmenů. Jedná se o pevný a plovoucí brzdový třmen. Jaká konstrukce je použita se volí dle požadavků brzdného výkonu, nákladů na výrobu a hmotnosti vozidla. Každá z těchto variant má své výhody a nevýhody při použití.

Plovoucí třmen

Tato konstrukce brzdového třmenu má pístek pouze z jedné strany brzdového kotouče. Při zvýšení tlaku v brzdovém třmenu pístek nejprve přitlačí jednu destičku ke kotouči a následně celý třmen přitlačí druhou destičku. Toto je možné díky uložení třmenové skříně na vodících čepích, která umožňuje posun celého třmenu. Zpravidla se vyrábí třmeny s jedním, nebo dvěma pístky. Tyto brzdové třmeny se běžně používají v osobních automobilech a vozidlech, kde není požadován vysoký brzdný výkon a jsou zohledněny náklady na výrobu. (12)



Obrázek 15: Jednopístkový plovoucí brzdový třmen (8)

Mezi výhody této konstrukce se řadí hlavně nižší hmotnost a nižší náklady na výrobu. To je způsobeno tím, že je konstrukce zpravidla menších rozměrů a tvarově jednodušší. Nevýhodou může být nižší brzdný výkon a nerovnoměrné opotřebení brzdových destiček. To je způsobeno tím, že po čase používání může dojít k opotřebení vodících čepů, a proto pohyblivá část třmenu působí na destičku menším tlakem než pístek. (12)

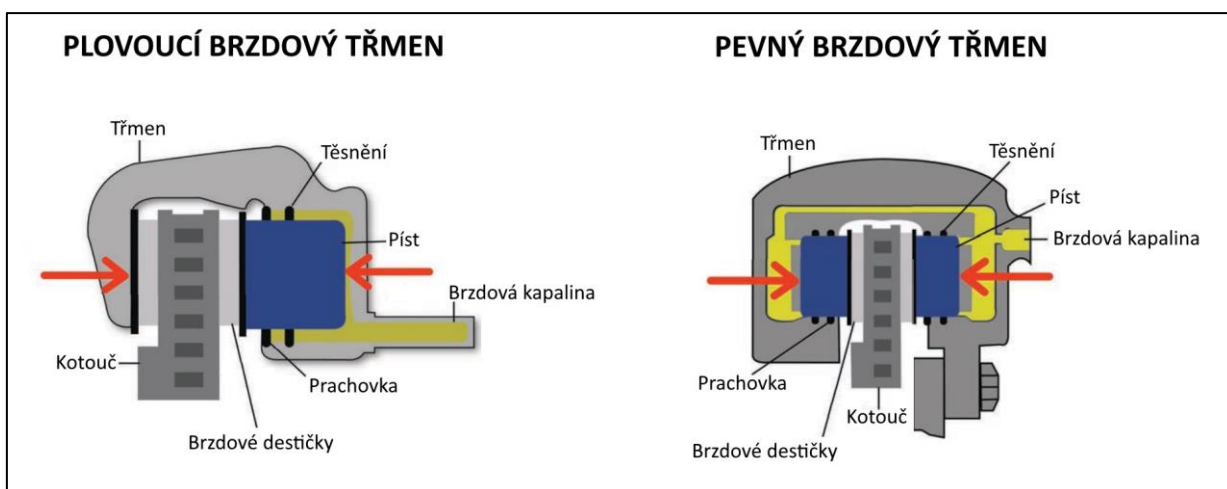
Pevný třmen

Tato konstrukce brzdového třmenu má pístek z každé strany brzdového kotouče. Po navýšení tlaku v systému při brždění na obě destičky přímo tlačí pístky. Třmen je pevně připevněný a vůči brzdovému kotouči se nepohybuje. Běžně se vyrábí třmeny se dvěma, čtyřmi, nebo šesti pístky. Použití je u výkonných, sportovních a závodních vozidel, zkrátka tam, kde je kladen vysoký nárok na brzdný výkon. (12)



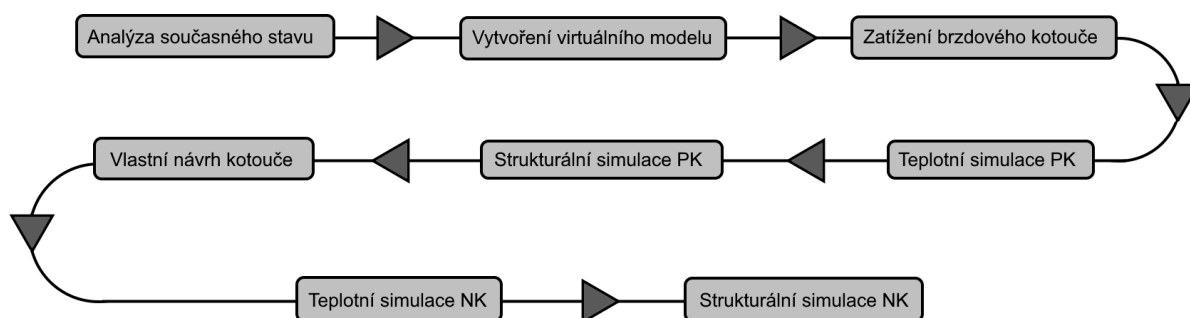
Obrázek 16: Dvoupístkový pevný brzdový třmen (13)

Výhodou této konstrukce je vysoký brzdný výkon a rovnoměrný přítlak obou destiček, což zaručuje rovnoměrné opotřebení brzdových destiček. Pevná konstrukce také zaručuje větší tuhost, takže je třmen méně náchylný k deformacím. Nevýhodami jsou vyšší náklady na výrobu, zpravidla z důvodu většího množství pístků. Hlavní nevýhodou je vyšší hmotnost. Kvůli použití pístků na obou stranách musí být třmen větší než plovoucí třmen. Jelikož je váha třmenu započítávána do neodpružené hmotnosti vozidla, je cílem návrhu tvaru a volby materiálu tuto hmotnost co nejvíce snížit. (12)



Obrázek 17: Porovnání funkce plovoucího (vlevo) a pevného (vpravo) brzdového třmenu (12)

4 Návrh konstrukce brzdového kotouče



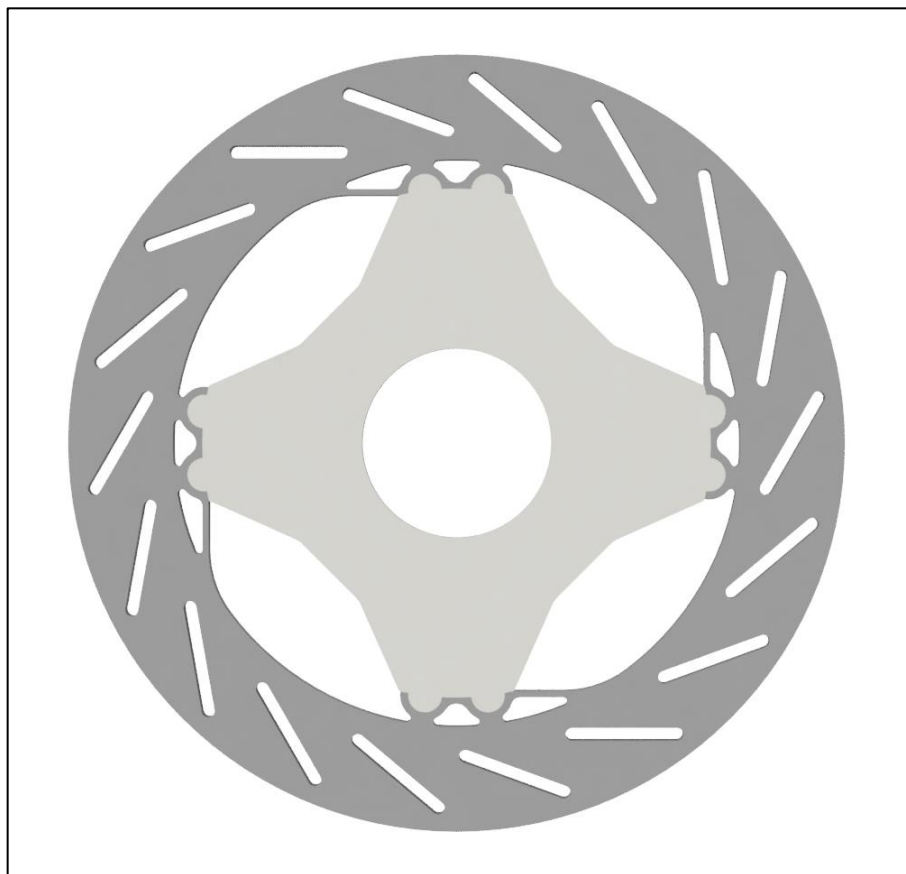
4.1 Analýza současného stavu

Současný brzdový kotouč používaný týmem formule je vlastní konstrukce, vycházející z motocyklového brzdového kotouče. Přední i zadní kotouče jsou stejné, mají vnější průměr 185 mm, což je hodnota, která byla optimalizována pro vnitřní prostor disku kola o průměru 10 palců. Materiál použitý pro výrobu je nerezová ocel, což bývá u těchto brzdových kotoučů běžná volba hlavně kvůli mechanickým a tepelným vlastnostem materiálu. Díky tomu, že není kotouč tvarově složitý a má tloušťku pouze 4 mm, jsou tyto brzdové kotouče vyráběny technologií laserového řezání plechu.

V soutěži Formule Student nejsou kotouče z konstrukčního hlediska nějak omezeny. Jelikož není omezena ani hmotnost vozidla, je cílem hmotnost co nejvíce snížit. Snížení hmotnosti u kotoučů je obzvlášť důležité, to hlavně z důvodu že se jedná o rotující neodpruženou hmotnost, která se nachází daleko od těžiště vozidla a výrazně ovlivňuje moment setrvačnosti celého vozidla. (14)

4.2 Vytvoření virtuálního modelu

Virtuální model brzdového kotouče byl vytvořen na základě výrobní výkresové dokumentace, kterou poskytl tým formule. Výkresy obsahovaly všechny nezbytné technické specifikace a rozměry, které byly klíčové pro přesnou a realistickou tvorbu modelu. Současný brzdový kotouč má hmotnost 363 g a materiál, ze kterých jsou kotouče vyrobeny, je nerezová ocel 1.4028. Pro simulaci zatěžování brzdových kotoučů bylo potřeba vytvořit také zjednodušený model náboje a čepů, na kterých je brzdový kotouč uložený.



Obrázek 18: Model aktuálně používaného brzdového kotouče s náhradou náboje

4.3 Zatížení brzdového kotouče

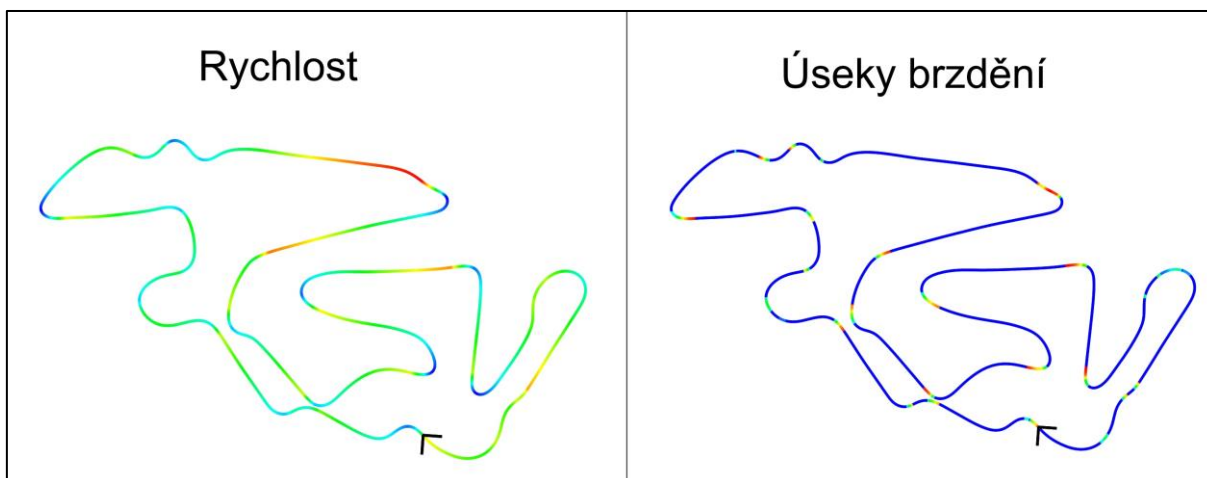
Simulace brzdového kotouče jsem rozdělil do dvou kategorií. Nejprve jsem se věnoval teplotní analýze, při které pozoruji, na jaké teploty se kotouč zahřeje v průběhu závodu. V druhé fázi jsem provedl strukturální analýzu, kde kontroluji, jak se kotouč zdeformuje vlivem zatížení síly od brzdové destičky. Zatížení kotouče uvažuji symetrické pro jednotlivé strany formule, tudíž všechny simulace provádím pouze pro pravou stranu vozidla.

4.3.1 Zatížení pro teplotní analýzu brzdového kotouče

Prvním krokem teplotní simulace jsem zjistil průměrnou teplotu brzdového kotouče, abych následně v druhém kroku mohl simulovat nouzové zabrzdění ze 100 km/hod uprostřed závodu a zkontrolovat maximální teplotu kotouče.

Průměrnou teplotu kotouče jsem získal výpočtem průměrného brzdného výkonu, kterým je kotouč zatížený po dobu jízdy jednoho kola na okruhu. Pro tento účel jsem od týmu formule dostal podklady o okruhu. Jednalo se o čas, za který řidič

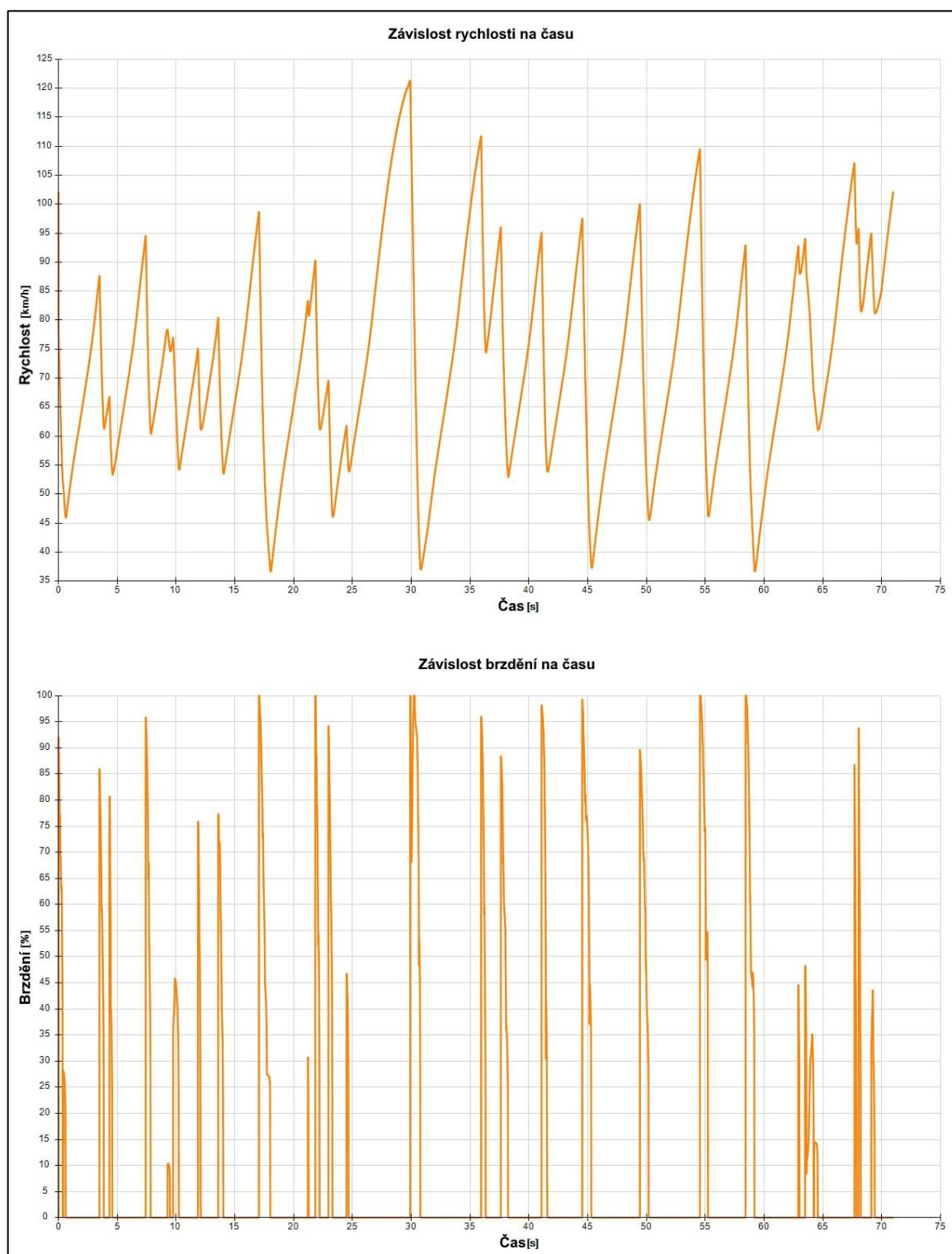
okruh zajeel, průběh rychlostí, zrychlení a zpomalení. Mapa okruhu, na které je znázorněný rychlostní profil a úseky brzdění jsou zobrazeny na obrázku 19.



Obrázek 19: Rychlostní profil a úseky brzdění na trati

Důležitým podkladem byly také grafy, na kterých jsou znázorněny jednotlivé veličiny v závislosti na čase (obrázek 20). Pomocí těchto podkladů jsem pomocí vzorce pro kinetickou energii vozidla, která je ztracena brzděním vypočítal celkový brzdný výkon. (15) Následně jsem uvažoval poměr brzdění 65 % na přední a 35 % na zadní nápravě (příloha 1). Pomocí tohoto poměru jsem získal brzdý výkon na nápravě. Následně jsem dopočítal průměrný výkon, kterým jsou zatíženy jednotlivé kotouče. Výsledkem tohoto výpočtu je průměrné zatížení předního kotouče 1603 W a průměrné zatížení zadního kotouče 851 W.

Část teplotní simulace, kde kontroloji nouzové brzdění jsem zatížil podobným způsobem. Z kinetické energie, o kterou formule přijde při zastavení ze 100 km/hod, jsem spočítal potřebný brzdý výkon a dobu potřebnou pro zastavení. (15) Brzdý výkon jsem rozdělil v poměru 65% přední a 35% zadní náprava a dopočítal zatížení jednotlivých kotoučů. Výpočtem jsem zjistil, že kotouče jsou při zpomalení 2 g zatíženy po dobu 1,42 s, kdy přední kotouč je zatížen 9565 W a zadní kotouč je zatížen 5150 W.



Obrázek 20: Graf rychlosti (nahore) a brzdění (dole) v závislosti na času

4.3.2 Zatížení pro strukturální analýzu brzdového kotouče

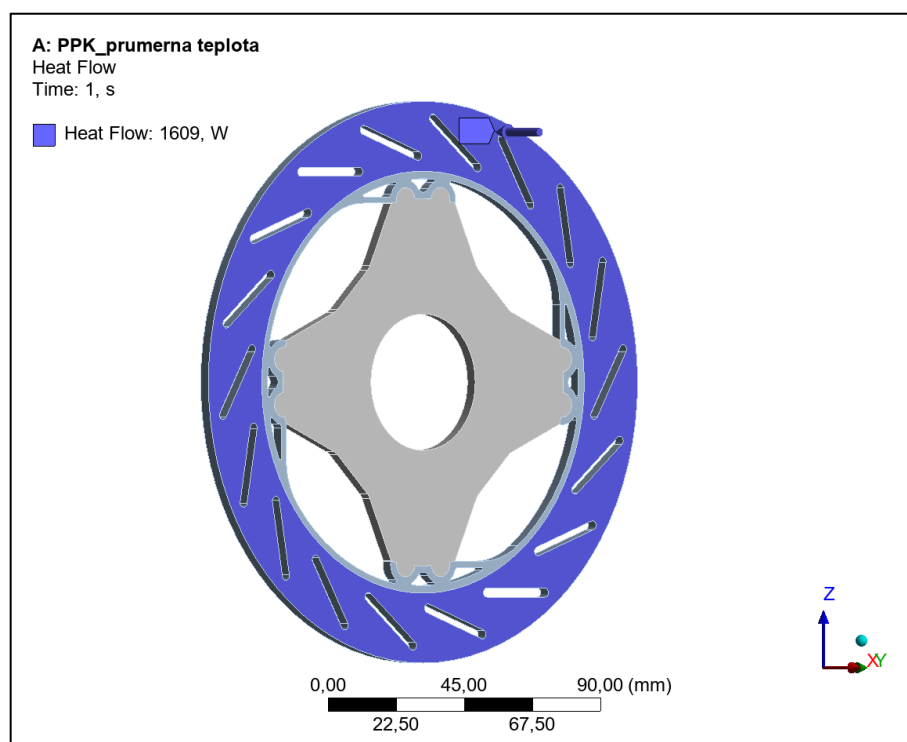
Jako zatěžovací sílu pro strukturální analýzu jsem zvolil ideální brzdnu sílu. Tuto sílu jsem vypočetl pro přední a zadní kotouč podle diplomových prací (16) a (17), které se věnují stejné problematice. Parametry hmotnosti a rozměrů vozidla mi poskytl

tým formule (příloha 1). Pro tuto simulaci uvažuji nouzové brzdění ze 100 km/hod se zpomalením 2 g. Pro účely simulace uvažuji dokonalé chování vozidla a trakci pneumatik blížící se dokonalé hranici. Síly od brzdových destiček působící na kotouč v axiálním směru neuvažuji, protože po provedení prvotních simulací jsem zjistil, že na výsledky mají zanedbatelný vliv.

4.4 Simulace současného brzdového kotouče

Pro účely simulace jsem použil programy Autodesk Fusion 360 pro vytvoření 3D modelů a prostředí programu Ansys Workbench 2023 pro provádění simulací. V tomto prostředí jsem pracoval s modulem Ansys SpaceClaim pro úpravu sestavy modelu a s modulem Ansys Mechanical pro provedení statické teplotní analýzy, tranzientní teplotní analýzy a statické strukturální analýzy.

Aby bylo možné provést simulaci kotouče, bylo nutné použít také náhradu náboje, na kterém je kotouč uložený. Na náboj jsem použil vazbu cylindrical support, která bránila celé sestavě v pohybu. Mezi kotoučem a nábojem jsem v místech styku s čepy použil vazbu frictional s koeficientem 0,2. (16) Tato vazba umožňuje pohyb kotouče v axiálním směru a simuluje tak volné uložení kotouče, které je na formuli použito.



Obrázek 21: Tepelný výkon aplikovaný na mezikruží PK

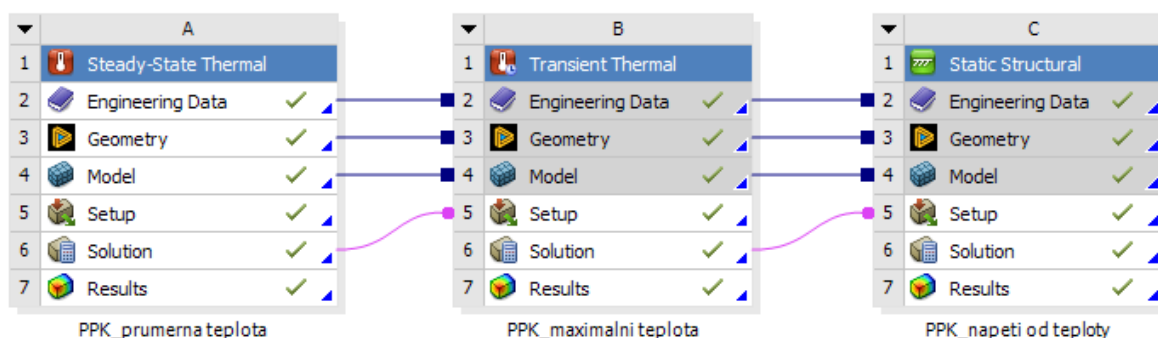
Pro účel termální analýzy jsem brzdový kotouč zatížil výkonem vypočteným v kapitole 4.3.1. Tímto výkonem jsem zatížil plochu mezikruží, které značí oblast kotouče kde se aktivně dotýkají brzdové destičky (obrázek 21). Určení hodnot konvekce není jednoduché a špatné hodnoty mohou do simulace vnést velkou chybu. Hodnota konvekce se dá získat například komplikovanou simulací obtékání brzd uvnitř geometricky složitého disku. Hodnoty konvekce a radiace jsem určil podle prací, které se zabývají stejným problémem tepelné simulace brzdových kotoučů pro vozidlo soutěže Formule Student. (15) (18) (19)

A: PPK_prumerna teplota	
Steady-State Thermal	
Time: 1, s	
A	Convection: 25, °C, 3,e-004 W/mm ² .°C
B	Radiation: 25, °C, 0,5
C	Heat Flow: 1609, W

Obrázek 22: Použité hodnoty konvekce a radiace

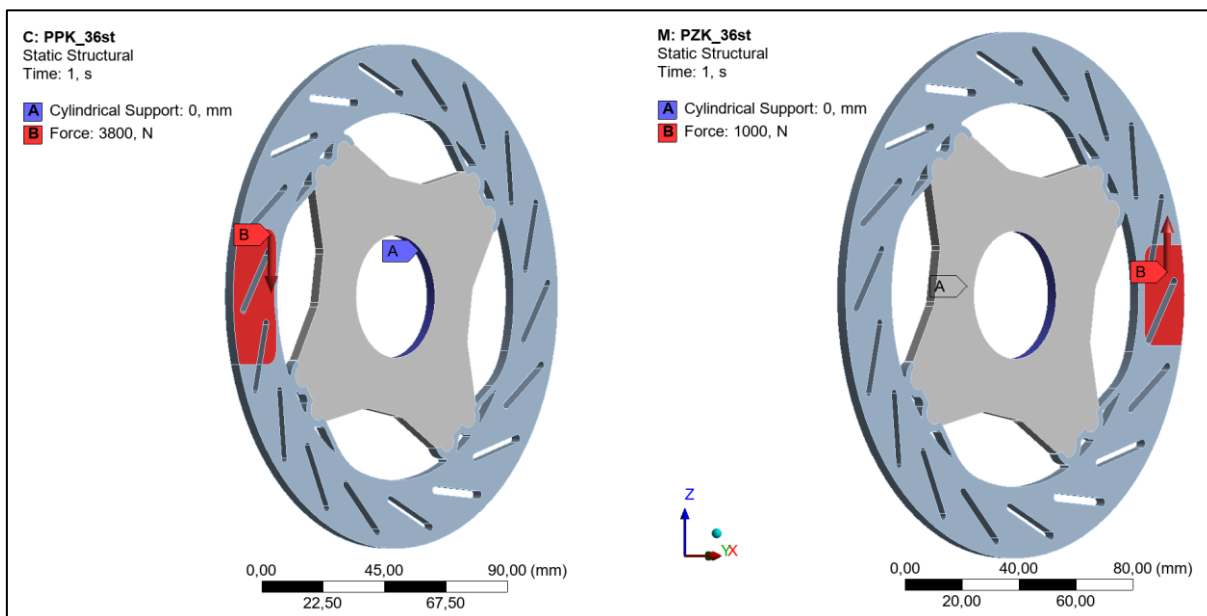
Toto rozhodnutí vnáší do simulací jistou chybu a výsledné teploty ze simulací nemusí úplně odpovídat realitě. Pro porovnání stávajícího a nového kotouče není tato nejistota tak zásadní, protože jsem použil stejné podmínky pro obě simulace.

Teplotní simulaci jsem rozdělil do třech částí. V první fázi se věnuji průměrné teplotě brzdového kotouče, ve druhé části se věnuji maximální teplotě brzdového kotouče a v poslední fázi kontroluji napětí a deformace od maximální teploty. Výpočty na sebe v Ansysu navazují, viz obrázek 23.



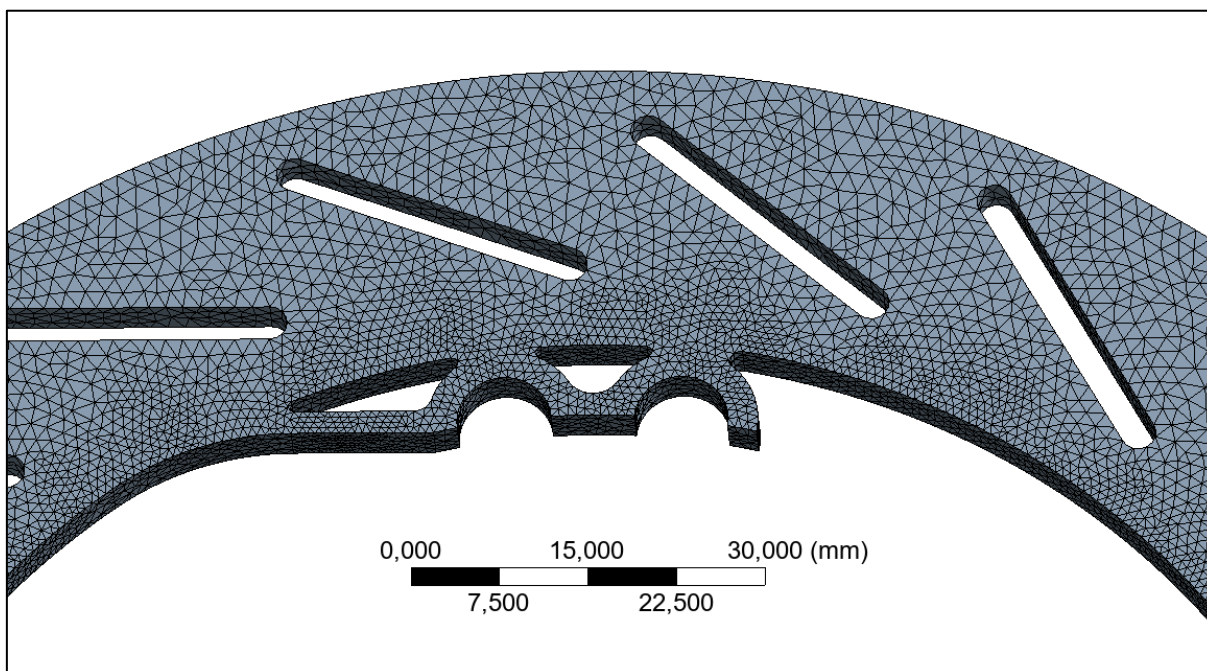
Obrázek 23: Ná vaznost výpočtů v Ansysu

Zatěžující síla pro strukturální analýzu byla určena dle kapitoly 4.3.2 a působí na plochy, které vznikly promítnutím brzdové destičky na kotouč ve směru proti otáčení kola. Kontrolu napětí jsem prováděl v pěti krocích, kdy pootočení kotouče bylo vždy o 18 stupňů. Zatížení předního a zadního kotouče je zobrazeno na obrázku 24.



Obrázek 24: Zatížení současného předního kotouče (vlevo) a současného zadního kotouče (vpravo)

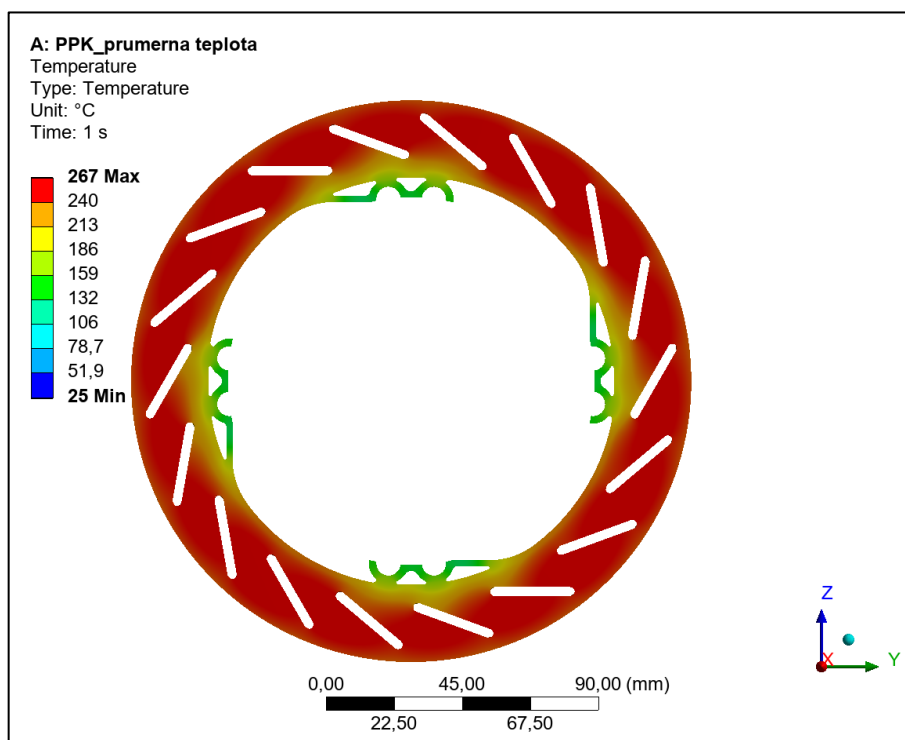
Velikost prvků výpočtové sítě kotouče jsem zvolil 1,5 mm. Tato velikost prvků zajišťuje, že v celé tloušťce kotouče jsou vždy alespoň 3 prvky. Pro strukturální analýzu jsem aplikoval zjemnění v místech uložení kotouče pomocí funkce sphere of influence na 0,75 mm. Velikost prvků v náboji jsem zvolil 3 mm. Síť celé sestavy pro strukturální výpočet obsahuje 291464 prvků. Na obrázku 25 je znázorněn detail zjemnění sítě v místě uložení kotouče.



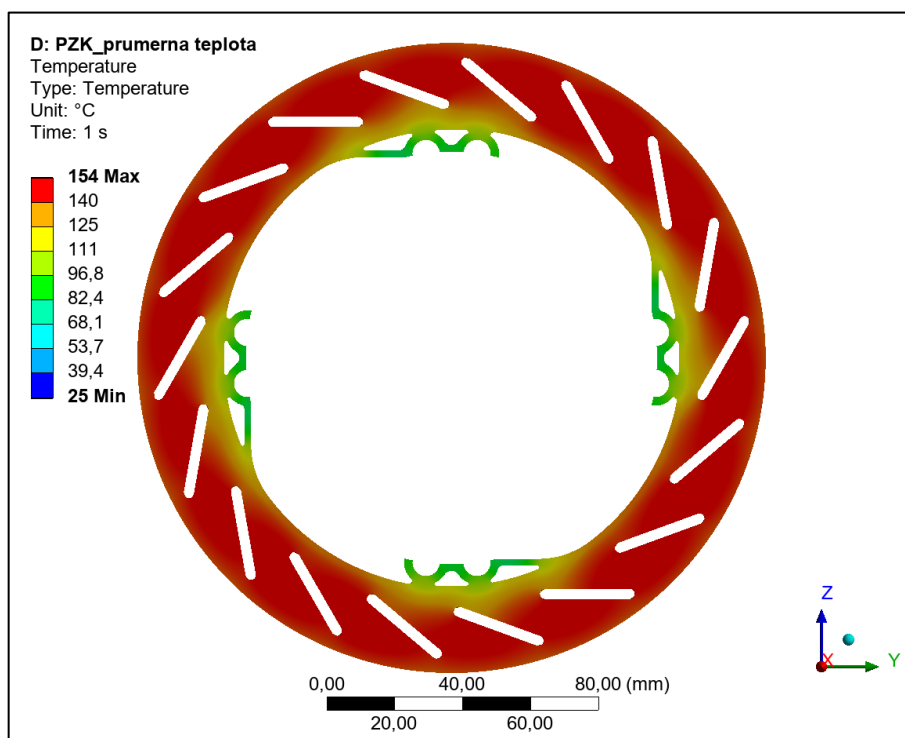
Obrázek 25: Výpočtová síť současného brzdového kotouče

4.4.1 Výsledky teplotní simulace průměrné teploty PK

Hlavním cílem simulací průměrné teploty kotouče bylo získání okrajové podmínky pro kontrolu maximální teploty v kotouči při nouzovém brzdění v průběhu závodu. Přední kotouč dle simulací dosáhl průměrné teploty 267 °C (obrázek 26) a zadní kotouč dosáhl průměrné teploty 154 °C (obrázek 27).



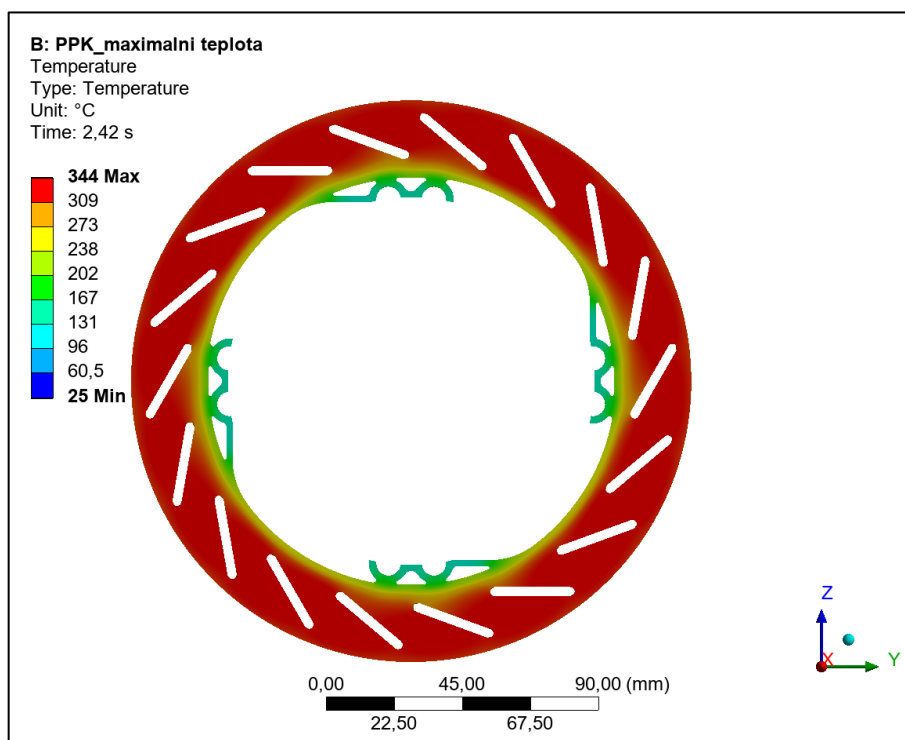
Obrázek 26: Průměrná teplota PPK během závodu



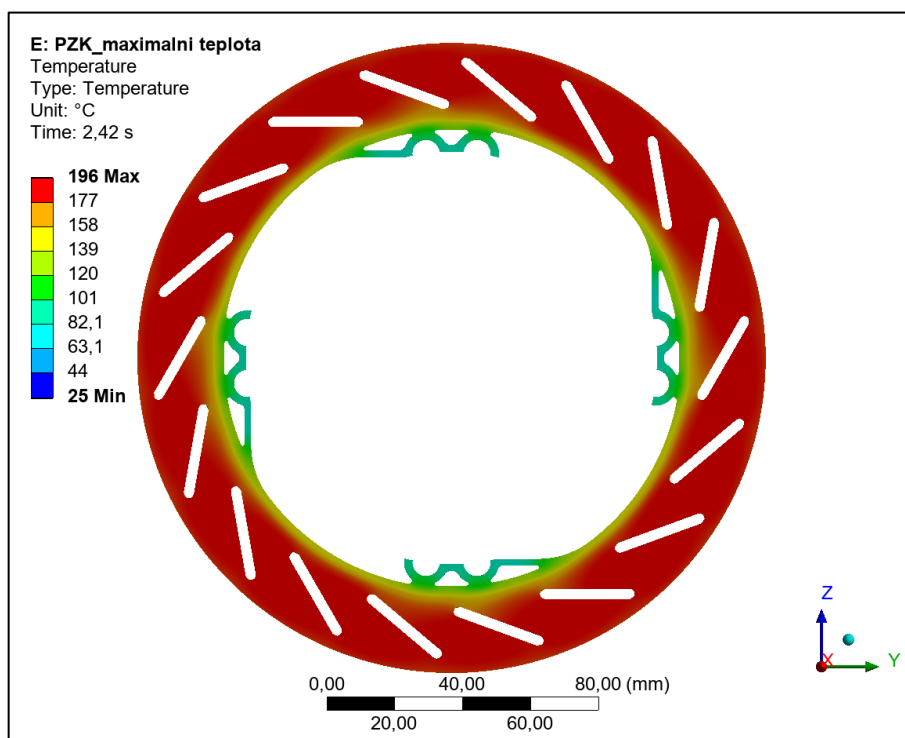
Obrázek 27: Průměrná teplota PZK během závodu

4.4.2 Výsledky teplotní simulace maximální teploty PK

Okrajovou podmínkou simulace byli použity teploty z kapitoly 4.4.1 jako počáteční teplota kotouče. Dle simulace byla maximální teplota předního kotouče 344 °C (obrázek 28), ale po vteřině od zabrzdění zchladnul na 317 °C. Zadní kotouč dosáhl maximální teploty 196 °C (obrázek 29) a po vteřině zchladnul na 182 °C.



Obrázek 28: Maximální teplota PPK po nouzovém zabrzdění



Obrázek 29: Maximální teplota PZK po nouzovém zabrzdění

4.4.3 Kontrola deformace a napětí v PK od maximální teploty

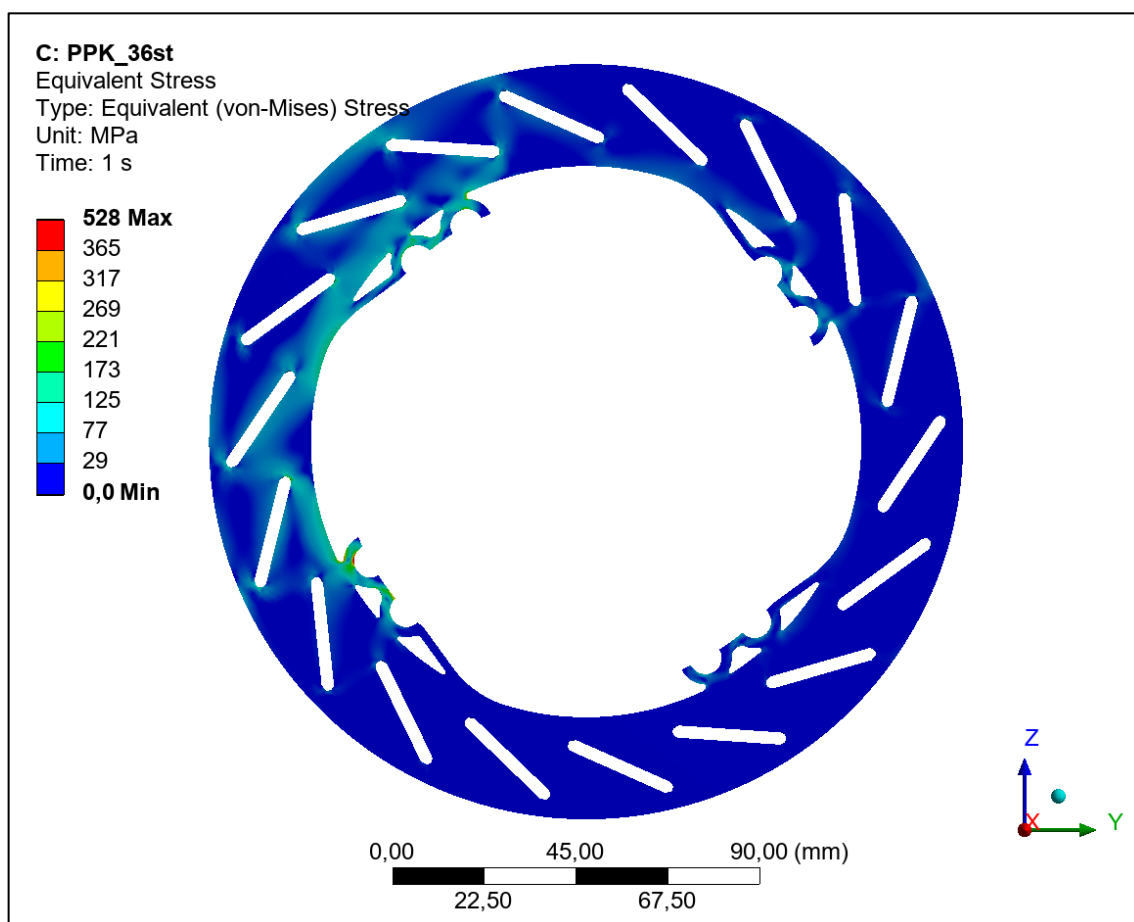
Při dosažení maximálních teplot jsem také kotouč zkontroloval z hlediska velikosti deformací a napětí způsobených teplotou. Maximální deformace předního kotouče je 0,19 mm a zadního kotouče 0,10 mm. Tyto hodnoty jsou dostatečně malé, takže neovlivňují bezpečnou funkci brzdového kotouče a nedojde ke kolizi s brzdovým třmenem. Maximální napětí od teploty v předním kotouči je 208 MPa, v zadním kotouči mělo napětí stejný charakter průběhu, jen maximální hodnoty dosáhlo 112 MPa. Obrázky průběhu napětí a deformace ve více namáhaném předním kotouči jsou k nahlédnutí v příloze 2.

4.4.4 Výsledky strukturální simulace současného kotouče

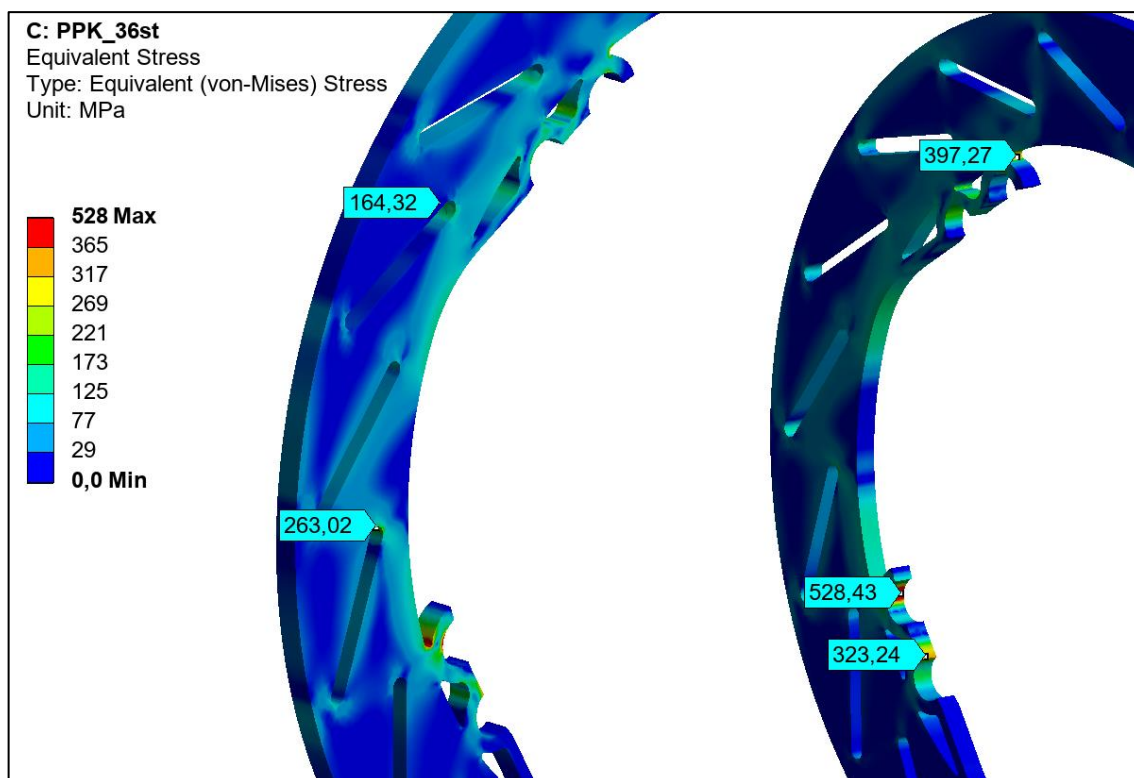
Napětí a deformace v předním i zadním kotouči jsem kontroloval v pěti krocích, kotouč jsem vždy pootočil o 18 stupňů. Přední i zadní kotouč se nejvíce deformuje, když je otočený o 36 stupňů. Pro ukázkou výsledků simulací jsem použil tuto nejhorší variantu.

Výsledky strukturální simulace PPK

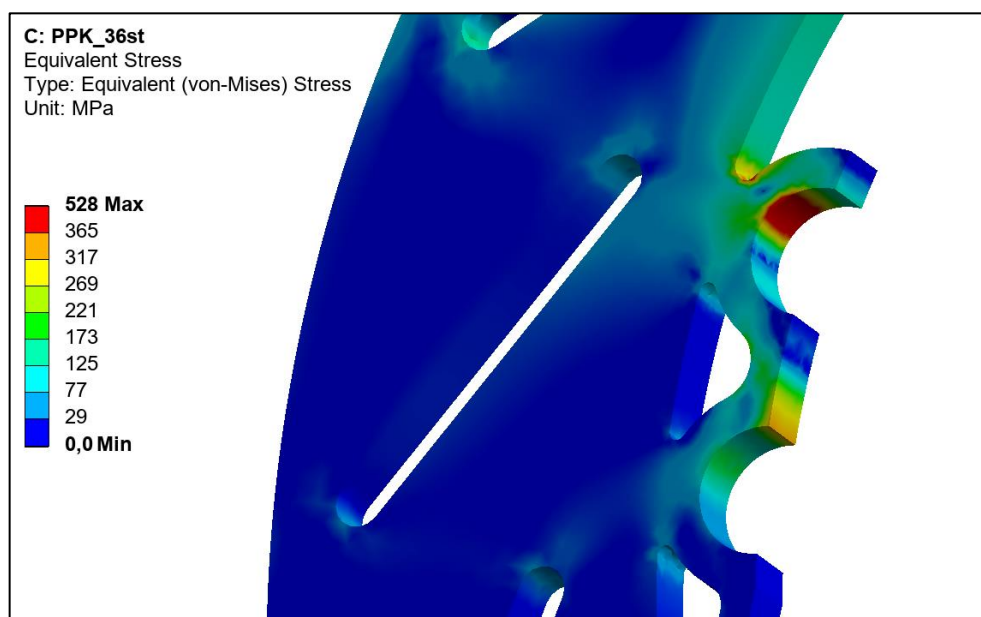
Nejvyšší deformace dle provedených simulací je 528 MPa a dojde k ní při natočení kotouče o 36 stupňů. Toto napětí, které je znázorněno na obrázku 31 a obrázku 32, se nachází v místě, kde je kotouč uložený na čepech. Nejvyšší napětí v ploše kotouče 263 MPa se nachází v zakončení chladicí drážky u vnitřní strany kotouče. Deformace kotouče je znázorněna na obrázku 33, kde nejvyšší hodnota dosahuje 0,141 mm. Kotouč má málo odlehčovacích drážek, proto je relativně tuhý. Obrázky prvního hlavního napětí a třetího hlavního napětí v předním kotouči jsou k nahlédnutí v příloze 3.



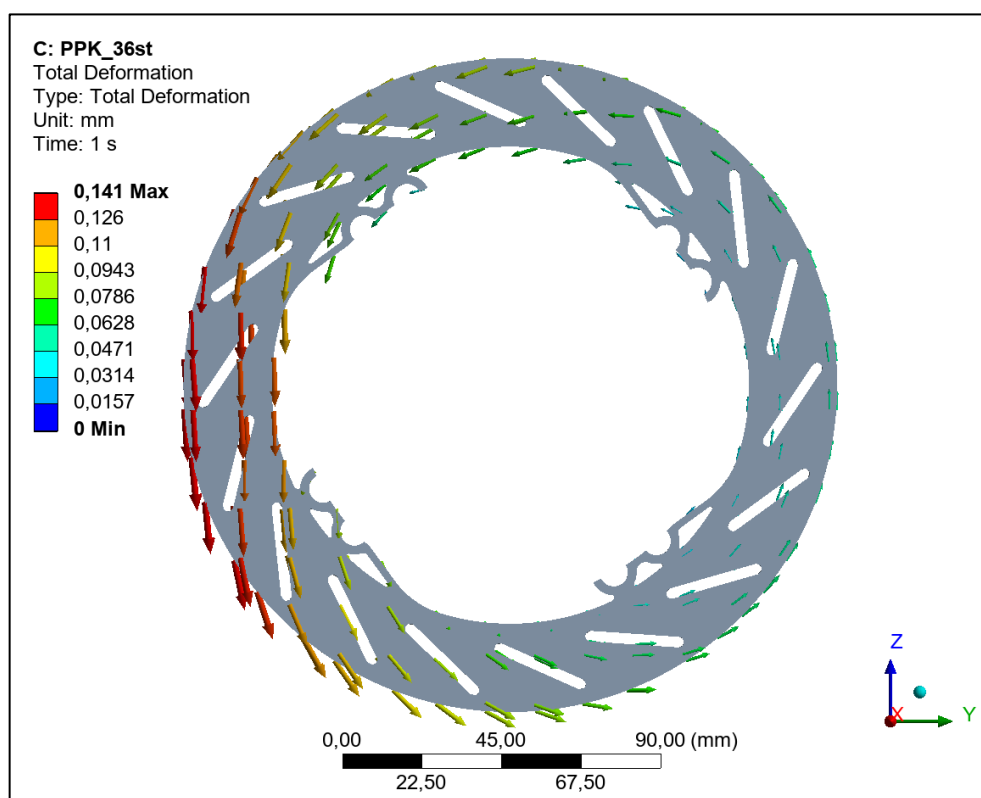
Obrázek 30: Napětí v PPK



Obrázek 31: Detail napětí PPK



Obrázek 32: Detail napětí v místě uložení PPK

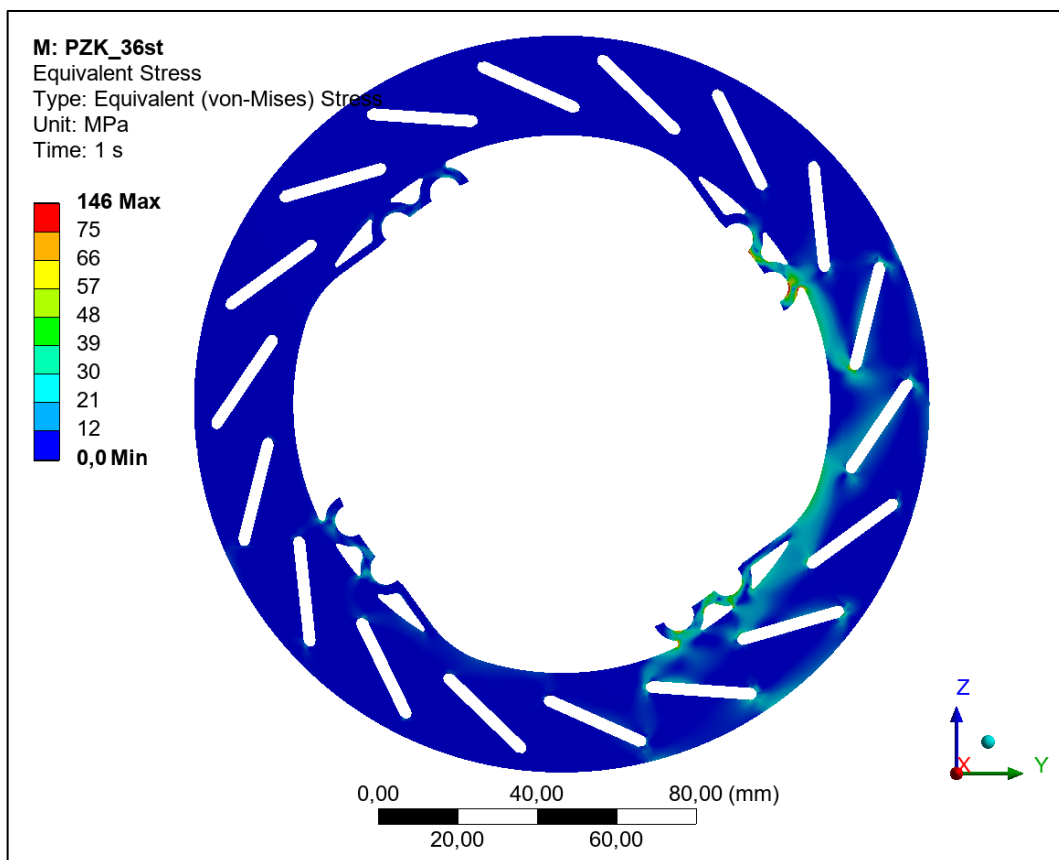


Obrázek 33: Deformace PPK

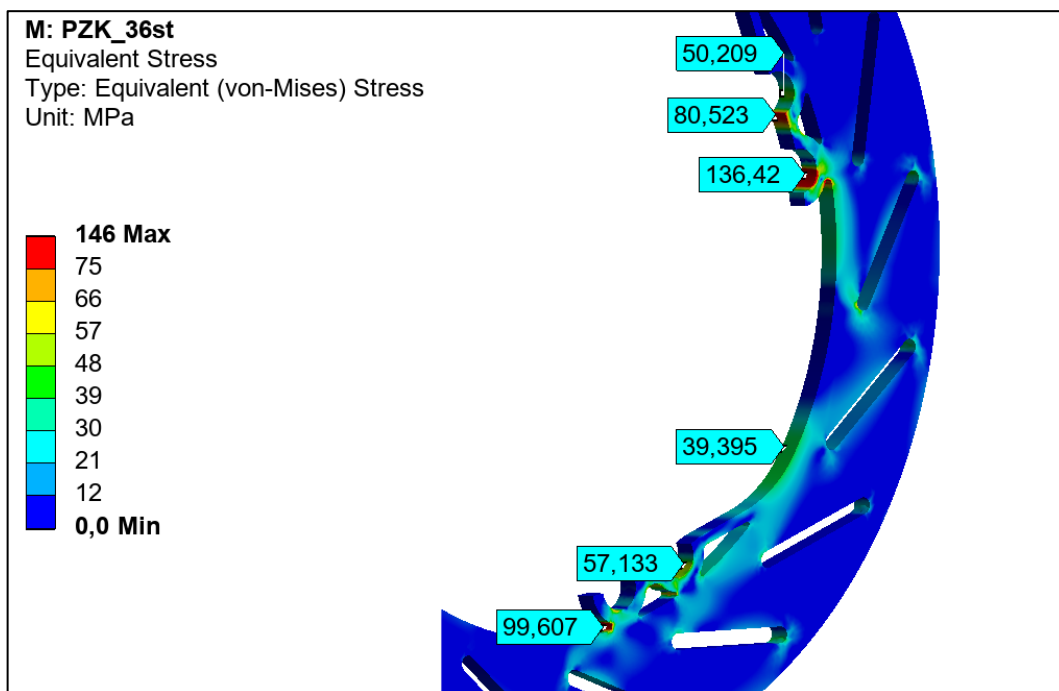
Výsledky strukturální simulace PZK

Zadní kotouče jsou zatíženy stejným způsobem, ale menší silou, riziková místa, kde je vysoké napětí, jsou tedy stejná, ale napětí je zde mnohem menší. Hodnota nejvyššího napětí je dle simulací 146 MPa. Toto napětí se nachází v místě uložení

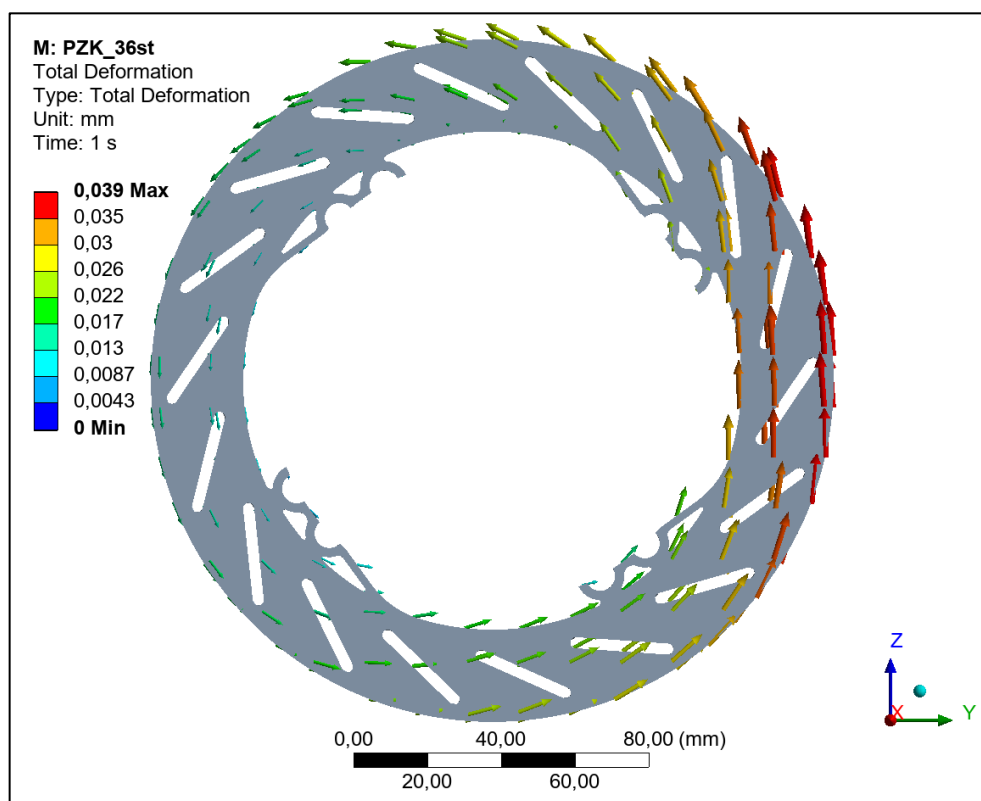
kotouče na čepech. Maximální deformace zadního kotouče byla velmi malá, konkrétně 0,039 mm, viz obrázek 36.



Obrázek 34: Napětí v PZK



Obrázek 35: Detail napětí PZK



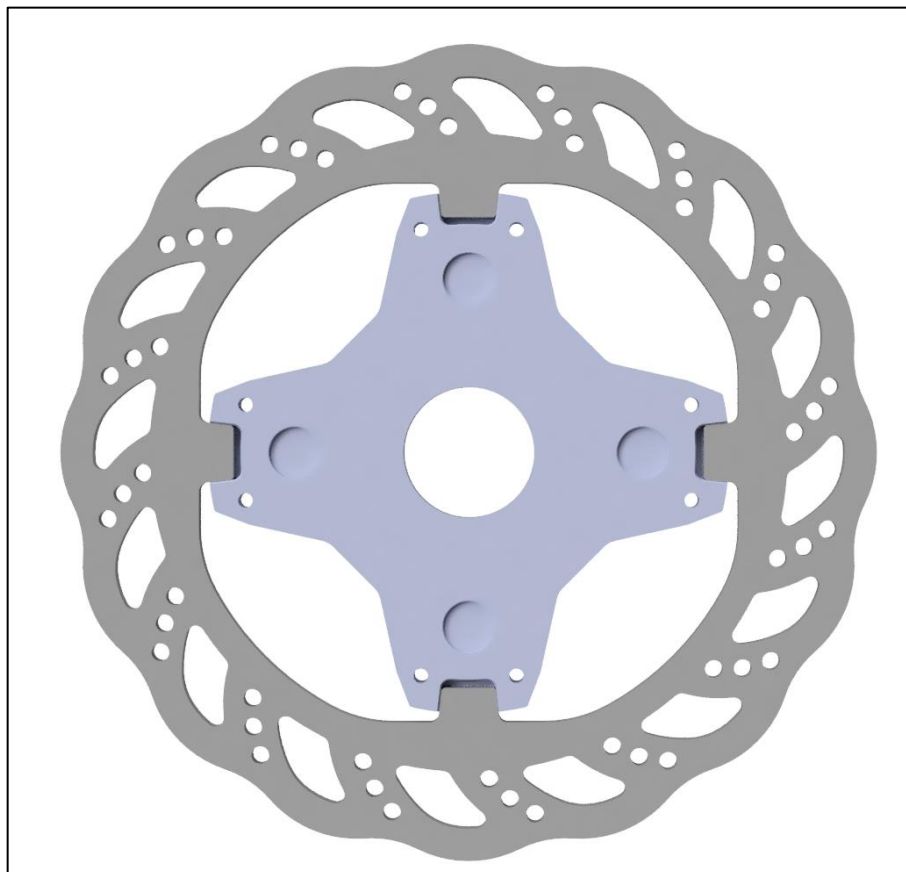
Obrázek 36: Deformace PZK

4.5 Vlastní návrh brzdového kotouče

Cílem mého návrhu nového kotouče bylo snížení hmotnosti. Protože kotouč je uvnitř 10 ti palcového kola, prostor je velice omezený. Vnější průměr kotouče jsem zachoval 185 mm, což se jeví jako téměř maximální rozměr, který je možné použít, aby se do disku vešli všechny potřebné komponenty kotoučové brzdy. Použitý materiál pro výrobu kotouče bude opět nerezová ocel 1.4028, která se pro tuto aplikaci běžně používá. Tato ocel je vhodná zejména kvůli odolnosti proti opotřebení a vysoké tvrdosti. Tento materiál dosahuje meze kluzu 600 MPa při běžné teplotě a meze kluzu 365 MPa při teplotě 300 °C. (16) (20) Z uvedených důvodu vyplývá, že jediným způsobem, jak snížit hmotnost, je vytvoření většího počtu drážek a otvorů do kotouče.

Hlavním problémem, kterému tým formule čelil, bylo po delším používání přidření kotouče na čepech, na kterých je uložený. Výsledky simulací stávajícího kotouče tuto vlastnost pouze potvrzují, protože v místě uložení kotouče dochází ke koncentraci napětí. Při opakovaném zvýšení teplot se také může stát, že se v tomto místě materiál dostane za mez kluzu a dojde k trvalým deformacím, což pravděpodobně zadření způsobuje.

Řešením je tedy změna uložení kotouče. Po konzultaci s týmem formule bylo rozhodnuto místo čepů použít tvarový spoj, viz obrázek 37. Tímto způsobem je kotouč uložen přímo v náboji kola a zajištěný speciálním držákem. Tento způsob uložení stále umožňuje vymezení vůlí kotouče v axiálním směru, ale nepoužívá žádné čepy. Cílem tohoto způsobu uložení kotouče je snížení napětí v místě styku s nábojem a zamezení zadření kotouče.



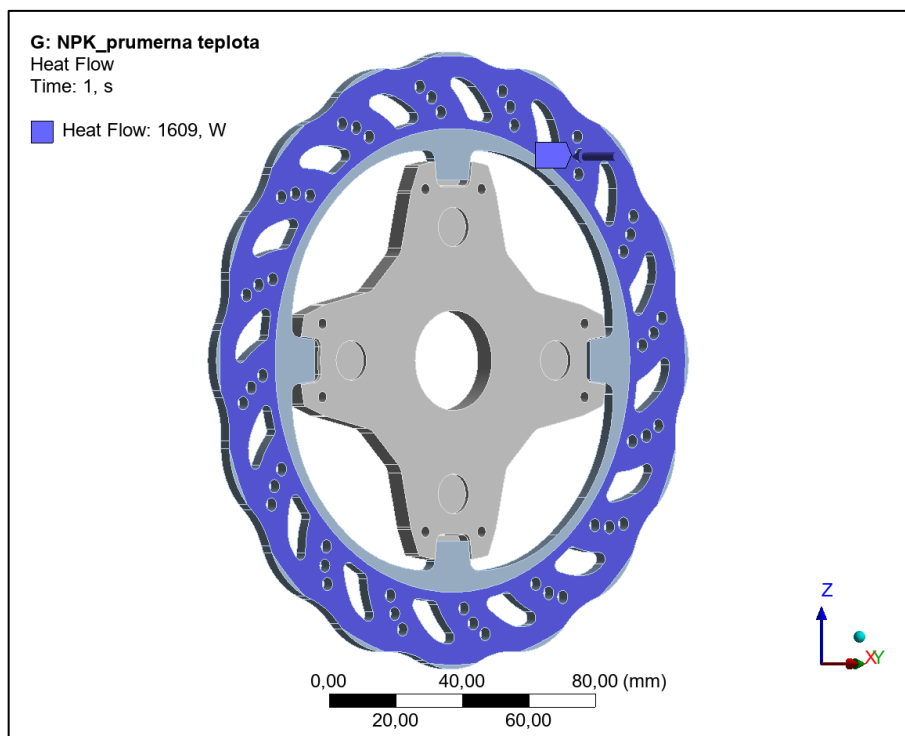
Obrázek 37: Vlastní návrh brzdového kotouče s novým typem uložení

Odlehčení kotouče jsem docílil vytvořením rozšiřujících se drážek, které se střídají s kruhovými otvory. Kombinace těchto dvou druhů otvorů by měla přispět k odvádění tepla z kotouče, ale zachování dostatečné tuhosti. Dalším odlehčením je zvlněný okraj kotouče. Jedná se o odebrání hmotnosti daleko od středu kotouče, který v této vzdálenosti od středu není tolik namáhaný, což výrazně sníží moment setrvačnosti kotouče. Použitím zvlněného okraje dochází k narušení prodění vzduchu, což by mělo vést k lepšímu chlazení kotouče.

Výsledná hmotnost vlastního návrhu kotouče je 330 g. Nový kotouč má kvůli všem úpravám a otvorům kvůli odlehčení menší plochu mezikruží, o které se třou destičky. Úbytek této plochy jsem zkontroloval a nový kotouč splňuje podmínku minimální třecí plochy potřebné pro zastavení.

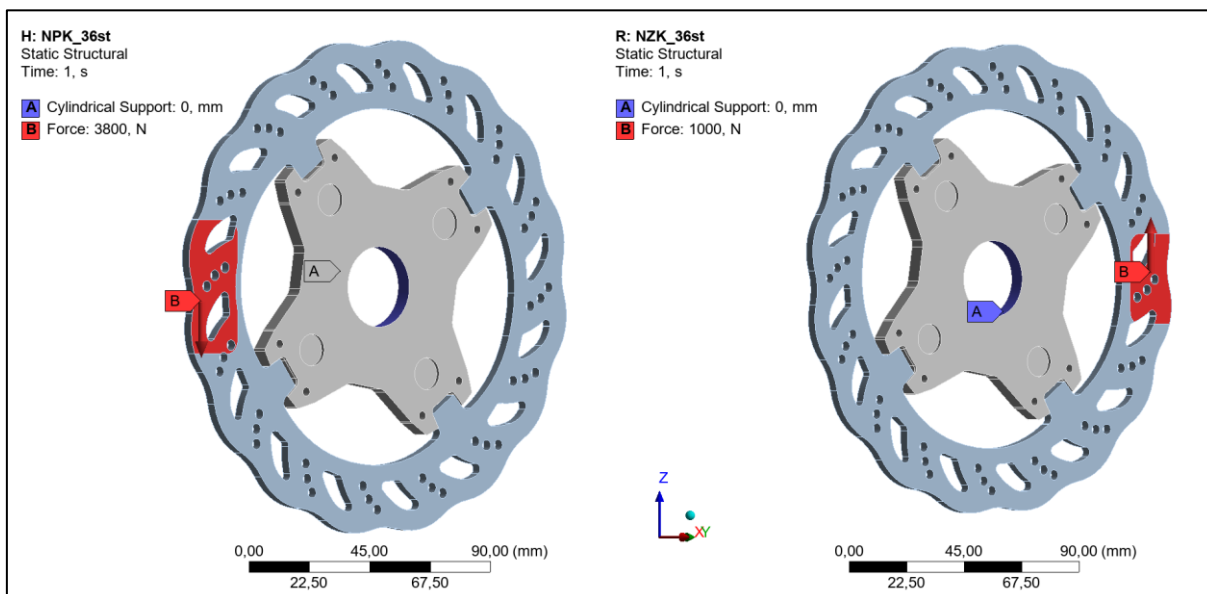
4.6 Simulace vlastního návrhu brzdového kotouče

Pro účel termální analýzy jsem použil stejné zatížení jako u současného kotouče viz kapitola 4.3.1. Okrajové podmínky jsem použil stejné jako v kapitole 4.4 u stávajícího kotouče. Výhodu zvlněného okraje není možné bez simulace vnitřního prostoru kola s novým kotoučem jednoduše zohlednit v simulacích, předpokládám že v realitě bude kotouč na okraji dosahovat ještě o něco lepšího chlazení díky narušení proudění okolního vzduchu.



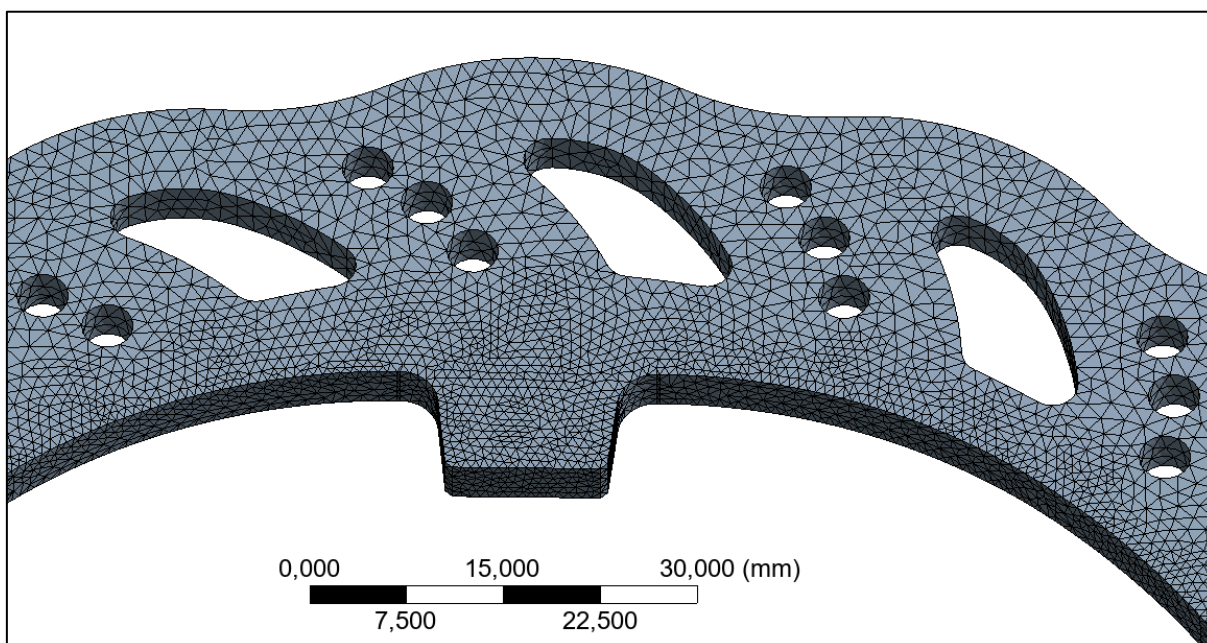
Obrázek 38: Tepelný výkon aplikovaný na mezikruží NK

Zatížení kotouče pro strukturální analýzu jsem zvolil stejné, jako u stávajícího kotouče viz kapitola 4.3.2. Okrajové podmínky jsem se vzhledem ke změně typu uložení snažil co nejvíce přiblížit k těm, které jsem použil u stávajícího kotouče v kapitole 4.4. Jediným rozdílem je ten, že vazbu frictional se součinitelem 0,2 jsem použil na rovné plochy tvarového spoje místo válcových ploch, které v simulaci původního kotouče nahrazují čepy. Napětí v kotouči jsem opět kontroloval v pěti krocích, vždy pootočením o 18 stupňů. Zatížení předního a zadního kotouče je znázorněno na obrázku 39.



Obrázek 39: Zatížení nového předního kotouče (vlevo) a nového zadního kotouče (vpravo)

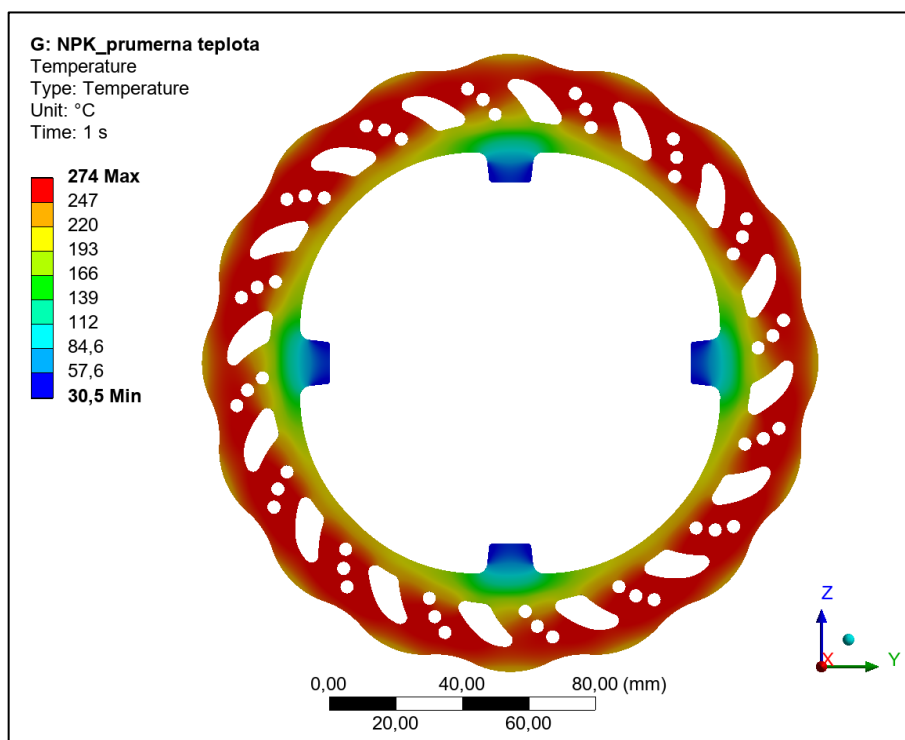
Parametry výpočtové sítě nového kotouče jsem zvolil stejné, jako u stávajícího kotouče. Velikost prvků kotouče jsem zvolil 1,5 mm a v případě strukturální analýzy jsem pomocí funkce sphere of influence zmenšil velikost prvků na 0,75 mm ve stejné oblasti, jako u původního kotouče. Velikost prvků náboje jsem zvolil také 3 mm. Sít celé sestavy se zmenšením pro strukturální analýzu obsahuje 334542 prvků. Na obrázku 40 je znázorněn detail zmenšení sítě v místě uložení kotouče.



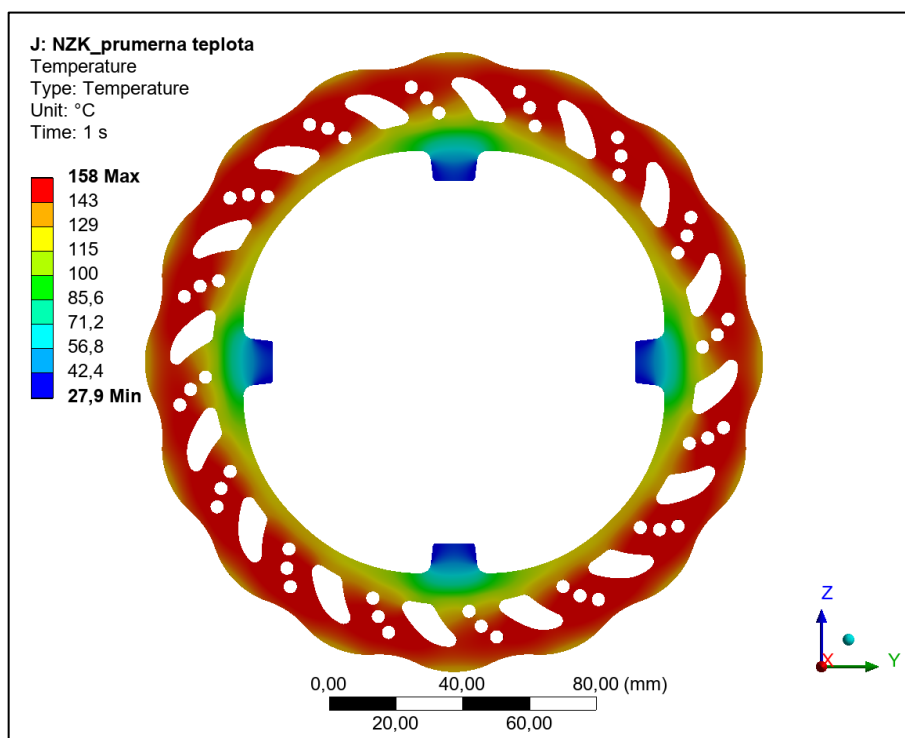
Obrázek 40: Výpočtová síť vlastního návrhu brzdového kotouče

4.6.1 Výsledky teplotní simulace průměrné teploty NK

Hlavním cílem simulací průměrné teploty kotouče bylo získání okrajové podmínky pro kontrolu maximální teploty v kotouči při nouzovém brzdění v průběhu závodu. Přední kotouč dle simulací dosáhl průměrné teploty 274 °C (obrázek 41) a zadní kotouč dosáhl průměrné teploty 158 °C (obrázek 42)



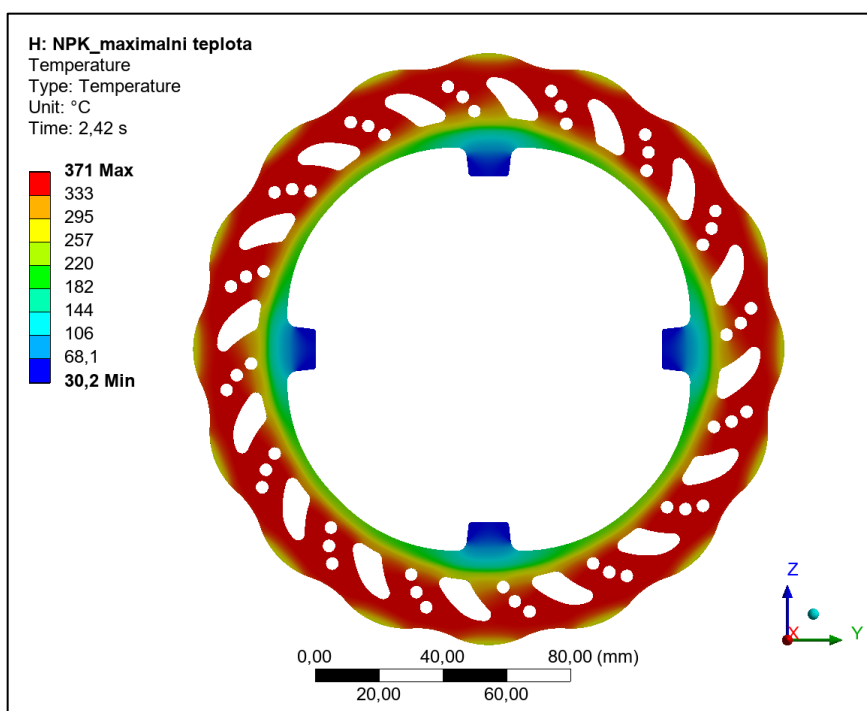
Obrázek 41: Průměrná teplota NPK během závodu



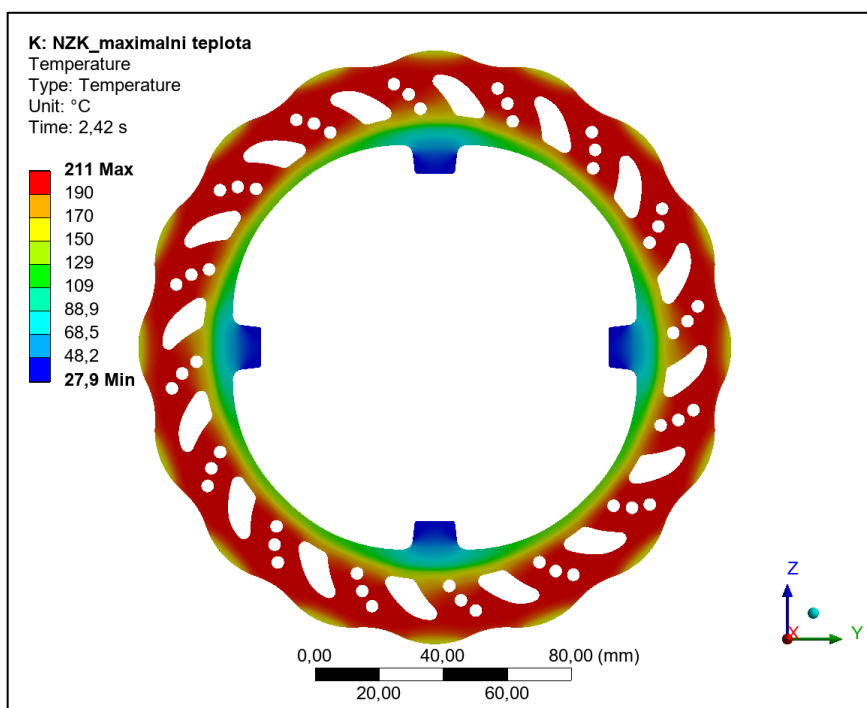
Obrázek 42: Průměrná teplota NZK během závodu

4.6.2 Výsledky simulace maximální teploty NK

Okrajovou podmínkou simulace byli použity teploty z kapitoly 4.6.1 jako počáteční teplota kotouče. Přední brzdový kotouč dosáhl dle simulace maximální teploty 371 °C (obrázek 43), ale po vteřině od zabrzdění zchladnul na 336 °C. Zadní kotouč dosáhl dle simulace maximální teploty 211 °C (obrázek 44) a po vteřině zchladnul na 192 °C.



Obrázek 43: Maximální teplota NPK po nouzovém zabrzdění



Obrázek 44: Maximální teplota NZK po nouzovém zabrzdění

4.6.3 Kontrola deformace a napětí v NK od maximální teploty

Při dosažení maximálních teplot jsem také kotouč zkontroloval z hlediska velikosti deformací a napětí způsobených teplotou. Maximální deformace předního kotouče je 0,19 mm a zadního kotouče 0,10 mm. Jelikož je použitý stejný materiál a kotouče se zahřáli na podobné teploty jako současné, je rozdíl velikosti deformace téměř nulový. Tyto hodnoty jsou dostatečně malé, takže neovlivňují bezpečnou funkci brzdového kotouče a nedojde ke kolizi s brzdovým třmenem. Maximální napětí od teploty v předním kotouči je 209 MPa, v zadním kotouči mělo napětí stejný charakter průběhu, jen maximální hodnoty dosáhlo 112 MPa. Obrázky průběhu napětí a deformace ve více namáhaném předním kotouči jsou k nahlédnutí v příloze 4.

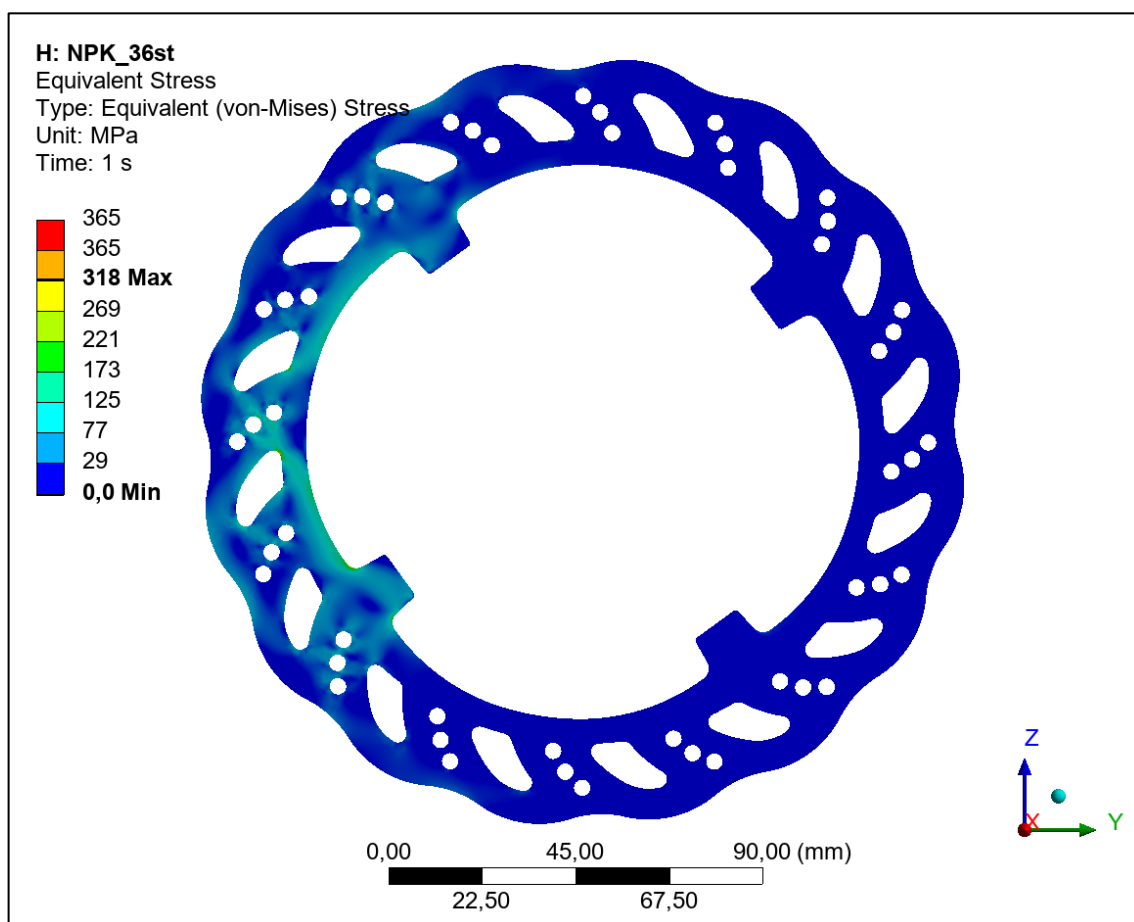
4.6.4 Výsledky strukturální simulace vlastního návrhu kotouče

Napětí a deformace v předním i zadním kotouči jsem kontroloval v pěti krocích, kotouč jsem vždy pootočil o 18 stupňů. Přední i zadní kotouč se nejvíce deformuje, když je otočený o 36 stupňů. Pro ukázkou výsledků simulací jsem použil tuto nejhorší variantu.

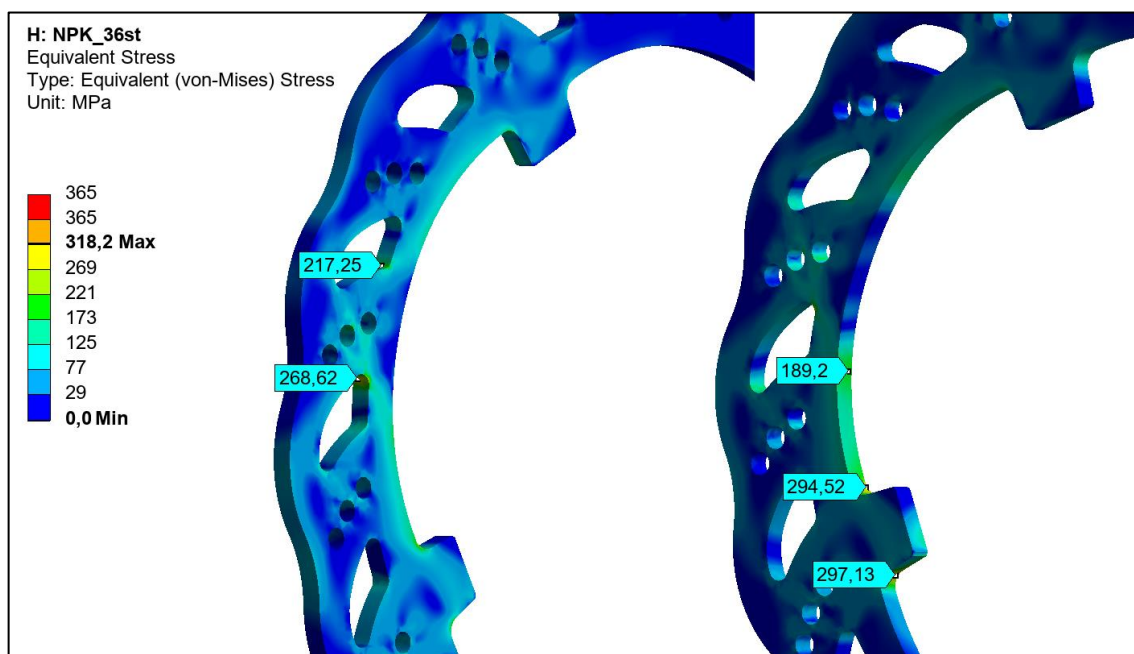
Výsledky strukturální simulace vlastního návrhu předního kotouče

Nejvyšší napětí v kotouči vlastního návrhu je dle simulací 318 MPa a nachází se v místě kde nový způsob uložení navazuje na kotouč rádiusem, viz obrázek 47. Toto napětí je výrazně menší než u současného kotouče. V ploše kotouče je nejvyšší napětí 269 Mpa a nachází se v zakončení chladicí drážky směrem ke středu kotouče, viz obrázek 46. Obrázky prvního hlavního napětí a třetího hlavního napětí v předním kotouči jsou k nahlédnutí v příloze 5.

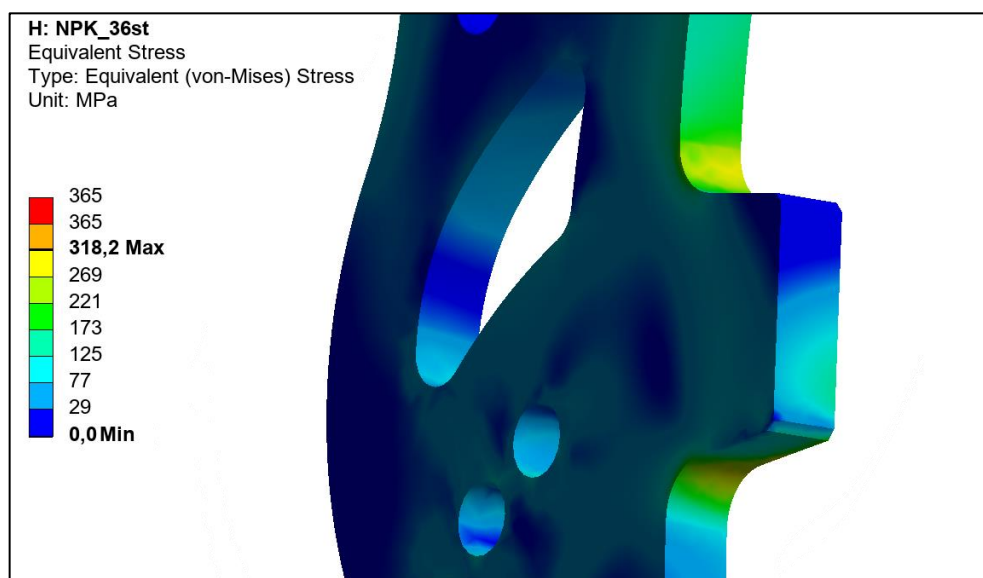
Vlivem zvětšení jak rozměru, tak počtu chladících otvorů z důvodu snížení hmotnosti kotouče jsem předpokládal, že se kotouč bude více deformovat než stávající kotouč. Mým cílem tedy bylo nepřekročit hranici deformace 0,2 mm, což se podařilo. Nejvyšší hodnota deformace vychází dle simulace 0,182 mm, viz obrázek 48.



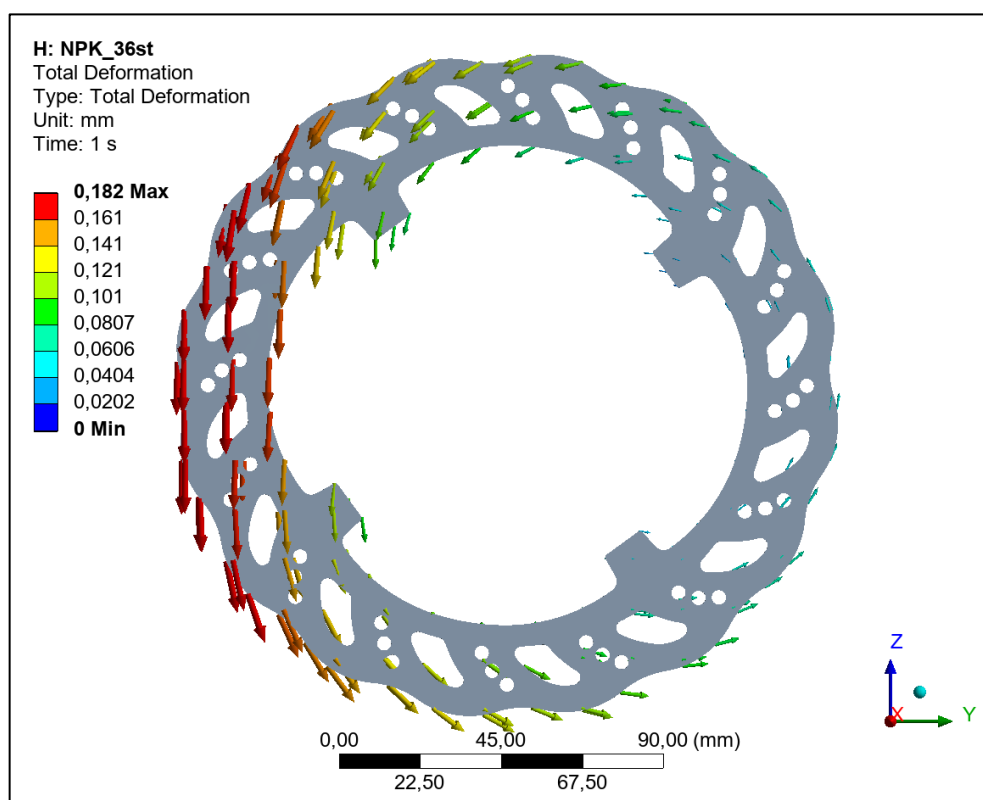
Obrázek 45: Napětí v NPK



Obrázek 46: Detail napětí NPK



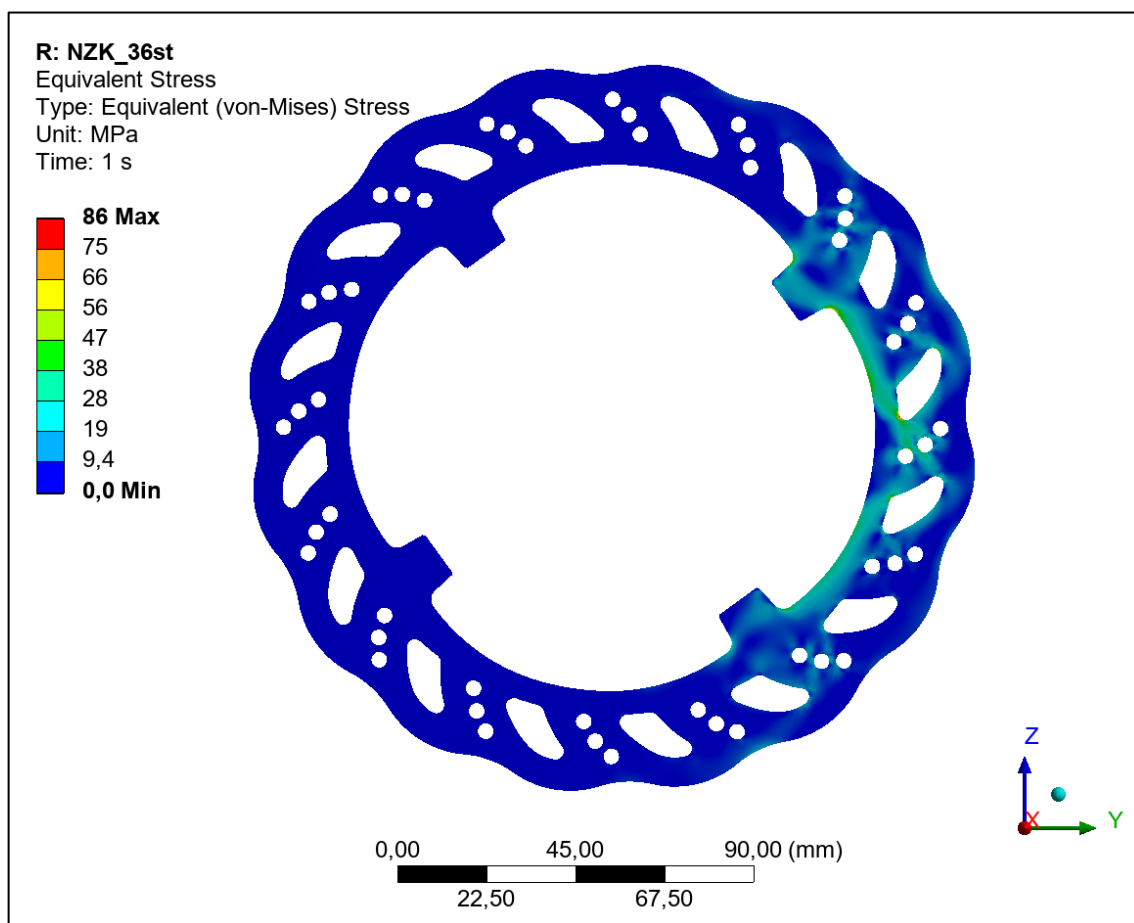
Obrázek 47: Detail napětí v místě uložení NPK



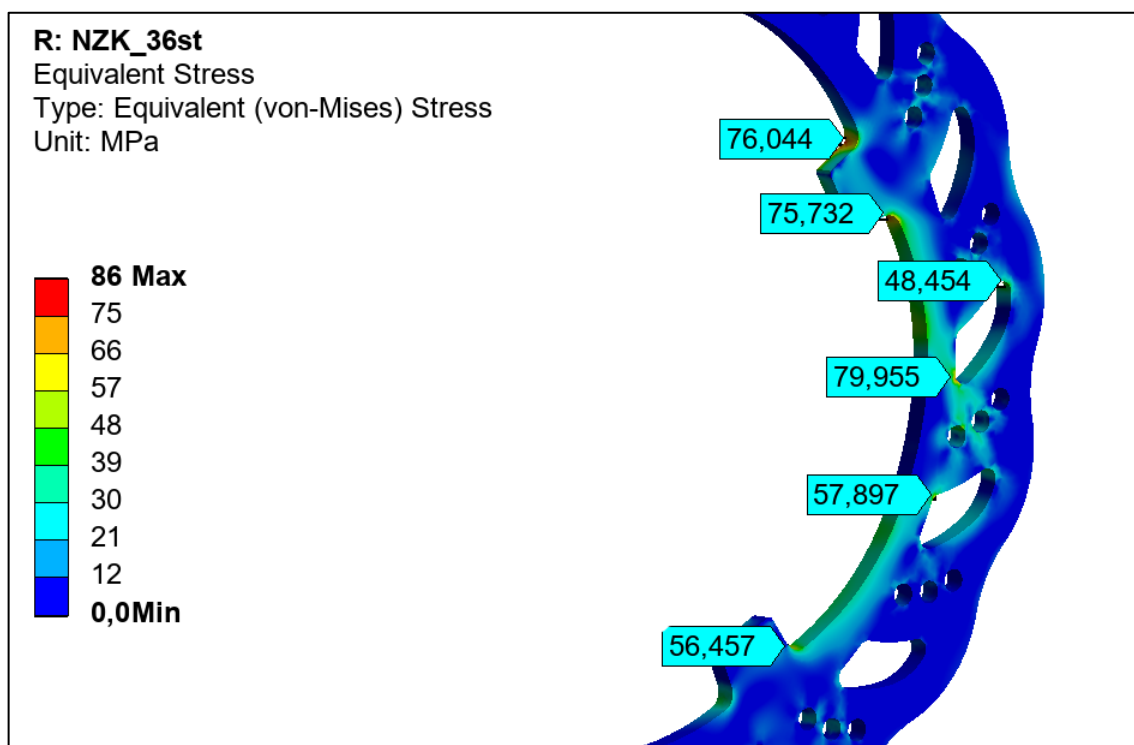
Obrázek 48: Deformace NPK

Výsledky strukturální simulace vlastního návrhu zadního kotouče

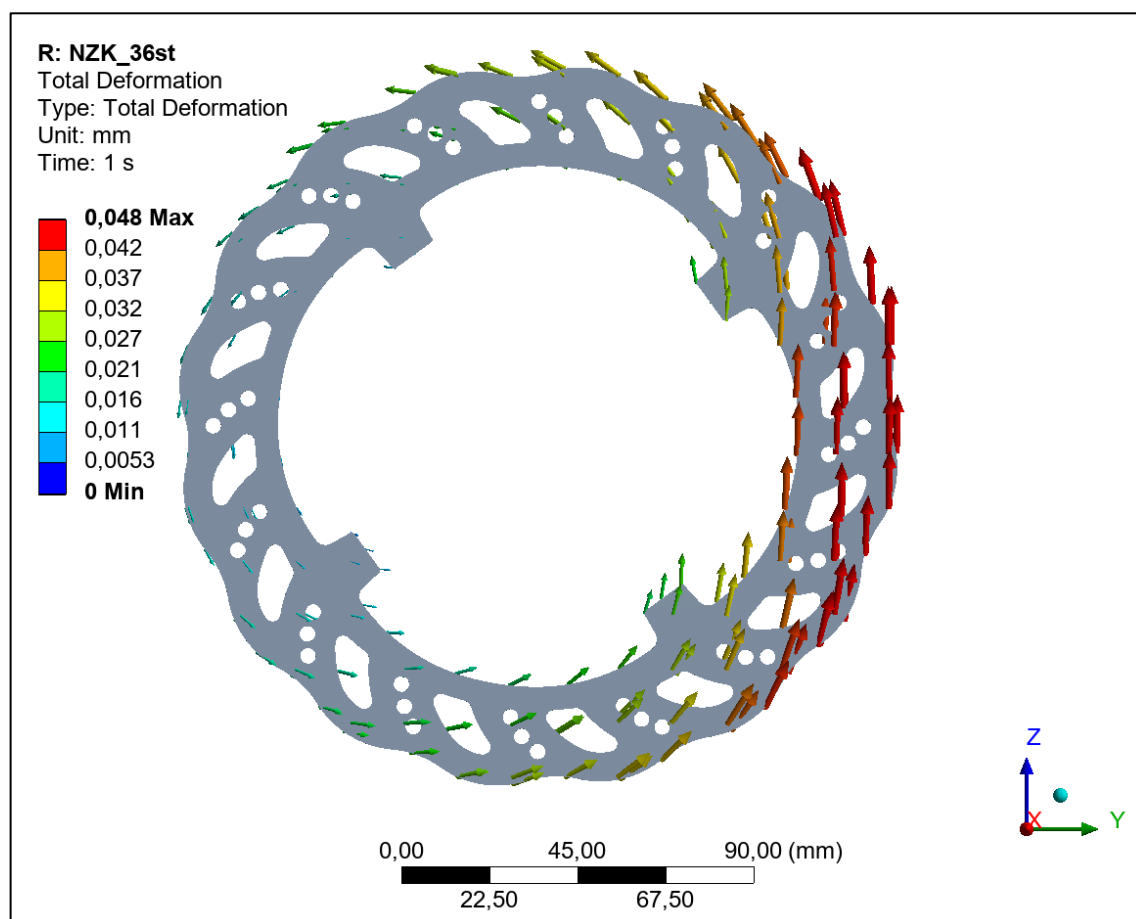
Zadní kotouče jsou zatíženy stejným způsobem, ale menší silou, riziková místa, kde je vysoké napětí, jsou tedy stejná, ale napětí je zde mnohem menší. Hodnota nejvyšší deformace je dle simulací 86 MPa. Toto napětí se nachází v místě, kde nový způsob uložení navazuje na kotouč rádiusem. Maximální deformace vlastního návrhu zadního kotouče byla 0,048 mm, viz obrázek 51.



Obrázek 49: Napětí v NZK

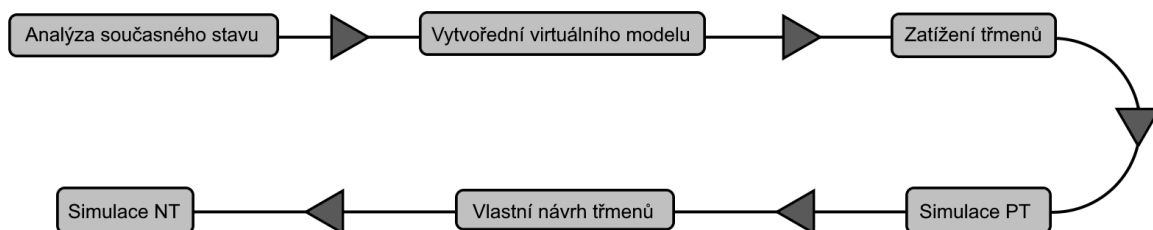


Obrázek 50: Detail napětí NZK



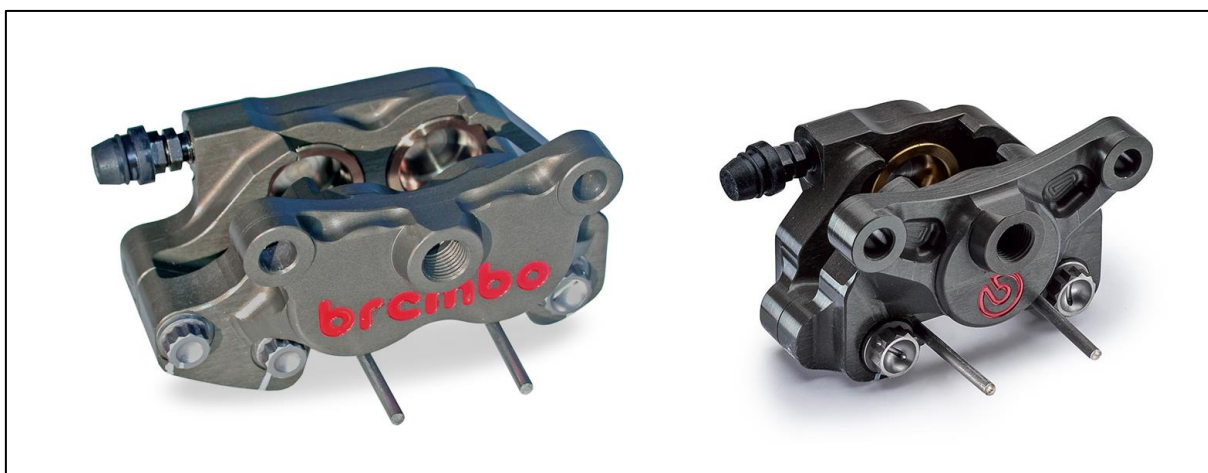
Obrázek 51: Deformace NZK

5 Návrh konstrukce brzdového třmenu



5.1 Analýza současného stavu

V současnosti tým formule používá motocyklové brzdové třmeny od firmy Brembo. Na přední nápravě se jedná o čtyřpístové brzdiče Brembo P4 24 a na zadní nápravě se jedná o dvoupístové brzdiče Brembo P2 24. Jedná se o pevně uložené dělené třmeny, které používají brzdové písty o průměru 24 mm.

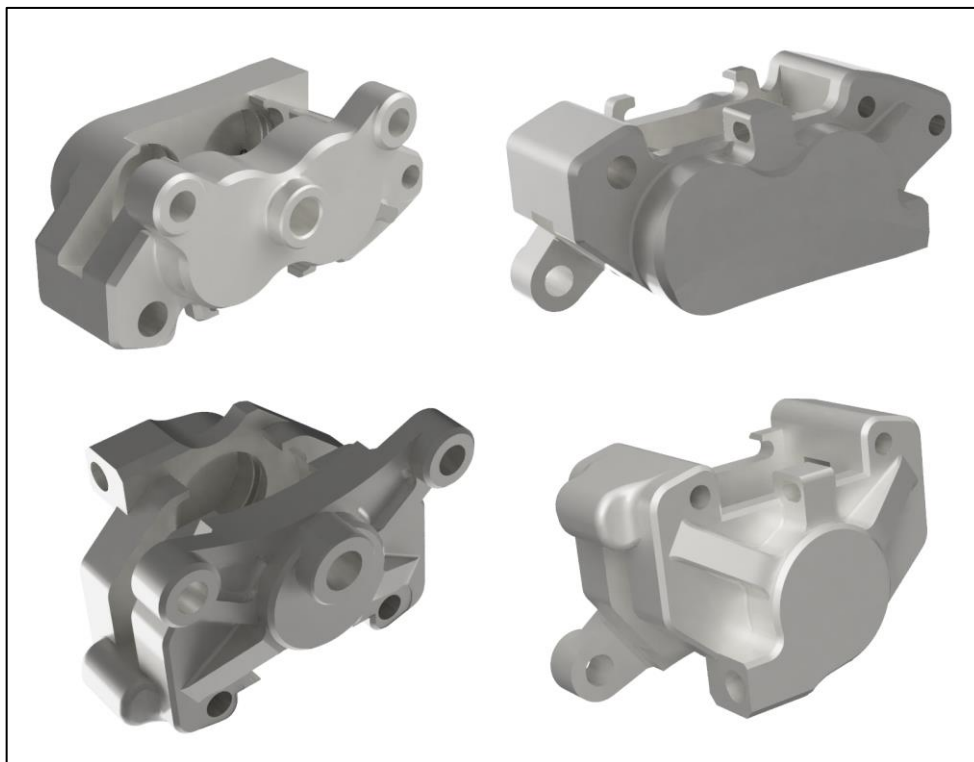


Obrázek 52: Brzdový třmen Brembo P4 24 (vlevo), brzdový třmen Brembo P2 24 (vpravo) (13)

Problém těchto třmenů je ten, že se nevyrábí zrcadlově levé a pravé, protože na motocyklech se používá pouze jeden třmen. Při použití na formuli ovšem nastává problém, že odvzdušňovací šrouby na jedné straně směřují nahoru, ale na druhé straně dolů. Díky tomu je velice složité brzdový systém odvzdušnit. Návrhem třmenů vlastní konstrukce tento problém opadne, protože bude možné vyrobit třmeny zrcadlově. Hlavním problémem předních brzdičů je také rozměr. Aby se brzdové třmeny vešli do disků 10 ti palcových kol, je třeba sériově vyráběné brzdiče upravit, proto je cílem vlastního návrhu zmenšení rozměru brzdových třmenů.

5.2 Vytvoření virtuálního modelu

Model současného brzdového třmenu byl dodán týmem formule, který byl získaný naskenováním reálného kusu a následným přemodelováním v CAD programu. Zadní třmen jsem vymodeloval podle výkresové dokumentace dodané týmem formule. Modely současných třmenů viz obrázek 53. Pro výpočty uvažuji symetrické zatížení na obou stranách formule, tudíž všechny výpočty jsou prováděny pouze pro brzdové třmeny na pravé straně.



Obrázek 53: Model současného předního třmenu (nahore), model současného zadního třmenu (dole)

Sérové brzdíče Brembo jsou vyrobeny ze slitiny hliníku. Přesné materiálové vlastnosti nejsou známy, proto budu uvažovat stejný materiál, ze kterého se budou vyrábět nové třmeny, a to hliníkovou slitinu 7075. Při použití tohoto materiálu je hmotnost předního třmenu 172 g a hmotnost zadního třmenu 158,5 g. Tyto hmotnosti platí pro prázdné třmeny bez pístků, těsnění, šroubů, destiček a dalšího příslušenství.

5.3 Zatížení třmenů

V brzdové soustavě formule byl naměřen maximální tlak 7 MPa. Brzdový třmen bývá v průběhu závodu zatížen zpravidla menšími tlaky, které závisí na síle sešlápnutí brzdového pedálu. V případě brzdění plnou silou ale dojde k zatížení brzdového

třmenu maximálním tlakem. Brzdné síly na nápravách jsou regulovány pouze počtem pístků, nedochází ke změně tlaku, proto je v okruhu pro přední a zadní brzdy stejný tlak.

Na třmen také působí síly od brzdových destiček v místě, kde dochází k opření. Uvažuji, že se jedná se o třecí sílu, která působí mezi destičkou a kotoučem, jejíž část přenáší pístek. Jelikož není možné přesně určit poměr, kterým se tato síla rozdělí, uvažuji nejhorší variantu, a to že pístek nepřenáší žádnou sílu a destička tedy zatíží třmen plnou silou. Maximální třecí síla byla vypočtena z maximálního tlaku v okruhu, plochy pístků brzdíčů a třecího součinitele mezi destičkou a kotoučem, který udává výrobce destiček.

Síla od přední destičky:

$$F_{fT} = p_b \cdot S_p \cdot \mu = 7 \cdot 10^6 \cdot \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,024^2}{4}\right) \cdot 0,47 = 2977 \text{ N} \quad (1)$$

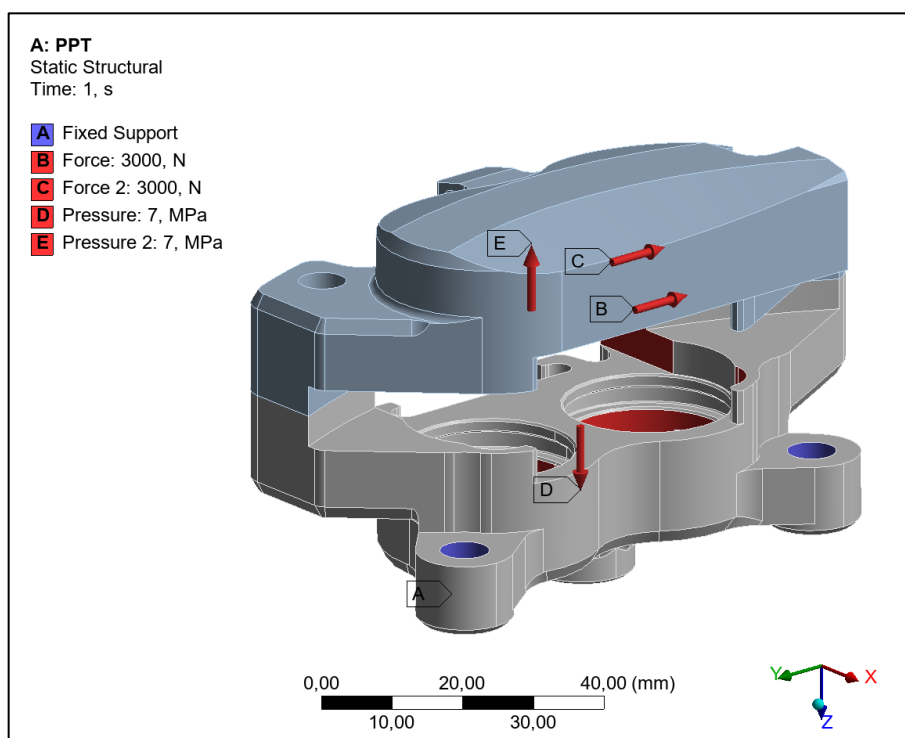
Síla od zadní destičky:

$$F_{rT} = p_b \cdot S_z \cdot \mu = 7 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,024^2}{4} \cdot 0,47 = 1489 \text{ N} \quad (2)$$

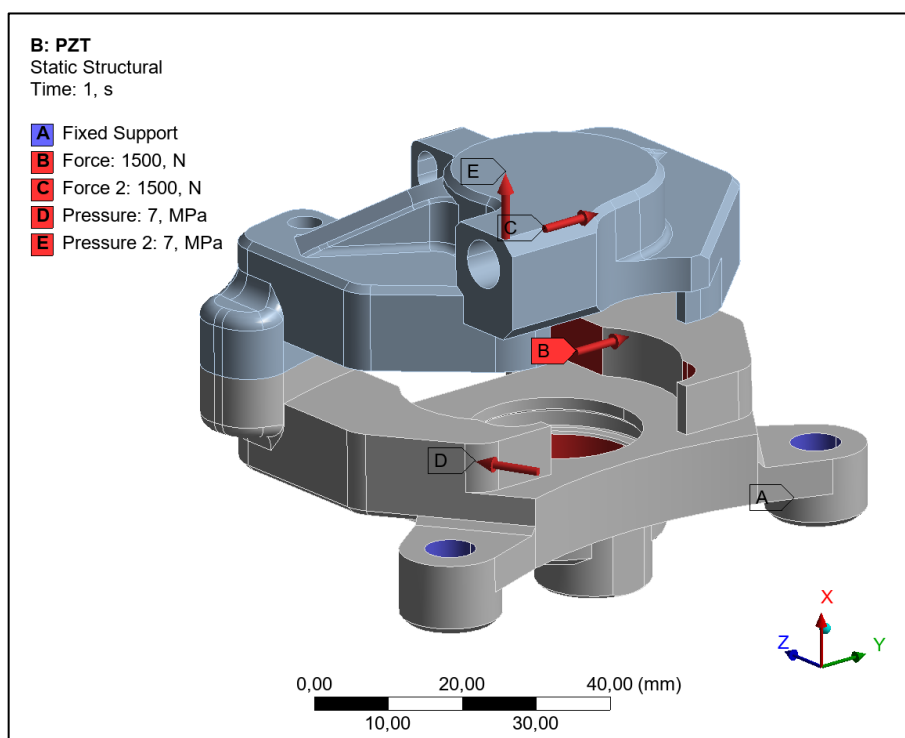
5.4 Simulace současného brzdového třmenu

Pro účely simulace jsem použil programy Autodesk Fusion 360 pro vytvoření 3D modelů a prostředí programu Ansys Workbench 2023 pro provádění simulací. V tomto prostředí jsem pracoval s modulem Ansys SpaceClaim pro úpravu sestavy modelu a s modulem Ansys Mechanical pro provedení statické strukturální analýzy.

Brzdový třmen je dělené konstrukce, kdy obě jeho části jsou spojeny šrouby. Pro zjednodušení simulace zde tento druh spojení není zahrnutý, ale mezi oběma půlkami třmenu uvažuji vazbu bonded. Tato vazba úplně neodpovídá realitě, protože šroubový spoj umožní prohnutí a odchýlení ploch v místě spojení. Uvažováním pevné vazby tedy způsobím to, že je více namáhaný třmen, takže se jedná o extrémní situaci, která v realitě pravděpodobně nenastane. To samé platí o vazbě fixed v otvorech pro upevnění třmenu k těhlici vozidla. Zde má být šroubový spoj, který umožní přenést část deformací. Jeho zanedbáním opět vytvářím extrémní situaci, kdy je více namáhan třmen. Podle kapitoly 5.3 je použito zatížení třmenů tlakem a třecí silou, které je znázorněno na obrázku 54 pro přední třmen a na obrázku 55 pro zadní třmen.



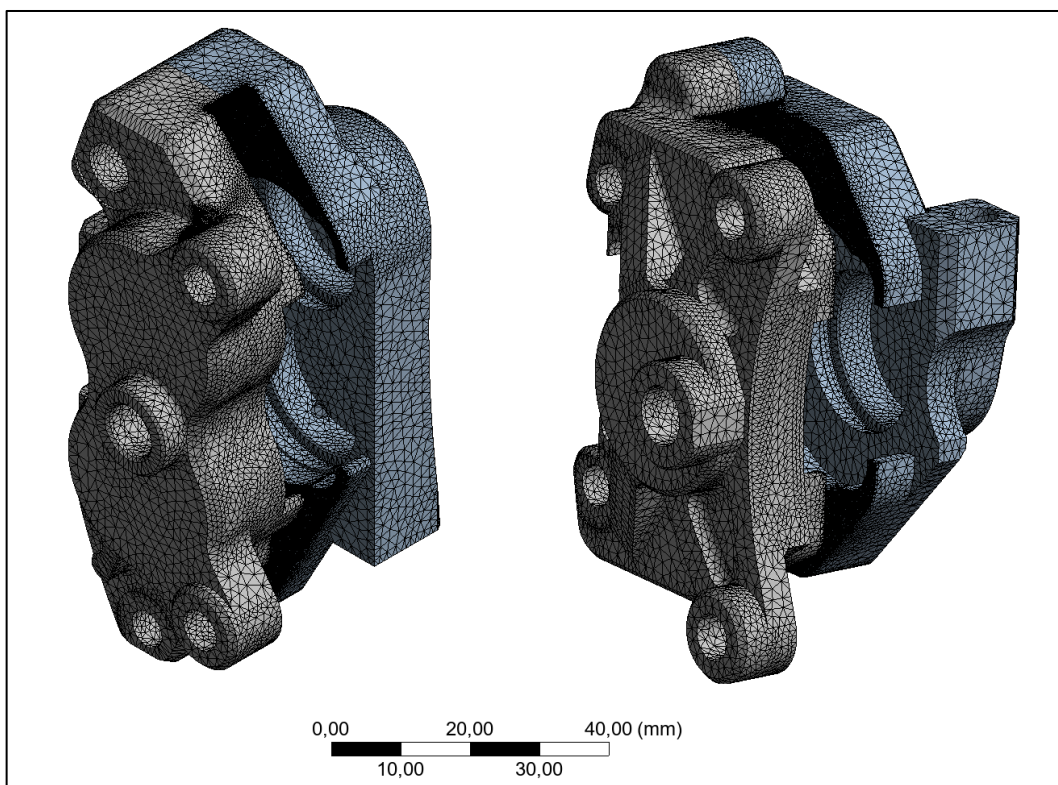
Obrázek 54: Okrajové podmínky PPT



Obrázek 55: Okrajové podmínky PZT

Výpočtovou síť jsem sestavil z prvků o velikosti 1 mm, s lokálním zmenšením prvků na 0,25 mm. Toto zmenšení jsem použil na plochách, kde je vybrání pro kotouč u obou třmenů. U předního třmenu jsem také použil zjemnění v místě, kde na sebe

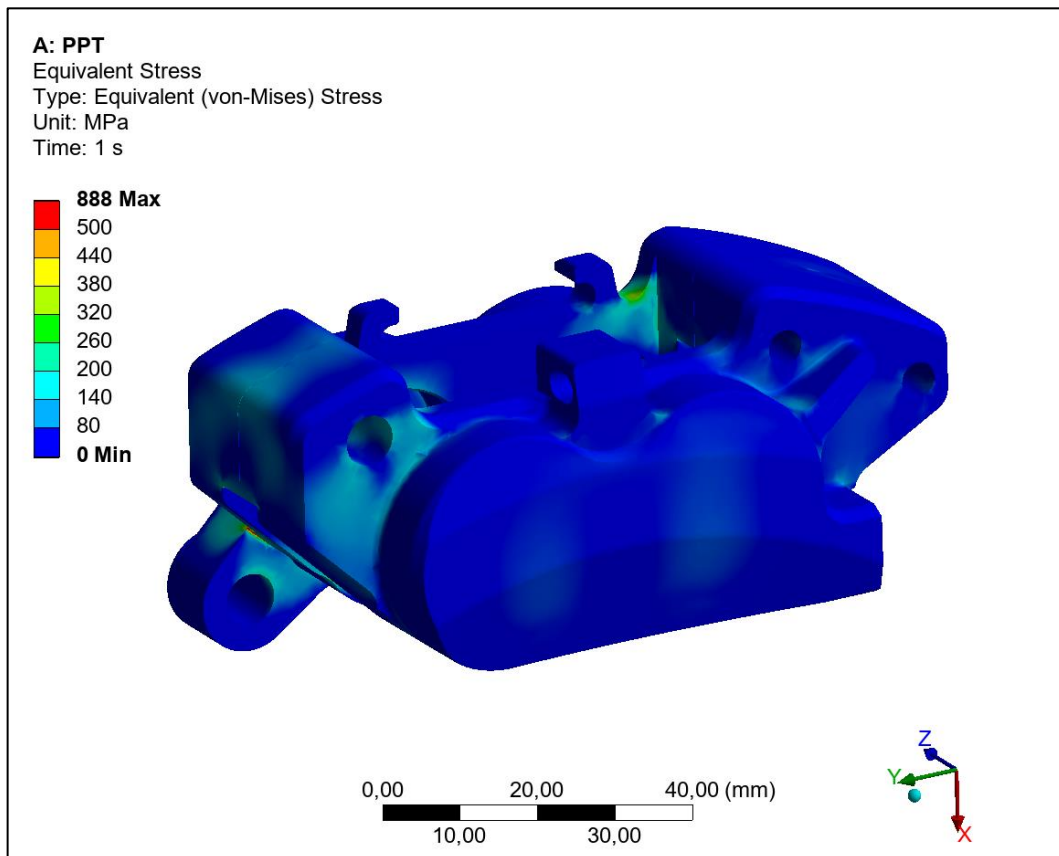
navazují ostré hrany poblíž uložení. Celkem výpočtová síť původního předního třmenu obsahuje 680108 prvků a výpočtová síť zadního třmenu obsahuje 780552 prvků. Obě použité sítě jsou znázorněny na obrázku 56.



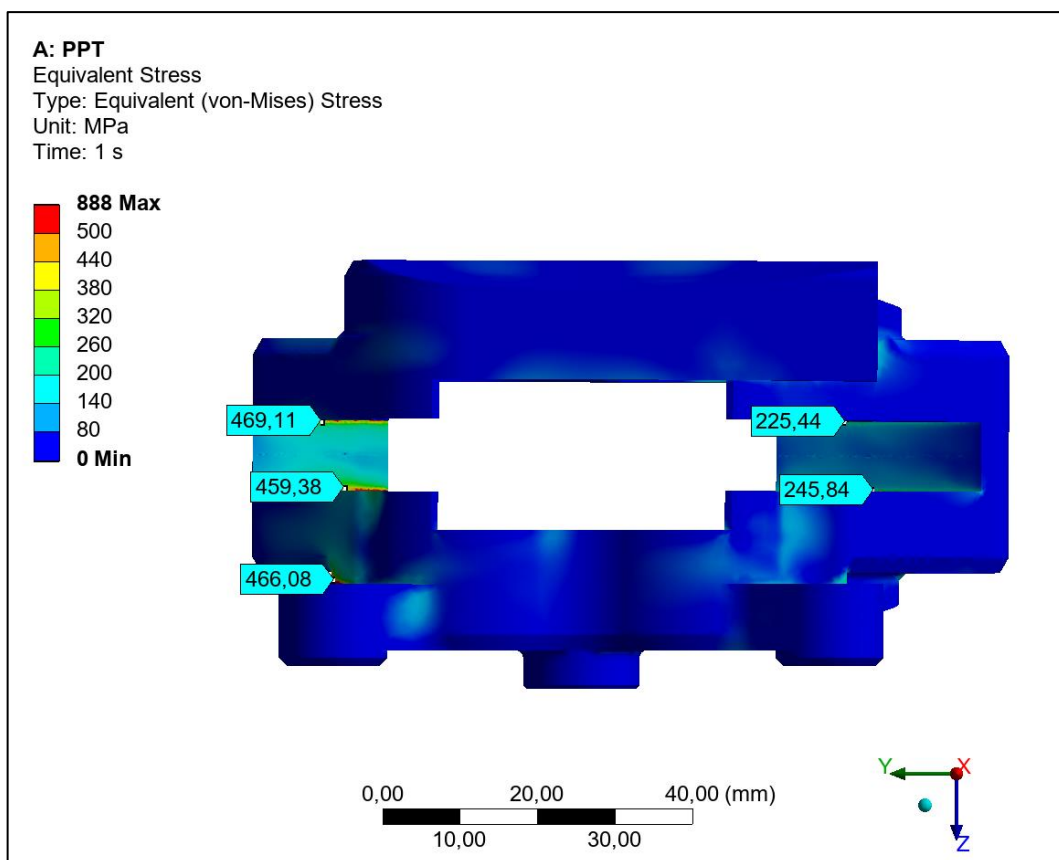
Obrázek 56: Výpočtová síť současného předního třmenu (vlevo) a zadního třmenu (vpravo)

5.4.1 Výsledky simulace současného předního třmenu

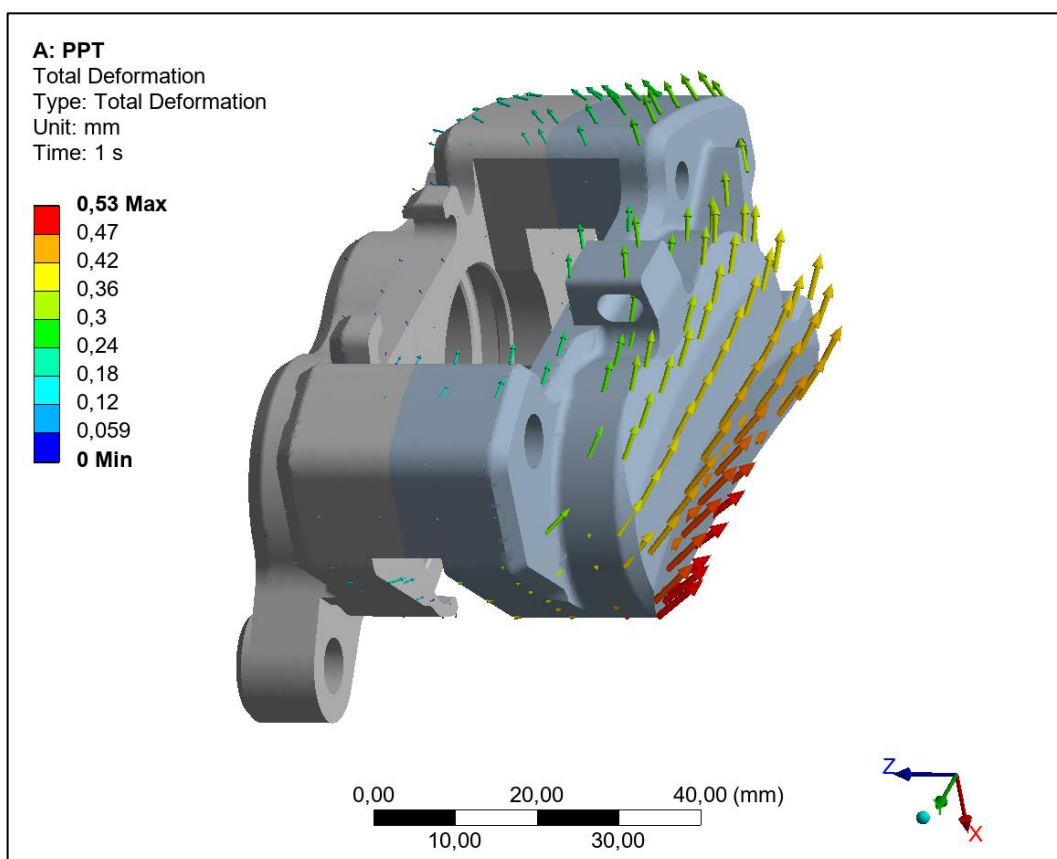
Maximální napětí v předním třmenu dle simulací je 888 Mpa. Tato hodnota není požadována za směrodatnou, protože se nachází v ostré hraně. I při nepatrném vzdálení od hrany tato hodnota klesá. Nejvíce namáhaná místa se nachází ve vybrání pro brzdový kotouč, a poblíž místa uložení třmenu. V obou místech se nacházejí ostré hrany. Takto vysoké napětí v těchto místech vzniklo použitím vazeb, které neumožňují simulaci šroubových spojů, které jsou v realitě použity. Nejvyšší hodnota napětí ve třmenu, kterou požaduji za směrodatnou je 469 Mpa, viz obrázek 58. Největší deformace dle simulace v předním třmenu je 0,53 mm, průběh deformací je vidět na obrázku 59. Obrázky prvního hlavního napětí a třetího hlavního napětí v předním třmenu jsou k nahlédnutí v příloze 6.



Obrázek 57: Napětí v PPT



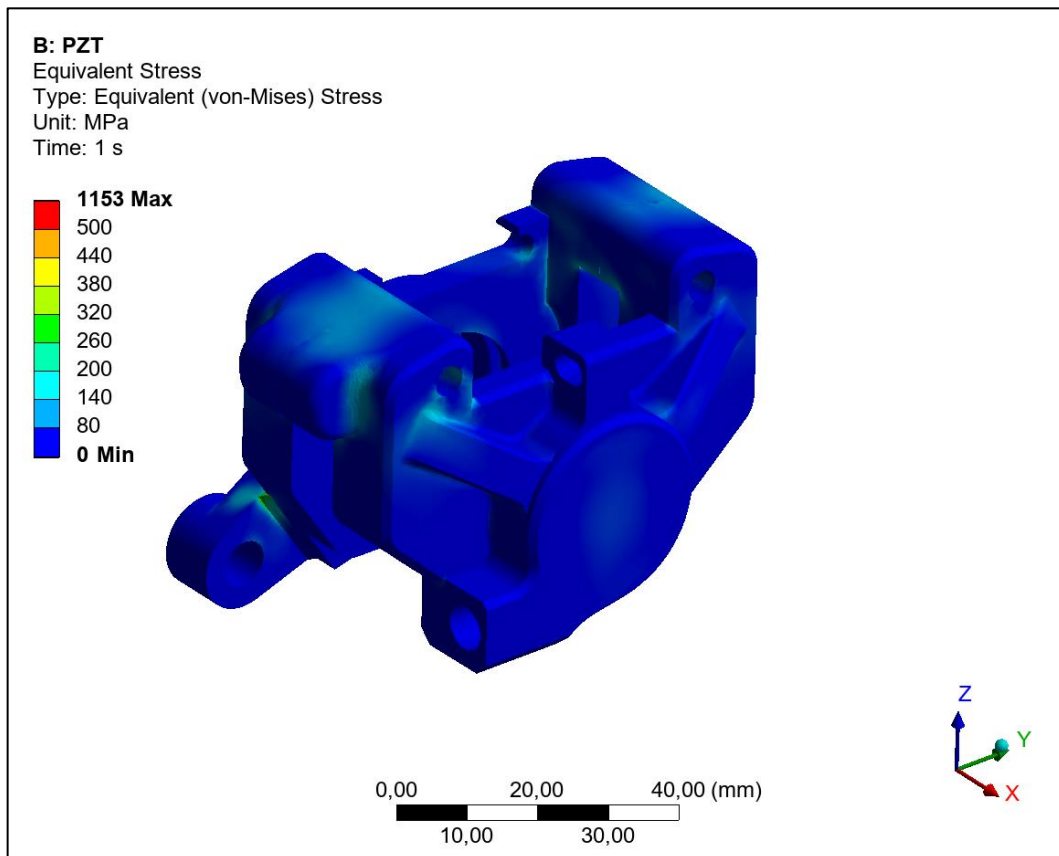
Obrázek 58: Napětí v PPT z pohledu půdorysu



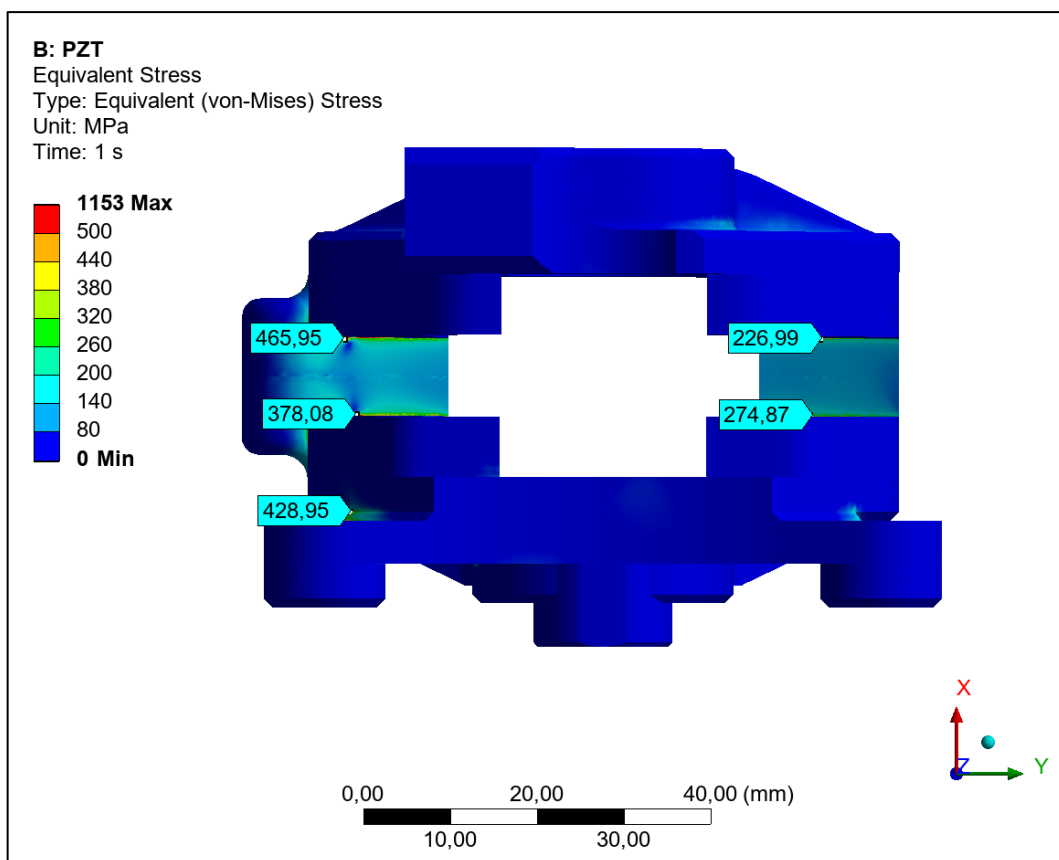
Obrázek 59: Deformace PPT

5.4.2 Výsledky simulace současného zadního třmenu

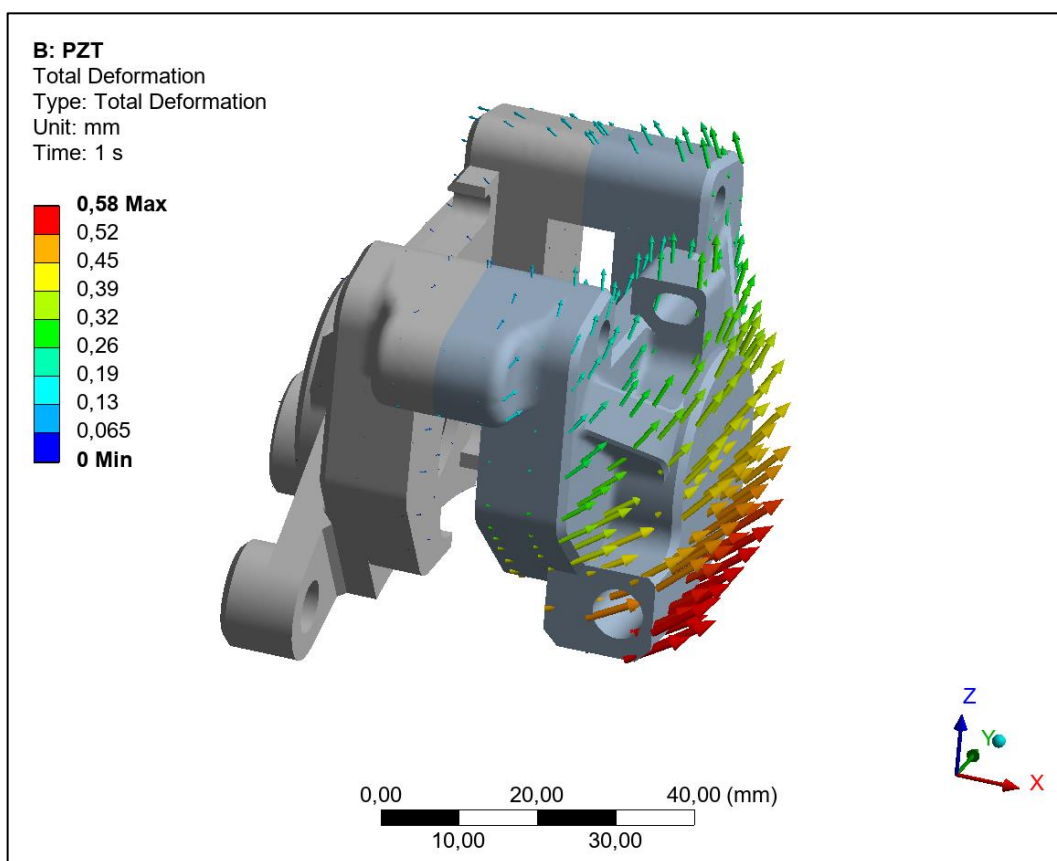
Nejvyšší hodnota napětí v zadním brzdovém třmenu je dle simulací 1153 Mpa v místě vybrání pro brzdový kotouč. Tuto hodnotu opět nepovažuji za směrodatnou ze stejných důvodů jako u výsledků simulace předních třmenů. Nejvyšší hodnota napětí, kterou považuji za směrodatnou je 466 Mpa, viz obrázek 61. Průběh deformace třmenu je vidět na obrázku 62, kdy nejvyšší deformace dle simulace je 0,58 mm. Obrázky prvního hlavního napětí a třetího hlavního napětí v zadním třmenu jsou k nahlédnutí v příloze 7.



Obrázek 60: Napětí v PZT



Obrázek 61: Napětí v PZT z pohledu půdorysu



Obrázek 62: Deformace PZT

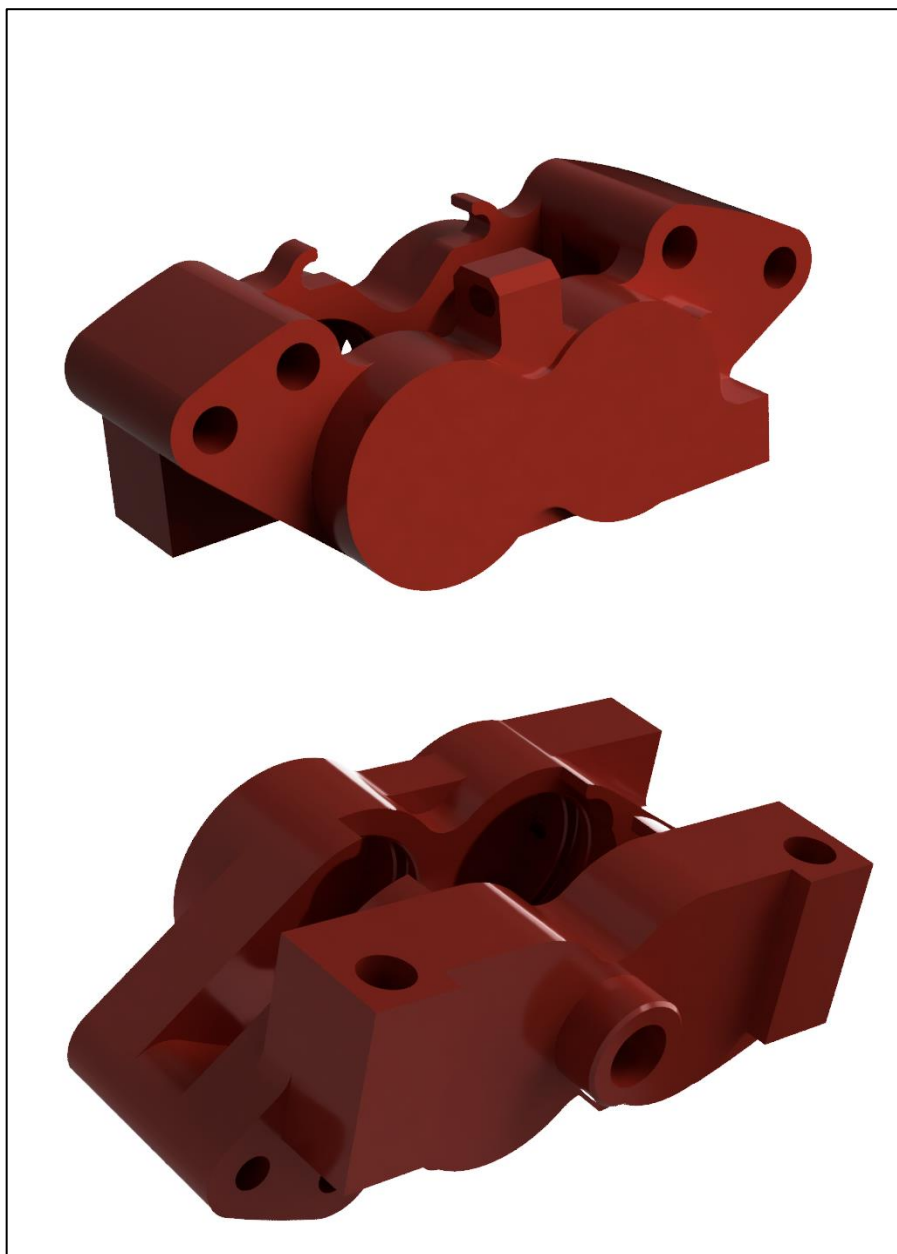
5.5 Vlastní návrh brzdového třmenu

Návrh nových brzdových třmenů probíhal ve spolupráci s týmem formule, který měl tři hlavní požadavky na změnu konstrukce. Zmenšení rozměru předního třmenu oproti původnímu tak, aby se vešel do 10 ti palcového disku kola. Radiální uložení třmenů kvůli zvýšení tuhosti a třmen pro levou a pravou stranu, kvůli snadnému odvzdušňování brzdového systému.

Dalšími díly, který výrazně ovlivňují konstrukci jsou brzdové destičky, kotouče a použité pístky. Brzdové kotouče jsou použity o průměru 185 mm. Po konzultaci s týmem formule jsme se dohodli na zachování aktuálních destiček i pístků. Hlavním důvodem pro zachování velikosti a počtu pístků je ten, že regulace brzdného výkonu mezi přední a zadní nápravou na formuli je prováděna právě počtem a velikostí pístků. Tento poměr, který je na vozidle, je osvědčený a funguje bez potřeby použití jiných systémů pro regulaci brzdného výkonu.

V mém návrhu jsem zachoval konstrukci dělených třmenů z důvodu jednoduchosti výroby a montáže. Dále jsem zachoval vnitřní prostor pro pístek včetně

drážek pro těsnění, takže je možné použít stejnou sadu pístků a těsnění jako pro sériově vyráběné třmeny Brembo. Výhodou je tedy dobrá dostupnost náhradních dílů. Celkový tvar třmenu byl optimalizovaný tak, aby je bylo možné vyrobít frézováním.

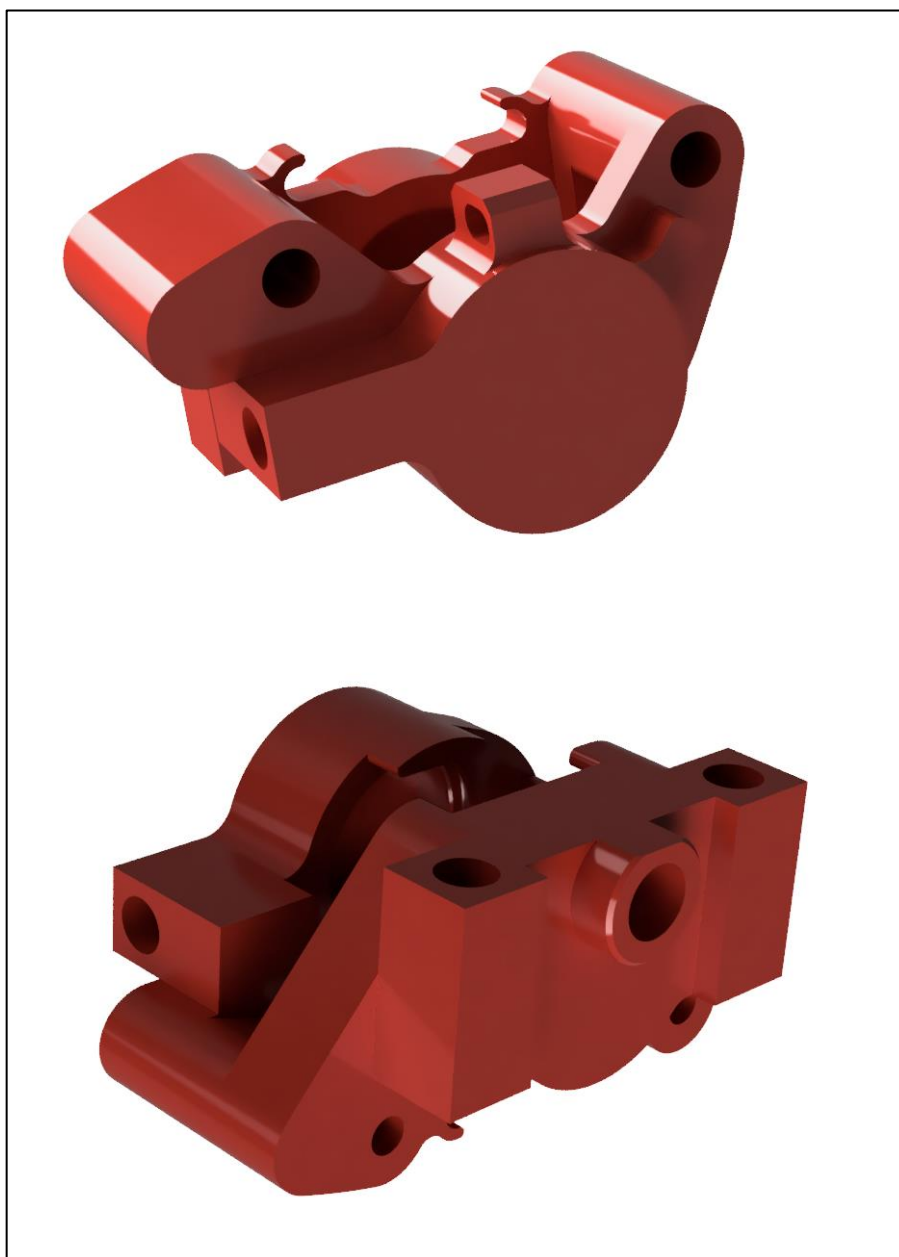


Obrázek 63: Vlastní návrh předního brzdového třmenu

Nový třmen bude vyroben z vysoce pevné hliníkové slitiny 7075, která je známá svou vynikající mechanickou pevností a únavovou odolností, což ji činí ideální pro náročné aplikace například v letectví. Tato slitina má hustotu 2,81 g/cm³, což zajišťuje nízkou hmotnost při zachování vysoké pevnosti, a meze kluzu dosahující 503 MPa,

což znamená, že může odolávat značným mechanickým silám. Díky těmto vlastnostem bude třmen nejen vysoce odolný, ale také dostatečně lehký. (21) (22)

Z modelu předního brzdiče jsem zjistil objem součástí a pomocí hustoty jsem vypočítal hmotnost třmenu. I když jsem změnil uložení třmenu na radiální, což zpravidla vede ke zvýšení tuhosti za cenu vyšší hmotnosti, je hmotnost předního třmenu 171,5 g, což je téměř stejná hmotnost, jakou má sériově vyráběný třmen Brembo P4 24 s axiálním uložením. Hmotnost platí pro prázdný třmen bez pístků, těsnění, šroubů, destiček a dalšího příslušenství. Vybrání pro kotouč umožňuje montáž až 190 mm kotouče.

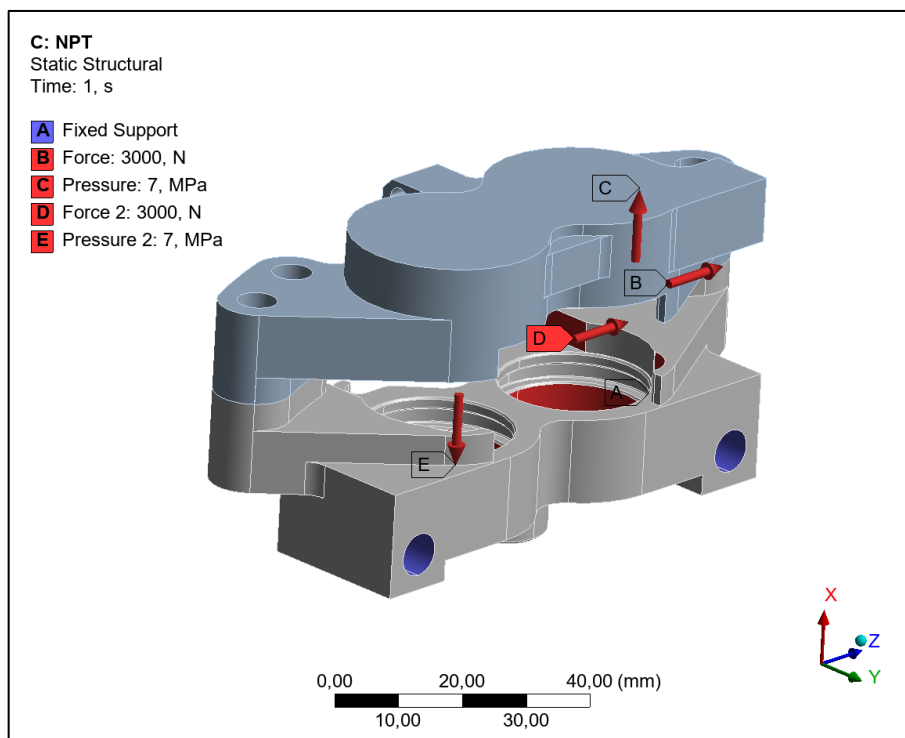


Obrázek 64: Vlastní návrh zadního brzdového třmenu

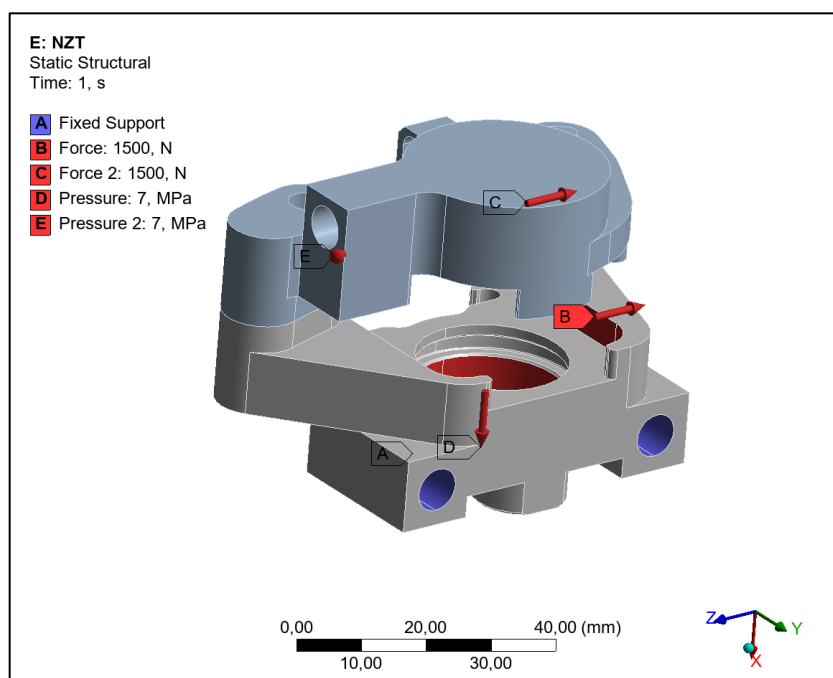
Materiál pro výrobu zadních brzdíčů bude použita také hliníková slitina 7075. Zde se mi i přes použití radiálního uložení podařilo hmotnost snížit oproti původním třmenům Brembo P2 24. Výsledná hmotnost zadního třmenu vyšla na 113,5 g, což je o 45 g méně než původní třmen. Hmotnost platí pro prázdný třmen bez pístků, těsnění, šroubů, destiček a dalšího příslušenství. Vybrání pro kotouč umožňuje montáž až 190 mm kotouče.

5.6 Simulace vlastního návrhu brzdového třmenu

Brzdíče vlastního návrhu mají stejný typ konstrukce, jako původní brzdíče, proto vazbu mezi dvěma částmi brzdíče uvažuji stejnou, jako v kapitole 5.4. Stejně uvažuji i zatěžující síly od destiček a zatěžující tlak dle kapitoly 5.3. Tato zatížení mohu uvažovat stejná, protože jsem při vlastním návrhu zachoval počet i velikost pístků a budou použity stejné destičky, jako doposud. Ve snaze zachovat stejné podmínky u simulace starého i nového třmenu opět uvažuji vazbu fixed v místě uložení třmenu, které je v tomto případě radiální. Tato vazba opět nahrazuje šroubový spoj, který umožňuje přenést část deformací a jedná se tedy opět o extrémní případ, kdy je třmen více namáhán. Zatížení a uložení předního třmenu je znázorněno na obrázku 65 a zadního třmenu na obrázku 66.

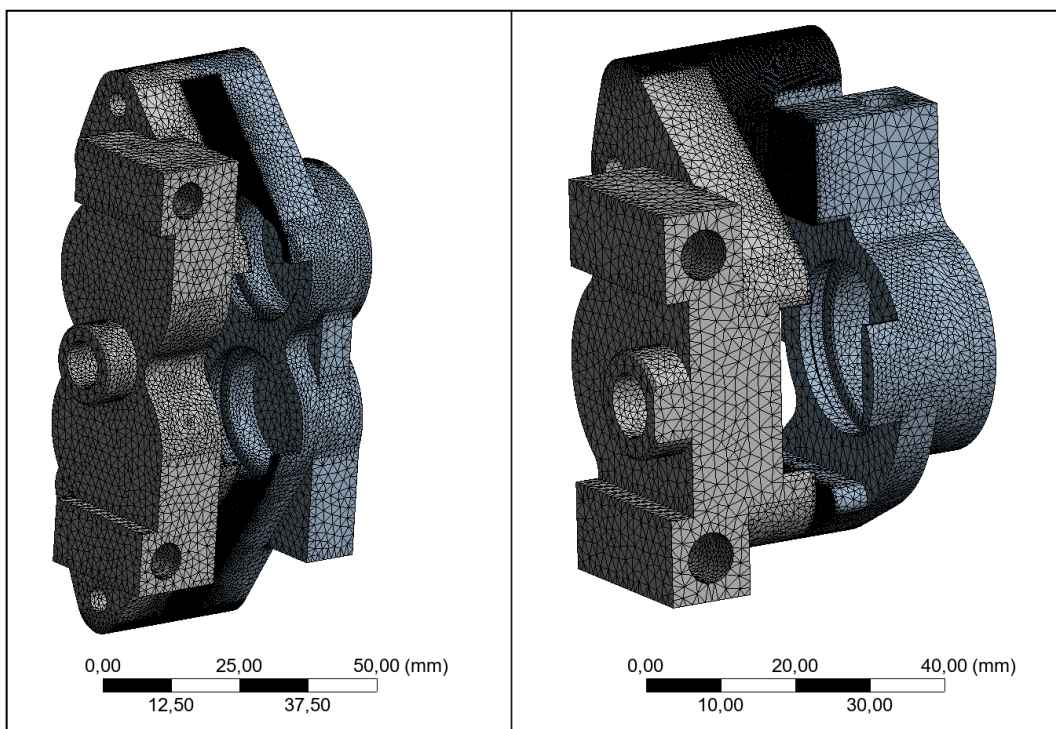


Obrázek 65: Okrajové podmínky NPT



Obrázek 66: Okrajové podmínky NZT

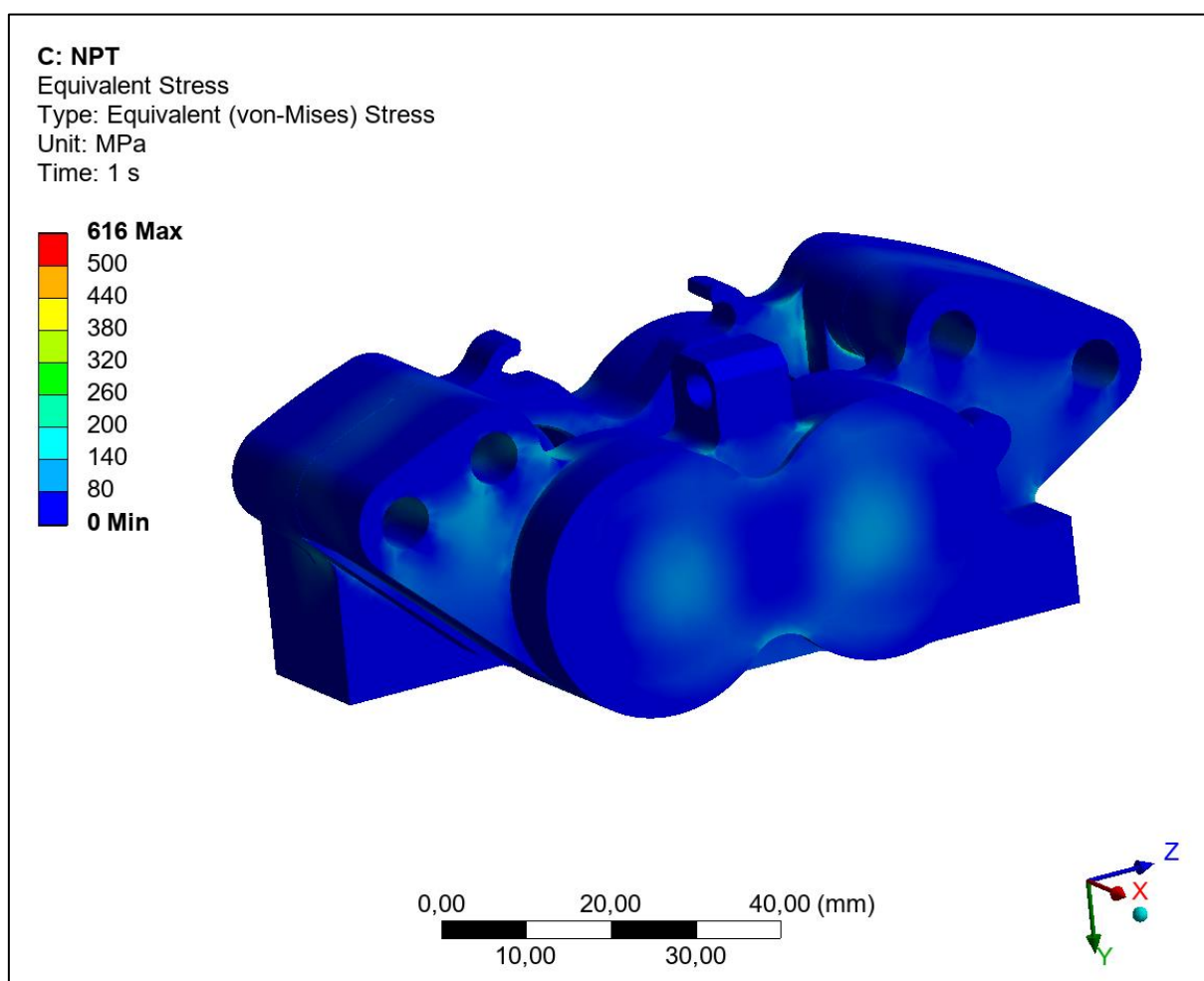
Parametry výpočtové sítě jsem použil stejné, jako při simulaci původních brzdových třmenů, tudíž velikost prvků 1 mm s lokálním zmenšením na 0,25 mm. Zjemnění jsem použil v místě vybrání pro kotouč u obou třmenů. Výpočtová síť vlastního návrhu předního třmenu obsahuje 359838 prvků a výpočtová síť zadního třmenu obsahuje 267639 prvků. Obě použité výpočtové sítě jsou zobrazeny na obrázku 67.



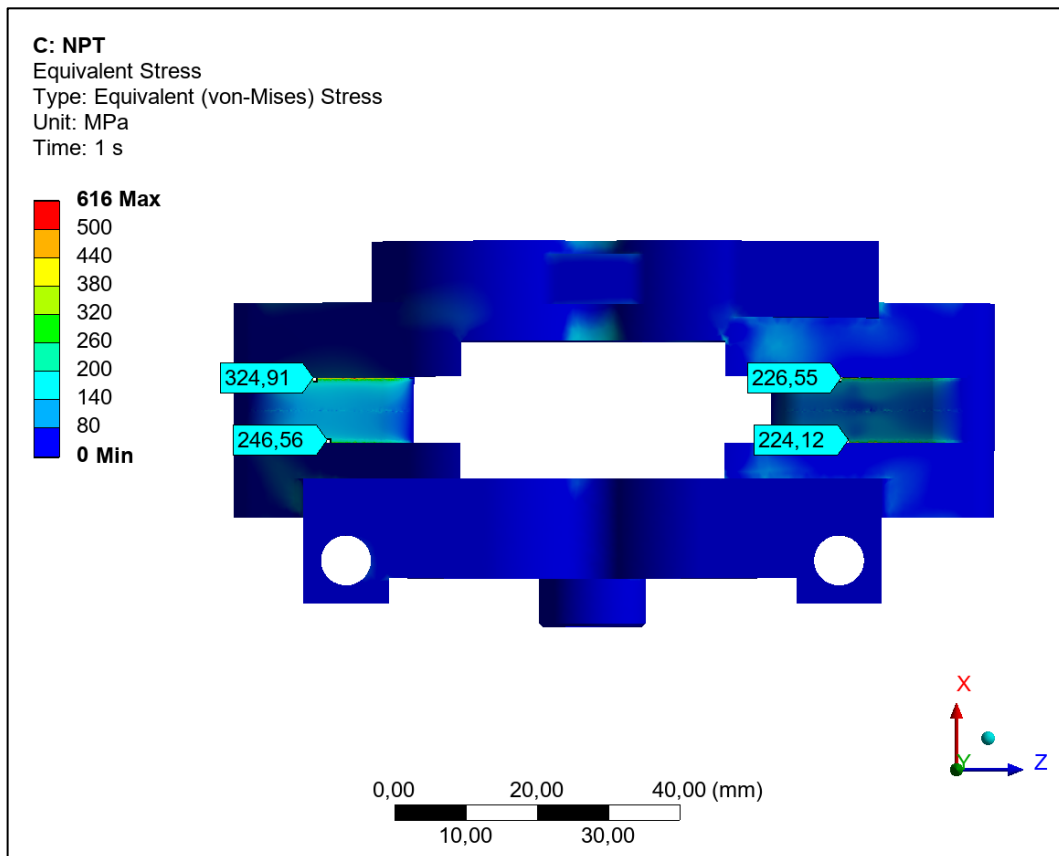
Obrázek 67: Výpočtová síť vlastního návrhu předního (vlevo) a zadního (vpravo) brzdového třmenu

5.6.1 Výsledky simulace vlastního návrhu předního třmenu

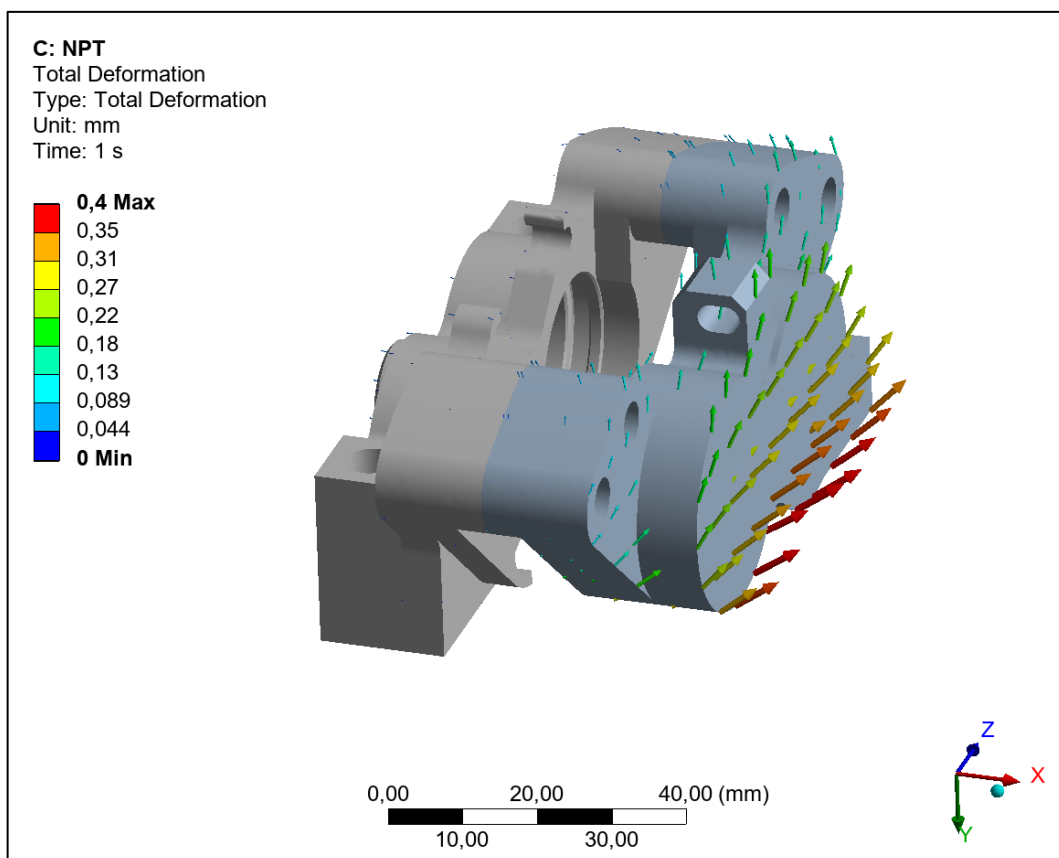
U simulace nového předního třmenu opět dochází ke stejnému jevu, jako v předchozích simulacích třmenů. Nejvyšší napětí 616 MPa je v hraně v místě vybrání pro kotouč, které rychle klesá po vzdálení se od hrany. Toto napětí nepovažuji za směrodatné. Z výsledků simulací je patrné, že nové třmeny jsou díky použití radiálního uložení tužší. Nejvyšší směrodatné napětí uvažuji 325 Mpa, viz obrázek 69. Největší deformace 0,40 mm je menší než u původních třmenů a je znázorněna na obrázku 70. Obrázky prvního hlavního napětí a třetího hlavního napětí v novém předním třmenu jsou k nahlédnutí v příloze 8.



Obrázek 68: Napětí v NPT



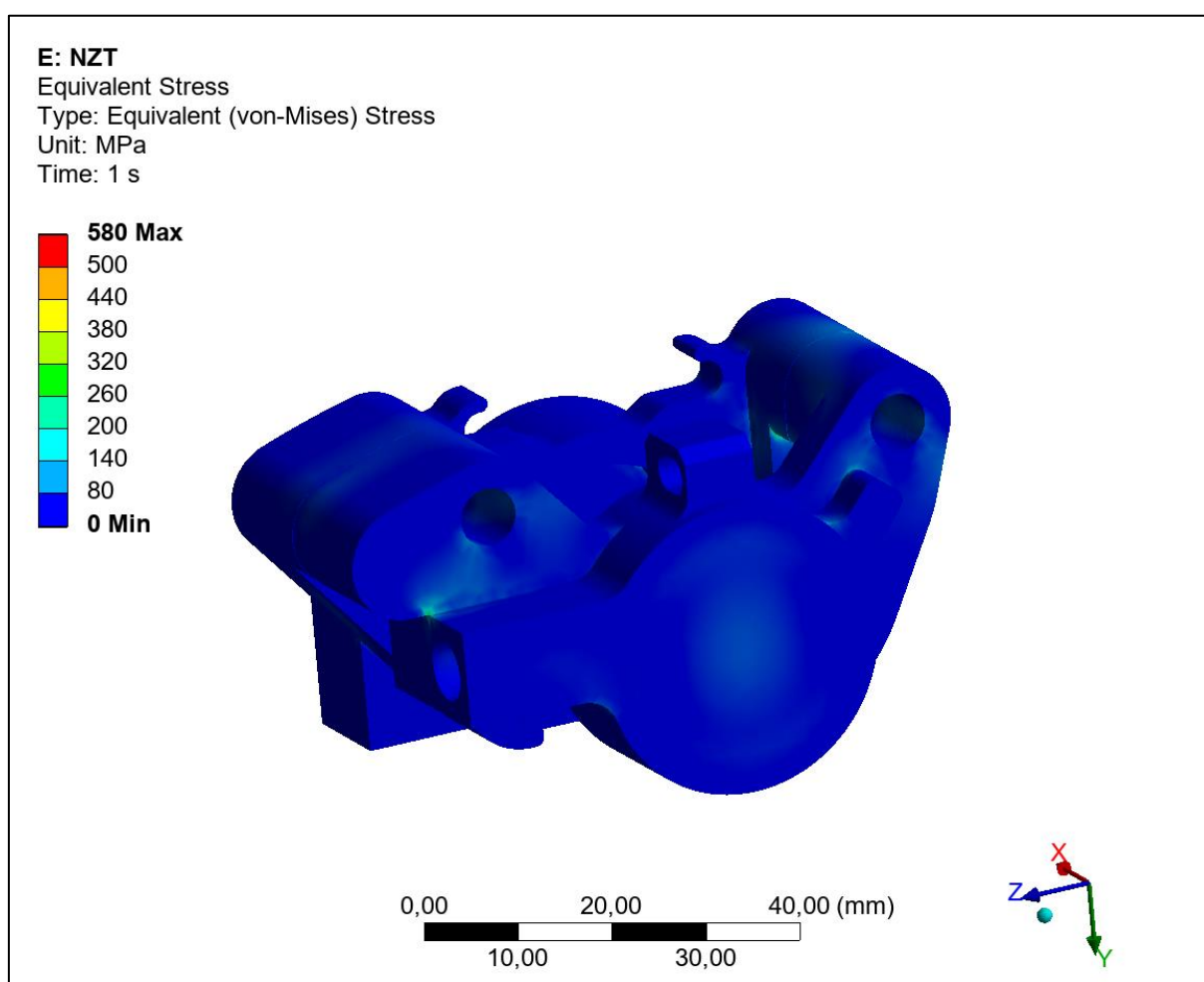
Obrázek 69: Napětí v NPT z pohledu půdorysu



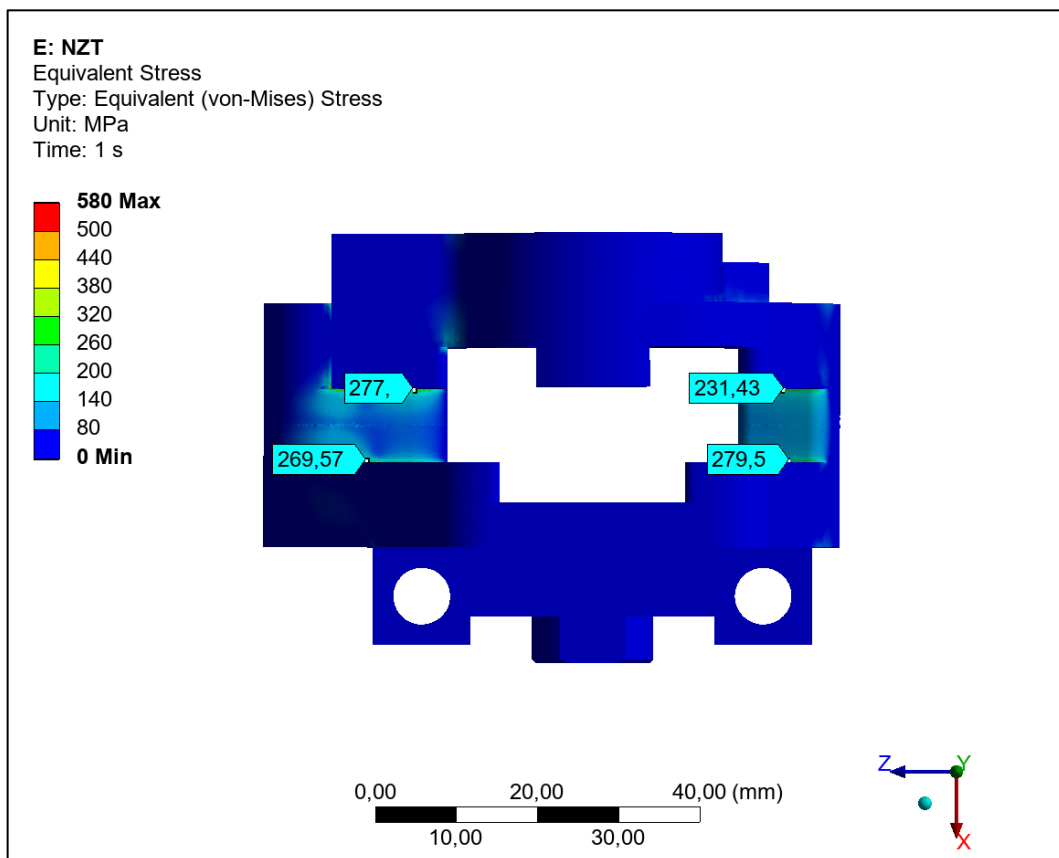
Obrázek 70: Deformace NPT

5.6.2 Výsledky simulace vlastního návrhu zadního třmenu

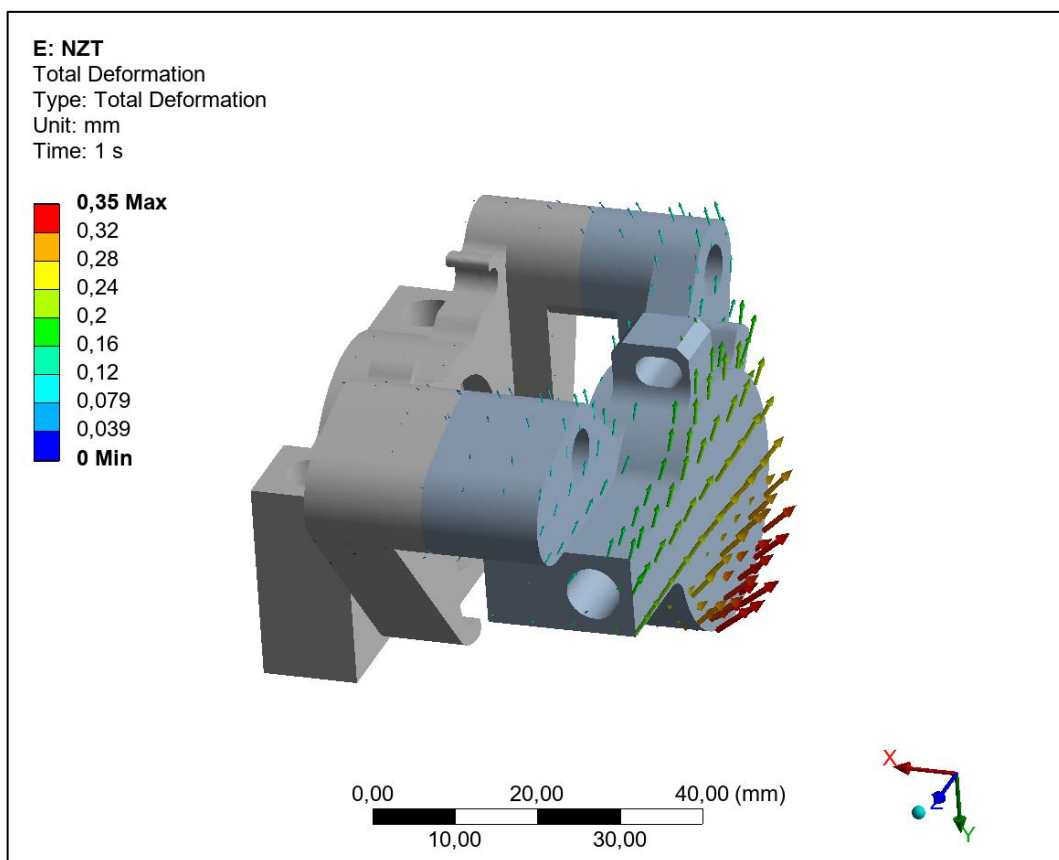
V novém zadním třmenu je dle simulací maximální napětí 580 Mpa, které se opět nachází v místě vybrání pro kotouč v ostré hraně. Toto napětí nepovažuji za směrodatné, protože při vzdálení od hrany výrazně klesá. Z výsledků simulací je patrné, že i přes snížení hmotnosti třmenu došlo díky použití radiálního uložení ke zvýšení tuhosti. Jako nejvyšší směrodatné napětí v novém zadním třmenu uvažuji 280 Mpa, viz obrázek 72. Dále je na obrázku 73 znázorněna deformace zadního třmenu, kdy maximální deformace je 0,35 mm, což je lepší výsledek než u původního. Obrázky prvního hlavního napětí a třetího hlavního napětí v novém zadním třmenu jsou k nahlédnutí v příloze 9.



Obrázek 71: Napětí v NZT



Obrázek 72: Napětí v NZT z pohledu půdorysu



Obrázek 73: Deformace NZT

6 Vyhodnocení a diskuse výsledků

Pro vyhodnocení komponent kotoučové brzdy navržené vlastní konstrukcí byly provedeny pevnostní a teplotní analýzy těchto dílů, přičemž bylo nezbytné zároveň provést stejné analýzy u stávajících komponent. Klíčovým aspektem této práce bylo provedení vzájemného porovnání jednotlivých komponent, při kterém jsem se zaměřil na posouzení jejich mechanických a termických vlastností.

6.1 Brzdový kotouč

Materiál, ze kterého jsou vyrobeny brzdové kotouče používané na závodním vozidle Formule Student, je nerezová ocel 1.4028. Jedná se o velmi tvrdý otěruvzdorný materiál, který dosahuje meze kluzu 600 MPa při běžné teplotě a meze kluzu 365 MPa při teplotě 300 °C. Simulace byly zaměřeny na deformace a vnitřní napětí brzdového kotouče, která mohou nastat při brzdění.

Cílem vlastního návrhu bylo snížení hmotnosti kotouče, kontrola a případné optimalizace vedoucí ke snížení vnitřního napětí v kotouči a zachování deformace kotouče pod hranicí 0,2 mm při zachování vnějšího průměru kotouče 185 mm.

Stávající brzdový kotouč je uložený na osmi čepech, které umožňují axiální posun kotouče. Toto místo se v minulých sezónách jevílo jako problematické, protože po delším používání vozidla docházelo k zadření kotouče na čepech. Simulace potvrdili koncentraci napětí v tomto místě (obrázek 32 v kapitole 4.4.4) a ukázalo se, že při prudkém brzdění se zahřátými kotouči na provozní teplotu se materiál v těchto místech dostává přes mez kluzu. Tím v místě uložení kotouče může docházet k větším deformacím, které způsobují výše zmíněné zadírání kotouče.

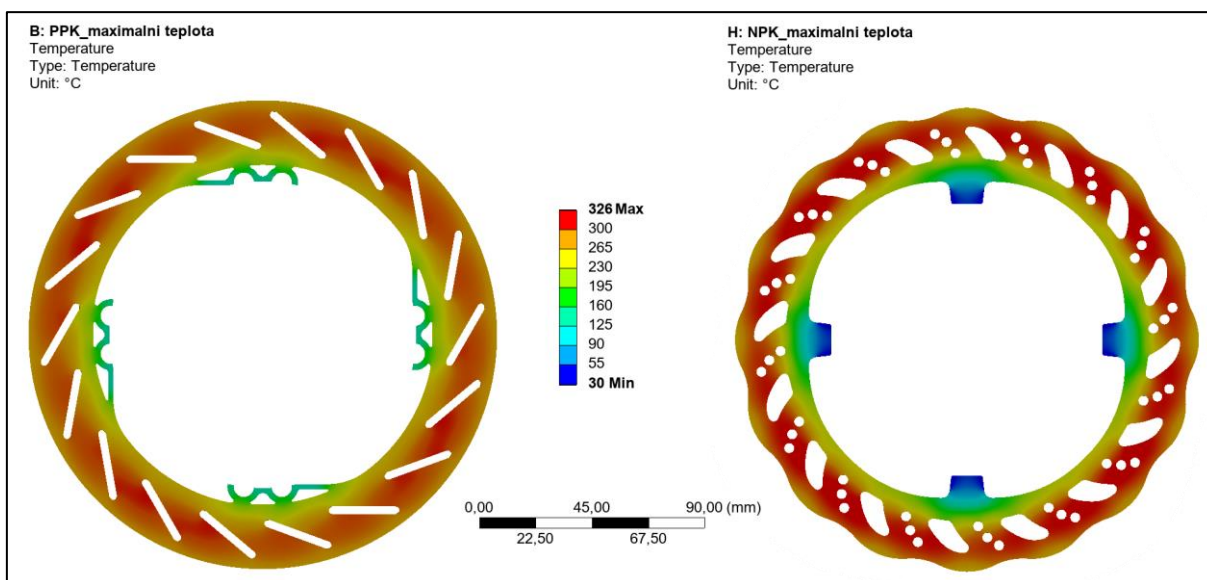
Současný kotouč váží 363 g. Optimalizací tvaru vlastního návrhu kotouče, konkrétně vytvořením několika odlehčovacích otvorů a zvlněného okraje, se mi podařilo snížit hmotnost o 33 g. Nový kotouč má tedy hmotnost 330 g, což přispívá k lepším vlastnostem vozidla.

Vyhodnocení brzdového kotouče z hlediska tepelného zatížení

Brzdový kotouč je zahříváná součást při zpomalování vozidla, kde dochází k maření kinetické energie, která je přeměněna na tepelnou. Teplotní analýzu kotouče jsem rozdělil do dvou částí, kdy se nejdříve zabývám průměrnou teplotou kotoučů

během závodu, kterou aplikuji jako výchozí hodnotu pro kontrolu teploty při nouzovém zastavení uprostřed závodu.

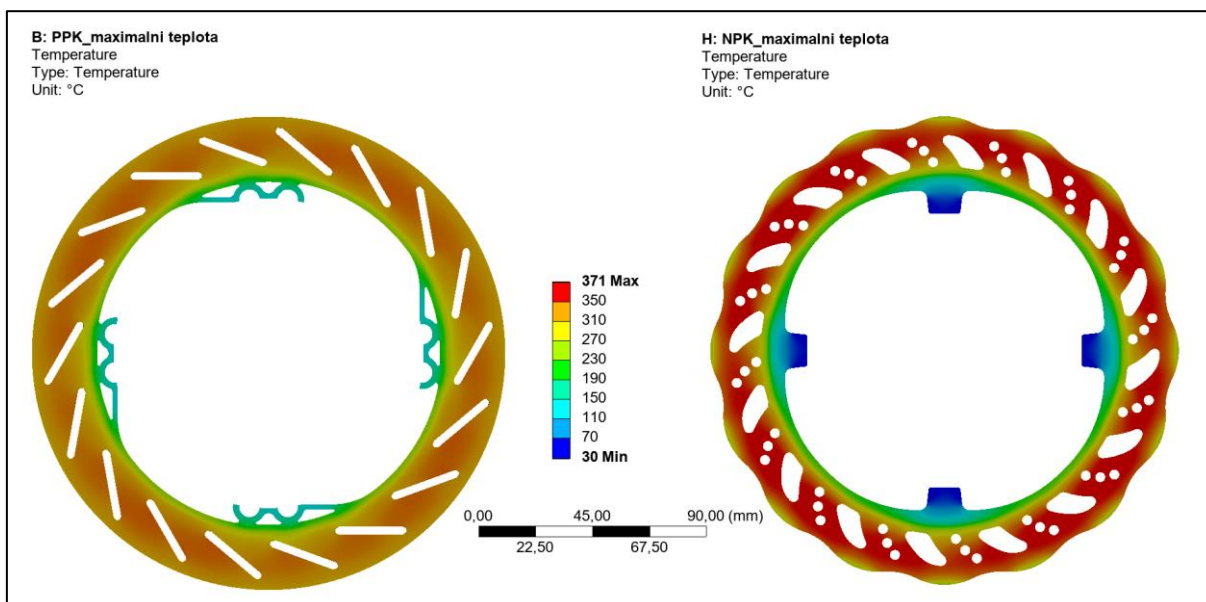
Průměrným teplotám, kterých dosahují kotouče během závodu se věnuji v kapitole 4.4.1 pro současný kotouč a v kapitole 4.6.1 pro vlastní návrh. Současný kotouč dosáhl průměrné teploty 267 °C na přední nápravě a průměrné teploty 154 °C na zadní nápravě. Teploty vlastního návrhu kotouče byli vyšší, což jsem čekal, protože kotouč má po odlehčení méně materiálu, který může akumulovat teplo. Průměrná teplota nového předního kotouče je 274 °C a průměrná teplota zadního kotouče je 158 °C. Porovnání teplot předních kotoučů viz obrázek 74. Rozdíly 7 °C na přední a 4 °C na zadní nápravě považuji za zanedbatelné, protože předpokládám že nový kotouč bude díky odlehčovacím otvorům a zvlněnému okraji disponovat lepším chlazením.



Obrázek 74: Porovnání průměrných teplot současného předního kotouče s vlastním návrhem

Simulace maximální teploty jsou detailně zpracovány v kapitole 4.4.2 pro současný kotouč a v kapitole 4.6.2 pro nový kotouč. Nouzové brzdění jsem předpokládal ze 100 km/hod do zastavení, což bývá nejvyšší rychlost, kterou se v soutěži Formule Student jezdí. Současné přední kotouče se dle simulací zahřejí na teplotu 344 °C a zadní kotouče se zahřejí na teplotu 196 °C. Vlastní návrh, stejně jako v simulaci průměrné teploty, dosáhl vyšších hodnot teploty. Nejvyšší teplota dle simulace vpředu je 371 °C a vzadu 211 °C. Zde je rozdíl teplot vyšší, konkrétně 27 °C vpředu a 15 °C vzadu, ale tyto vyšší teploty zde nepovažuji za problémové, protože už po vteřině od zabrzdění přední kotouč zchladne o 35 °C. Další důvodem je, že

maximální teplota je stále nižší, než je nejvyšší doporučená provozní teplota brzdového obložení, takže se dá předpokládat, že v závodě nebude docházet k vadnutí brzd vlivem vysoké teploty.



Obrázek 75: Porovnání maximálních teplot současného předního kotouče s vlastním návrhem

Také jsem zkontroloval vnitřní napětí a deformace kotouče způsobené teplotou, detaily lze nalézt v kapitole 4.4.3 pro současný kotouč a v kapitole 4.6.3 pro nový kotouč. U současného i vlastního návrhu kotouče se dosahuje podobných nejvyšších teplot, takže nejvyšší napětí i deformace byly téměř shodné. Nejvyšší deformace způsobená teplotou je u předního kotouče vlastního návrhu a to 209 MPa, což je pod mezí kluzu pro ohřátý materiál 1.4028. Největší deformace způsobená teplotou je u současného i nového předního kotouče stejná, konkrétně 0,19 mm. Tato deformace je dostatečně malá a nezpůsobí tedy problémy při používání brzd.

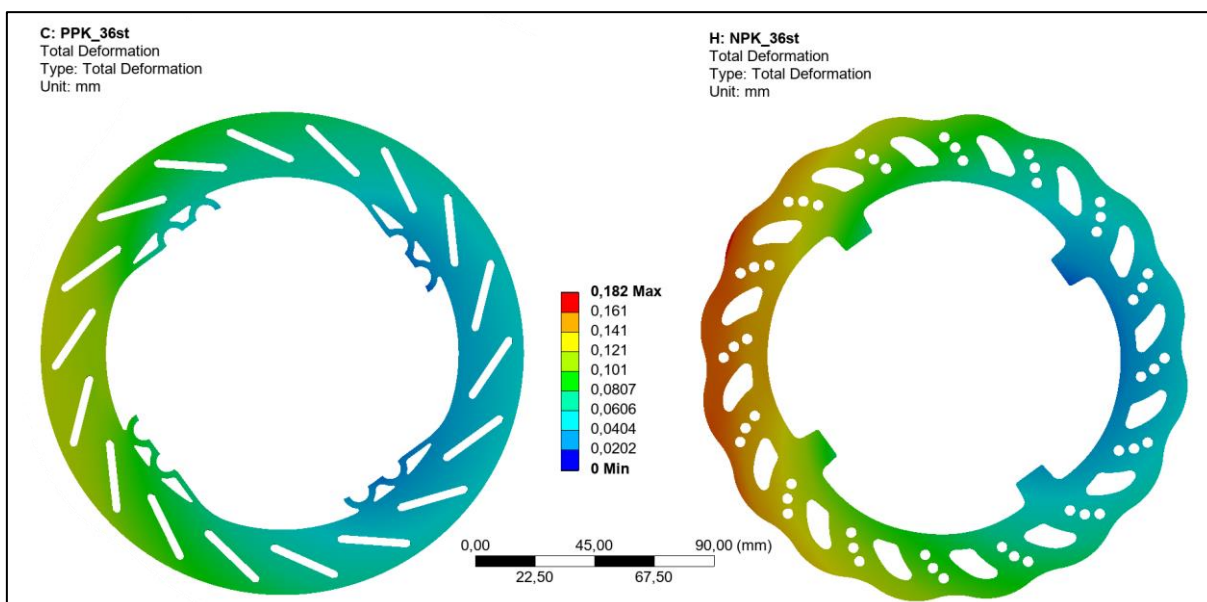
Porovnání brzdových kotoučů z hlediska vnitřního napětí

I přesto, že je kotouč symetrický, bylo třeba napětí kontrolovat v pěti krocích, kdy byl kotouč pootočen vždy o 18 stupňů. Nejvíce namáhaný brzdový kotouč na přední i zadní nápravě byl po natočení o 36 stupňů. Podrobněji se výsledkům simulací napětí v předním i zadním kotouči zabývám v kapitole 4.4.4 pro současný stav a v kapitole 4.6.4 pro vlastní návrh kotouče.

Maximální napětí v současném předním kotouči je dle simulací 528 MPa a nachází se v místě uložení kotouče na čepech, nejvyšší napětí v ploše kotouče je

263 MPa a nachází se na konci odlehčovací drážky. Maximální napětí v předním kotouči vlastního návrhu je 318 MPa, které se nachází v rádiu nového uložení kotouče. Nejvyšší napětí v ploše kotouče je 269 MPa a nachází se na konci odlehčovací drážky. Novým způsobem uložení kotouče pomocí tvarového spoje se podařilo snížit napětí v nejkritičtějším místě o 210 MPa, ale i přes všechna provedená odlehčení je nejvyšší napětí v ploše kotouče pouze nepatrně vyšší, konkrétně o 6 MPa.

Z hlediska deformací jsem předpokládal, že současný kotouč má relativně málo odlehčovacích otvorů a je velmi tuhý, což se potvrdilo simulacemi, podle kterých byla maximální hodnota deformace 0,14 mm. Cílem vlastního návrhu bylo nepřesáhnout hodnotu deformace kotouče 0,20 mm, což se podařilo. Nový brzdový kotouč má dle simulací maximální deformaci 0,182 mm. Porovnání deformací obou kotoučů viz obrázek 76.



Obrázek 76: Porovnání deformací současného předního kotouče s vlastním návrhem

Jelikož zadní kotouče jsou použity stejného rozměru jako přední, ale jsou zatíženy menšími silami, průběh napětí a deformací mají stejný charakter, ale nižší hodnoty než u výše zmíněného předního kotouče. Současný zadní kotouč měl nejvyšší hodnotu napětí 146 MPa a nejvyšší hodnotu deformace 0,04 mm. Vlastním návrhem zadního kotouče jsem docílil nižšího napětí, ale nepatrně větších deformací tak, jako u předních kotoučů. Výsledné napětí nového kotouče je 86 MPa a výsledná deformace 0,05 mm.

6.2 Brzdový třmen

Materiál sloužící pro výrobu brzdových třmenů je vysoce pevná hliníková slitina 7075, která se používá i v letectví. Tento materiál se vyznačuje vysokou pevností, nízkou hmotností a mezí kluzu dosahující 503 MPa. Simulace byly zaměřeny na deformace a vnitřní napětí třmenu, která mohou nastat při používání brzdové soustavy.

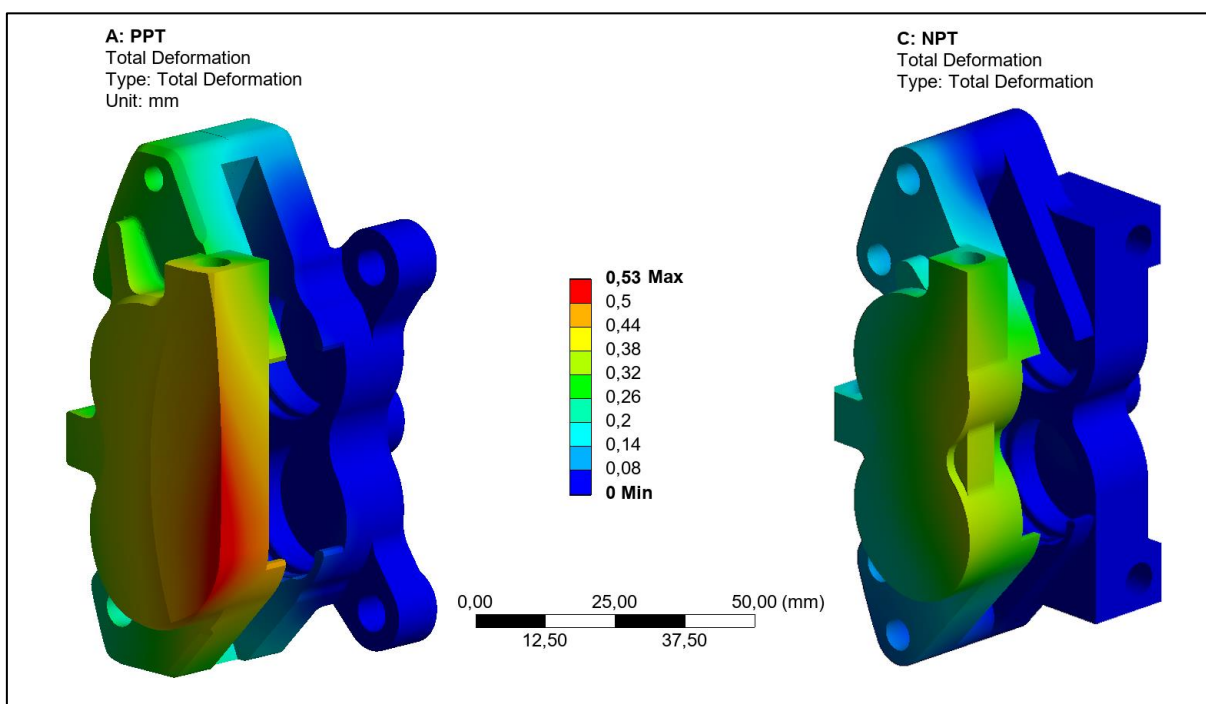
Hlavním cílem vlastního návrhu brzdových třmenů pro přední a zadní nápravu bylo zachování, nebo zvýšení tuhosti při přechodu na radiální uložení bez navýšení hmotnosti tohoto dílu. U předního brzdového třmenu byl zároveň specifikován požadavek na redukci vnějších rozměrů, což bylo nezbytné pro zajištění bezpečné montáže a použití třmenu ve vnitřní geometrii disku kola.

Porovnání předních brzdových třmenů

Podrobná analýza průběhu napětí v současném předním brzdovém třmenu je uvedena v kapitole 5.4.1, zatímco detailní vyhodnocení napětí u předního brzdového třmenu vlastního návrhu je obsaženo v kapitole 5.6.1. Maximální hodnota napětí v současném třmenu dosahuje 469 MPa, zatímco u vlastního návrhu je tato hodnota nižší, konkrétně 325 MPa, což indikuje zlepšení v oblasti pevnostních vlastností.

Tohoto zlepšení bylo dosaženo hlavně kvůli použití nového radiálního uložení, které ale nezvýšilo hmotnost třmenu. Zatím co tělo současného předního brzdového třmenu bez příslušenství váží 172 g, vlastním návrhem s radiálním uložení se podařilo dostat na hmotnost 171,5 g. Zde se nedá mluvit o razantní úspoře hmotnosti, ale hlavním cílem návrhu třmenu bylo hmotnost nezvýšit, k čemu zpravidla dochází při přechodu z axiálního uložení na radiální.

Z hlediska deformace třmenu došlo také ke zlepšení, konkrétně z deformace 0,53 mm současného třmenu na hodnotu deformace 0,40 mm vlastního návrhu předního třmenu. V tomto případě došlo ke zlepšení o 0,13 mm, přičemž porovnání je zobrazeno na přiloženém obrázku 77.



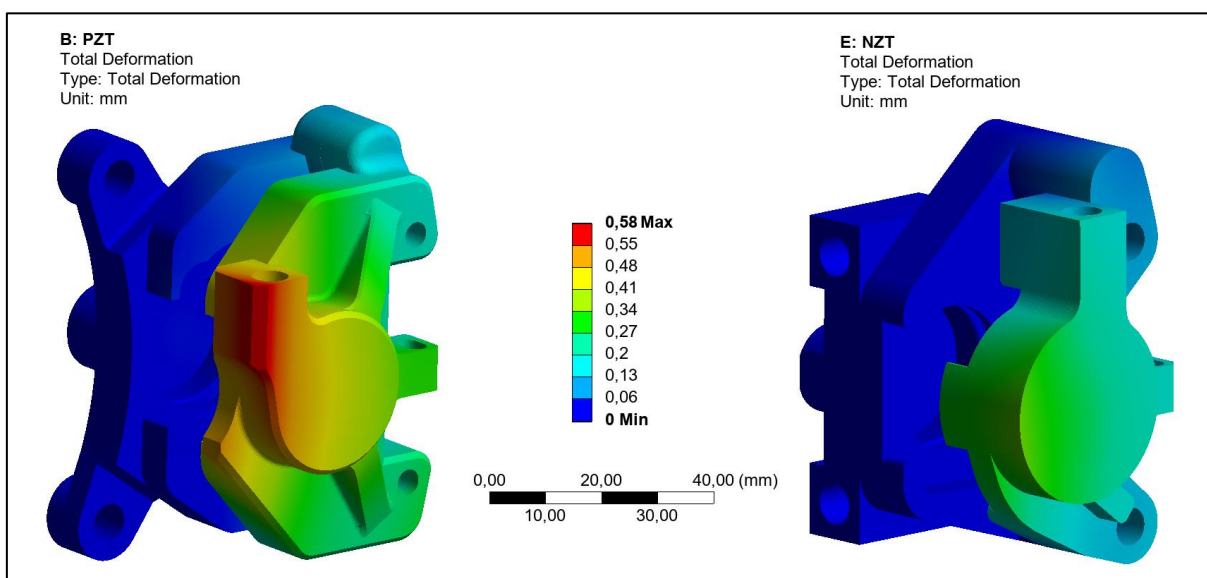
Obrázek 77: Porovnání deformací současného předního třmenu s vlastním návrhem

Porovnání zadních brzdových třmenů

Podrobná analýza rozložení napětí v aktuálním zadním brzdovém třmenu je uvedena v kapitole 5.4.2, přičemž podrobné vyhodnocení napětí u zadního brzdového třmenu vlastního návrhu je prezentováno v kapitole 5.6.2. Maximální hodnota napětí v současném třmenu dosahuje 466 MPa, zatímco u vlastního návrhu byla tato hodnota snížena na 280 MPa, což svědčí o zlepšení pevnostních vlastností.

Tohoto zlepšení bylo dosaženo hlavně kvůli použití nového radiálního uložení. Díky vlastnímu návrhu se podařilo zadní třmen výrazně zmenšit a tím snížit i jeho hmotnost. Zatím co tělo současného zadního brzdového třmenu bez příslušenství váží 158,5 g, vlastní návrh třmenu s radiálním uložením má hmotnost pouze 113,5 g. Úspora hmotnosti je tedy 45 g i při přechodu z axiálního uložení na radiální.

Z hlediska deformace třmenu došlo také ke zlepšení, konkrétně z deformace 0,58 mm současného třmenu na hodnotu deformace 0,35 mm vlastního návrhu třmenu. V tomto případě došlo k většímu zlepšení než u předního třmenu, a to konkrétně o 0,23 mm, přičemž porovnání je zobrazeno na přiloženém obrázku 78.



Obrázek 78: Porovnání deformací současného zadního třmenu s vlastním návrhem

7 Závěr

Cílem diplomové práce byl vlastní návrh nových komponent brzdového systému závodního vozidla, kterým se univerzitní tým FS TUL Racing účastní soutěže Formula Student. Předmětem zájmu byly hlavní části třecí kotoučové brzdy, konkrétně brzdové kotouče a třmeny.

U současně používaných kotoučů ve formuli se kvůli malému počtu odlehčovacích otvorů dosahuje vysoké tuhosti, ale zároveň mají vysokou hmotnost. Cílem vlastního návrhu bylo odlehčit kotouč, aniž by došlo ke zvýšení napětí v kotouči a překročení deformace 0,2 mm. Nedostatkem stávající konstrukce kotouče je jeho uložení na čepech, kde v důsledku vysoké koncentrace napětí dochází k deformacím, které v několika případech vedly až k zadření kotouče. V rámci vlastního návrhu byla provedena změna uložení kotouče, a to z čepového spoje na spoj tvarový.

Simulace potvrdily koncentraci napětí v místě uložení kotouče na čepech. Přechodem na tvarový spoj se podařilo toto napětí výrazně snížit. I když byly do konstrukce kotouče přidány odlehčovací otvory a zvlněný okraj pro snížení hmotnosti, napětí v kontaktních plochách se téměř nezvýšilo a hmotnost se podařilo snížit.

Zmenšení objemu materiálu kotouče vedlo ke zvýšenému zahřívání kotouče a dle simulací vlastní návrh kotouče dosáhl vyšších teplot. Jelikož teploty nepřekračují doporučený limit brzdového obložení, nehrozí tedy vadnutí brzd, a tudíž vyšší teploty nepovažuji za zásadní problém.

Nyní bude nezbytné provést praktické testování nových kotoučů a vyhodnotit, zda tvarové uložení účinně řeší problém se zadíráním kotouče. K dalšímu zlepšení optimalizace tvaru a hmotnosti kotouče je nezbytné provést simulace obtékání kotouče v rámci vnitřního prostoru kola, což umožní stanovit přesnější hodnoty konvekce a zlepšit výsledky teplotních simulací.

Návrh vlastních brzdových třmenů byl nezbytný zejména kvůli komplikovanému odvzdušňování brzdového systému a nevyhovujícím rozměrům třmenů na přední nápravě. Příčinou těchto nevýhod bylo použití sériových motocyklových třmenů, které nejsou pro dané řešení ideální. Vlastní návrh třmenů řeší tyto problémy a umožnil i přechod na radiální uložení.

Simulace potvrdily, že přechodem na radiální uložení se podařilo dosáhnout vyšší tuhosti třmenů. I když přechod na radiální uložení zpravidla zvyšuje hmotnost, u předního třmenu se podařilo hmotnost udržet na stejné úrovni, zatímco zadní třmen

byl odlehčen oproti stávajícímu řešení. Konstrukce třmenu byla ponechána dělená, přičemž části třmenu byly optimalizovány pro výrobu frézováním.

Hlavní výhodou vlastní konstrukce je možnost vyrobit třmeny zrcadlově, čímž se vyřeší problém s odvzdušňováním brzdového systému. Dalším krokem v optimalizaci brzdových třmenů by mělo být snížení hmotnosti při zachování tuhosti, čehož lze dosáhnout vlastním návrhem monoblokové konstrukce třmenů.

Použitá literatura

1. **FS TUL Racing | Fakulta strojní.** *FS TUL Racing*. [Online] [Citace: 14. 4 2025.] <https://www.fstulracing.cz/>.
2. **PUHN, Fred.** *Brake handbook*. Tucson, AZ : HP Books, 1985. ISBN 0-89586-232-8.
3. **LIMBERT, Rudolf.** *Brake design and safety. 3rd ed.* Warrendale : SAE International, 2011. ISBN 978-0-7680-3438-7.
4. **Dante, Roberto C.** *ScienceDirect*. [Online] [Citace: 19. 3 2025.] <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/disk-brake>.
5. **Spring Works .** *Spring Works*. [Online] [Citace: 19. 3 2025.] <https://springworksauto.com/>.
6. **DIXCEL.** *Brake Disc Material*. [Online] [Citace: 3. 2 2025.] <https://www.dixcel.co.jp/en/literature/lid-2260/>.
7. **MAT Foundry Group Ltd.** *Types of brake disc*. [Online] [Citace: 3. 2 2025.] https://www.matfoundrygroup.com/blog/Types_of_Brake_Disc.
8. **Brake shop.** *Brakes shop*. [Online] [Citace: 18. 3 2025.] <https://www.brakes-shop.com/>.
9. **Brembo.** *MotoGP Infographic*. [Online] [Citace: 3. 2 2025.] <https://www.brembo.com/de/motorr%C3%A4der/motogp-und-sbk/motogp-infographics>.
10. **MAT Foundry Group Ltd.** *Types of brake pads and which should you use*. [Online] [Citace: 4. 2 2025.] <https://www.matfoundrygroup.com/blog/types-of-brake-pads-and-which-should-you-use>.
11. **Parts Avatar Inc.** *Parts Avatar*. [Online] [Citace: 19. 3 2025.] <https://partsavatar.ca/>.
12. **BRAKE PARTS INC.** *Floating vs. Fixed Caliper Operation*. [Online] [Citace: 5. 2 2025.] <https://www.brakepartsinc.com/dam/jcr:554fe92c-a4ae-470d-90c3-a29b4f66906c/Technical%20Bulletin%2018-16.pdf>.
13. **CarpiMoto.** *CarpiMoto*. [Online] [Citace: 19. 3 2025.] <https://www.carpimoto.com/>.
14. **Formula Student Czech Republic.** *Formula Student Czech Republic*. [Online] 2025. [Citace: 31. Leden 2025.] <https://fsczech.cz/>.
15. **SATOPE, Sumeet a BOTE, Akshaykumar.** *Thermal Analysis of Disc Brake*. [Online] [Citace: 12. 1 2025.] <https://www.ijirst.org/articles/IJIRSTV3I12017.pdf>.
16. **DOBROVOLNÝ, Petr.** *Návrh brzdové soustavy formulového vozu*. Brno : Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2017.
17. **PECINA, Miroslav.** *Brzdová soustava vozidla formule student*. Brno : Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2018.
18. **OTKUR, Murat, a další.** *Disc Brake Rotor Thermal Analysis for a Formula SAE Race Car*. [Online] [Citace: 15. 1 2025.] https://avestia.com/MCM2024_Proceedings/files/paper/ICMIE/ICMIE_151.pdf.
19. **NOVOSAD, Pavel.** *Návrh brzdového kotouče formule student*. Brno : Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2021.
20. **MatWeb, LLC.** *MatWeb. Outokumpu 4028 Martensitic Stainless Steel*. [Online] [Citace: 4. 4 2025.] <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=5917f7a1a07442839f17dbc3d45bdeb0>.

21. **Cangzhou Yizeng Průmysl Co., Ltd.** . YIZENG. *7075 Hliník - Vlastnosti, pevnost a použití*. [Online] [Citace: 31. 3 2025.] <https://cz.yzpipes.com/info/7075-aluminum-properties-strength-and-uses-58090680.html>.
22. **AZoNetwork**. *AZO materials*. [Online] [Citace: 3. 4 2025.] <https://www.azom.com/>.
23. **S.A.M. Da Silva a D.V.V. Kallon**. ScienceDirect. *FEA on different disc brake rotors*. [Online] [Citace: 3. 2 2025.] <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2351978919306614>.

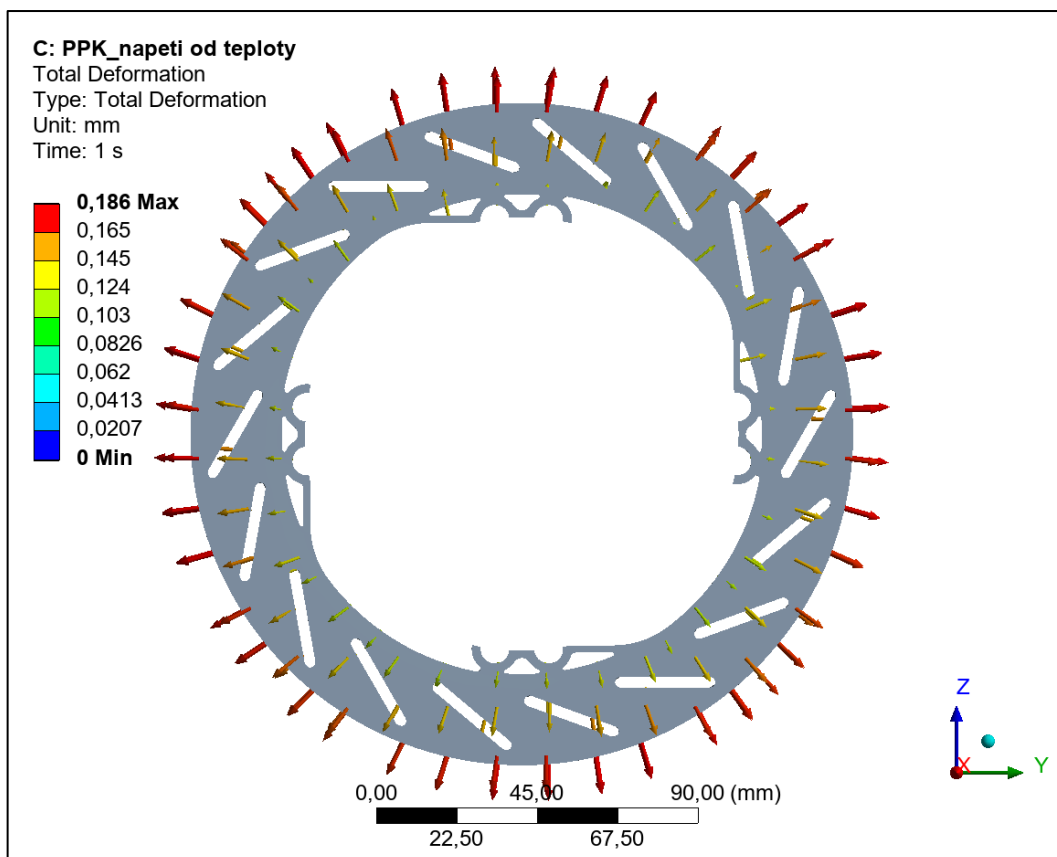
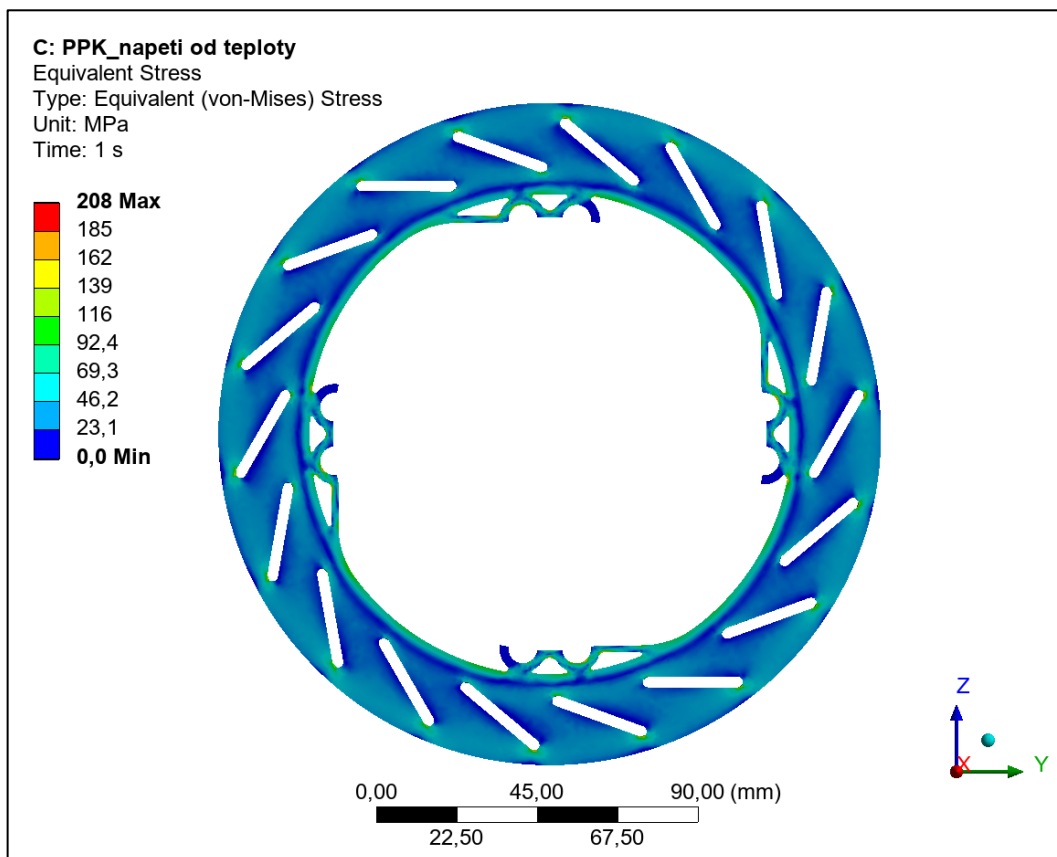
Seznam příloh

- P1 – Parametry vozidla Formule Student
- P2 – Napětí a deformace od teploty PPK
- P3 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí PPK
- P4 – Napětí a deformace od teploty NPK
- P5 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí NPK
- P6 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí PPT
- P7 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí PZT
- P8 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí NPT
- P9 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí NZT

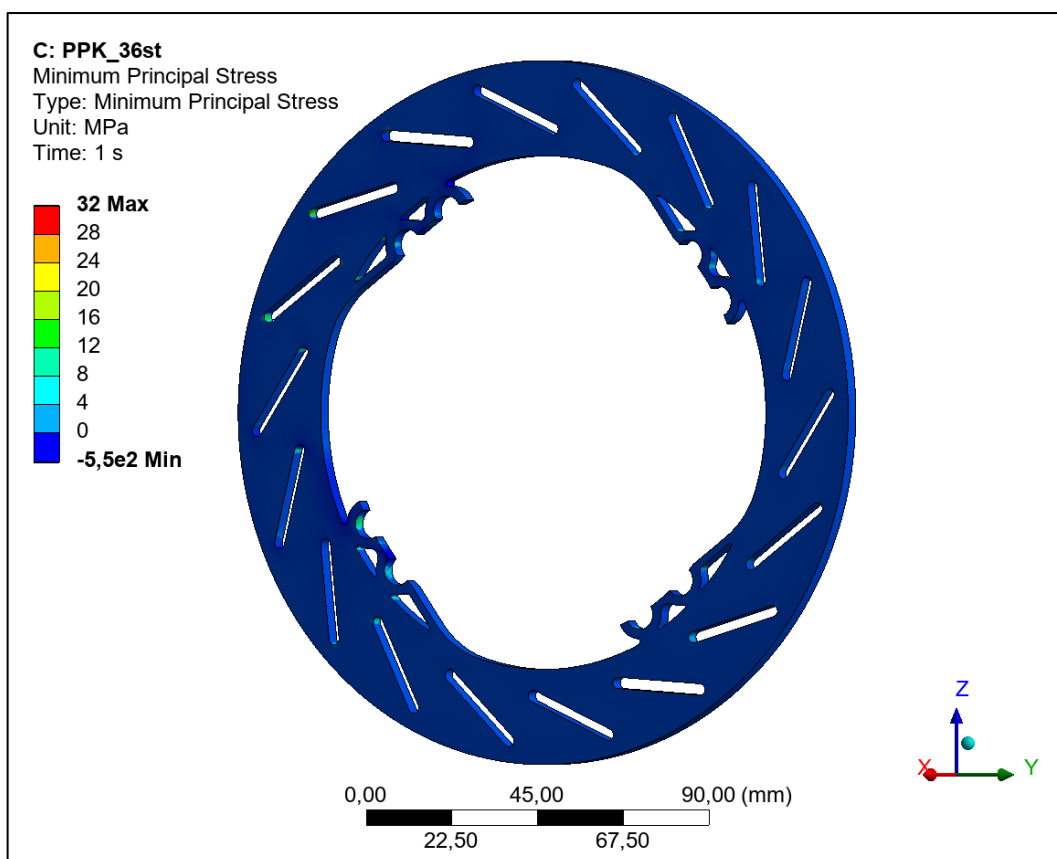
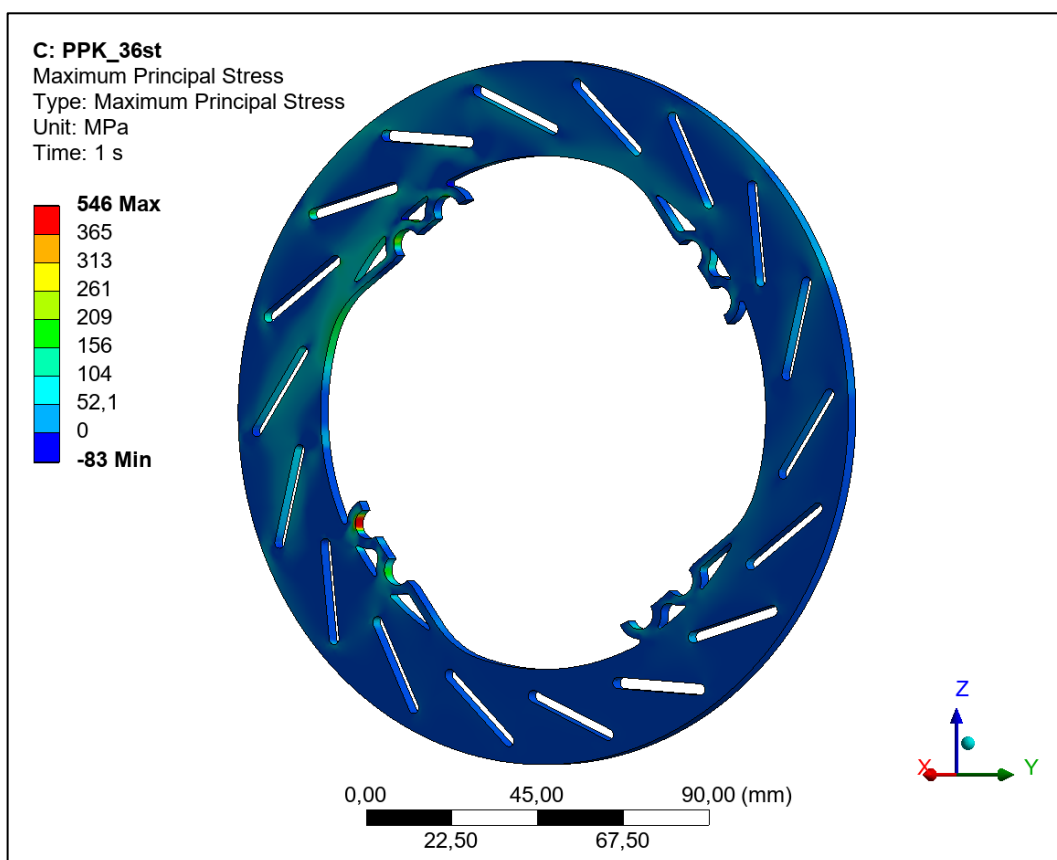
P1 – Parametry vozidla Formule Student

Parametry vozidla Formule Student		
Hmotnost	240	kg
Rozvor	1540	mm
Rozchod kol přední nápravy	1280	mm
Rozchod kol zadní nápravy	1280	mm
Světlá výška	40	mm
Výkon motoru	106	HP
Točivý moment motoru	72	Nm
Počet stupňů převodovky	6	-
Průměr disku	10	"
Rozvážení brzdných sil (přední:zadní)	65:35	%
Průměr brzdových pístků	24	mm
Počet brzdových pístků v předním třmenu	4	ks
Počet brzdových pístků v zadním třmenu	2	ks
Tlak brzdovém systému	7	Mpa
Průměr kotouče	185	mm
Šířka brzdového obložení	25	mm
Dynamický poloměr pneumatiky	0,203	m
Součinitel tření brzdové destičky	0,47	-
Maximální doporučená teplota brzdového obložení	400	°C

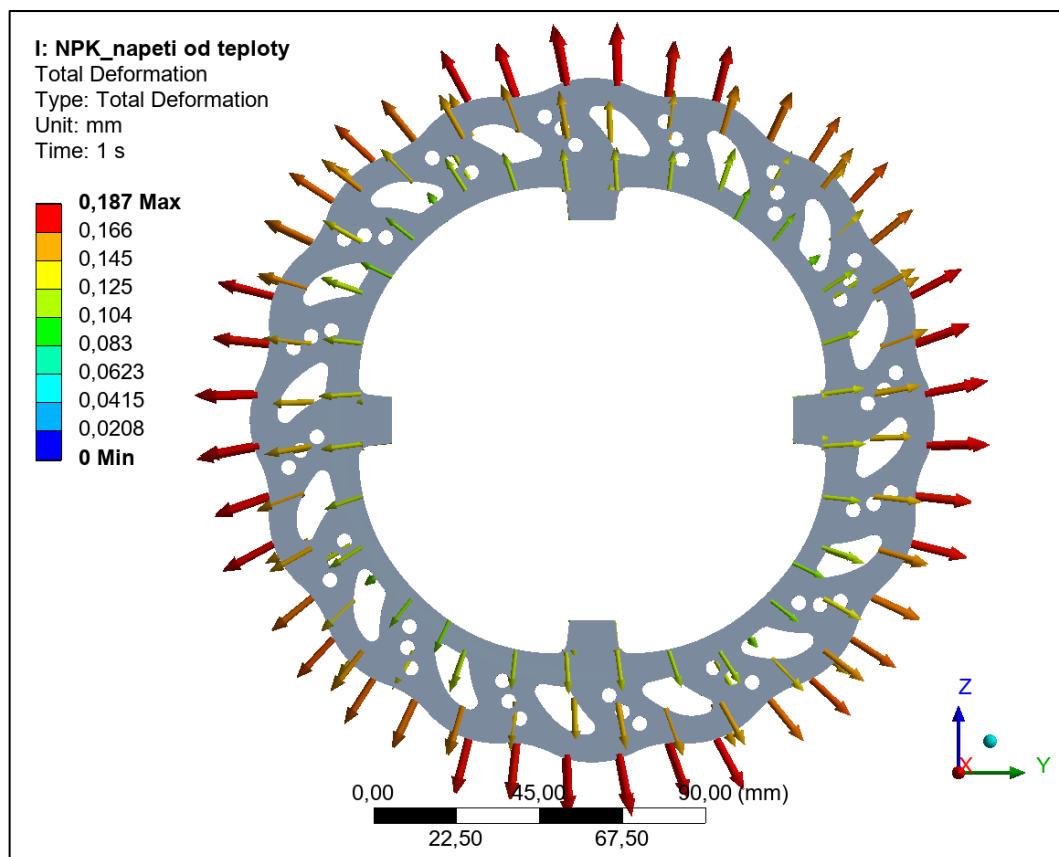
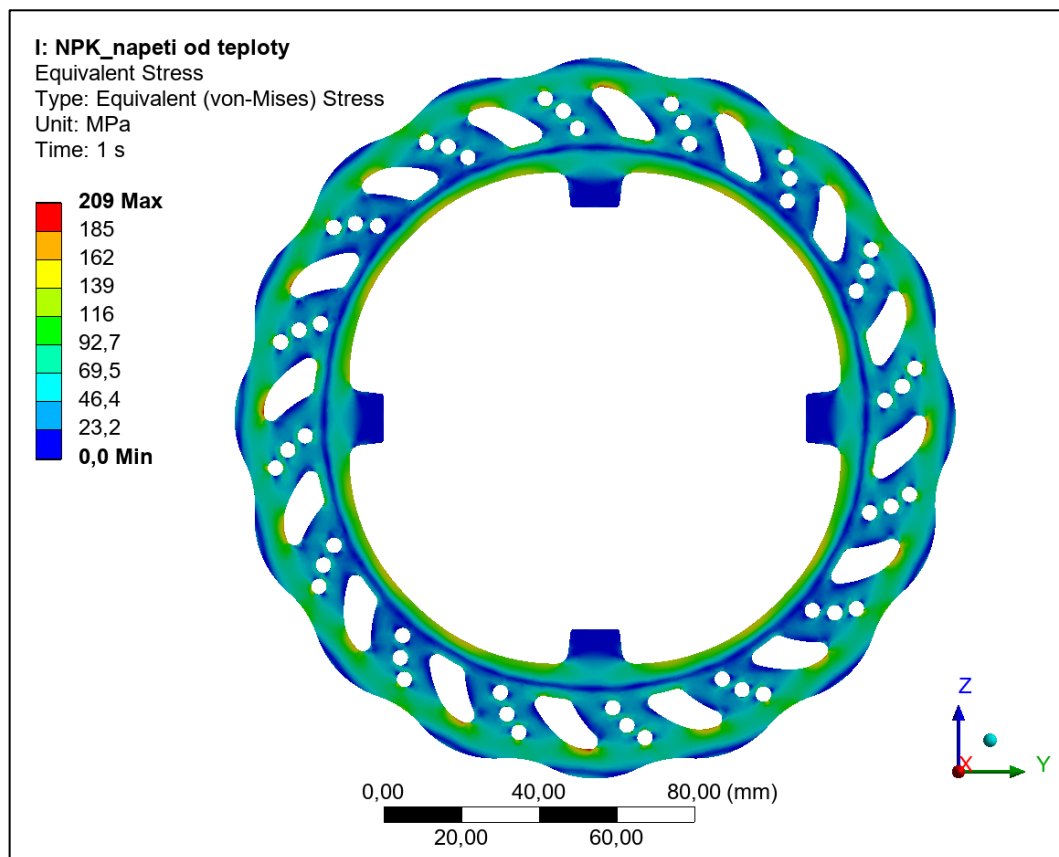
P2 – Napětí a deformace PPK od maximální teploty



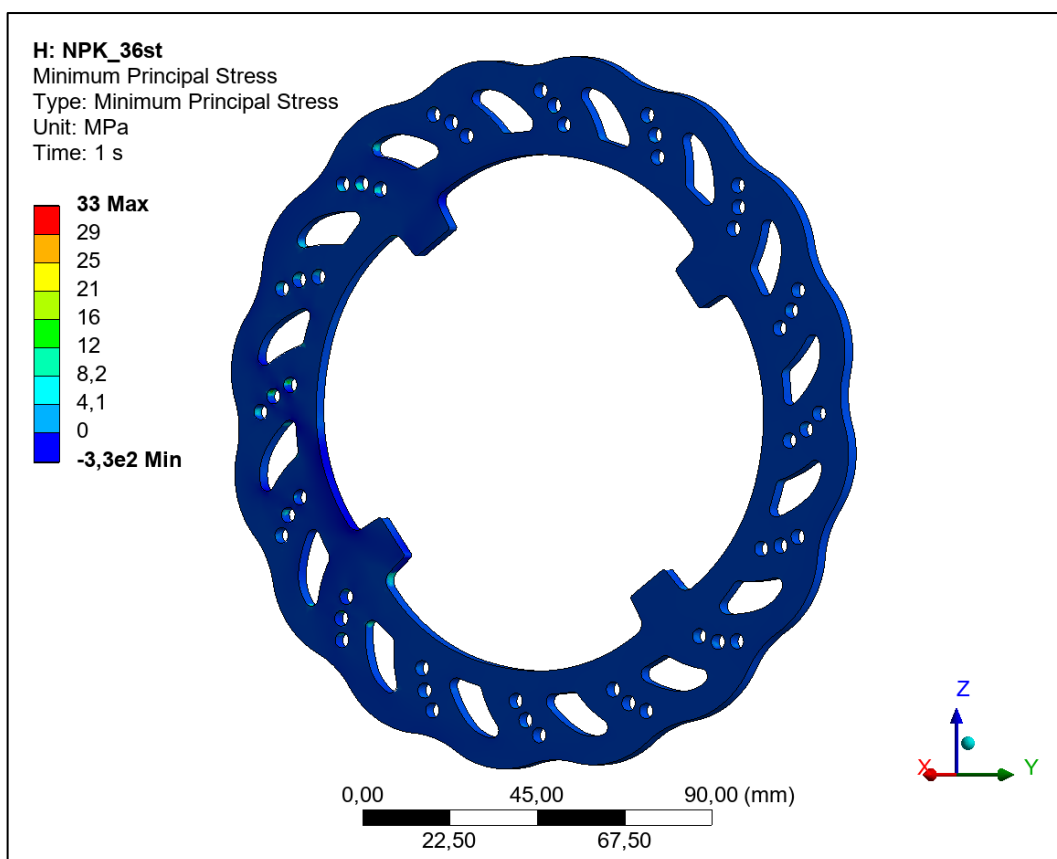
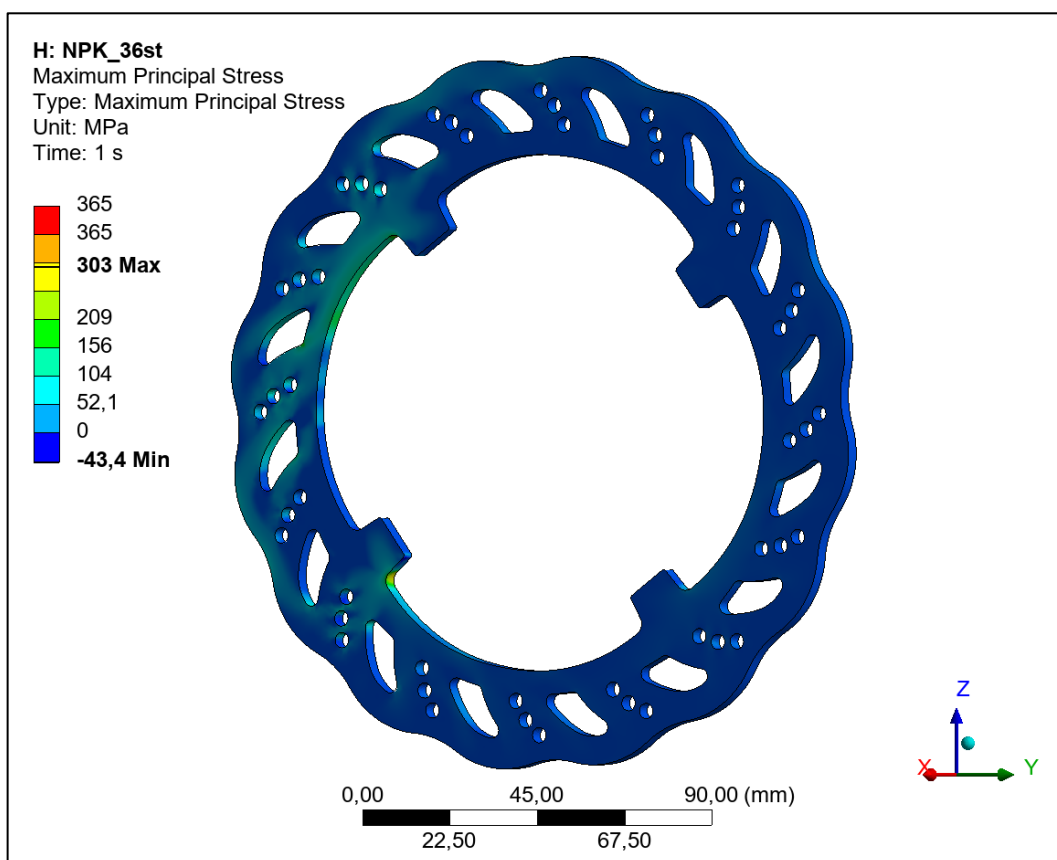
P3 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí PPK



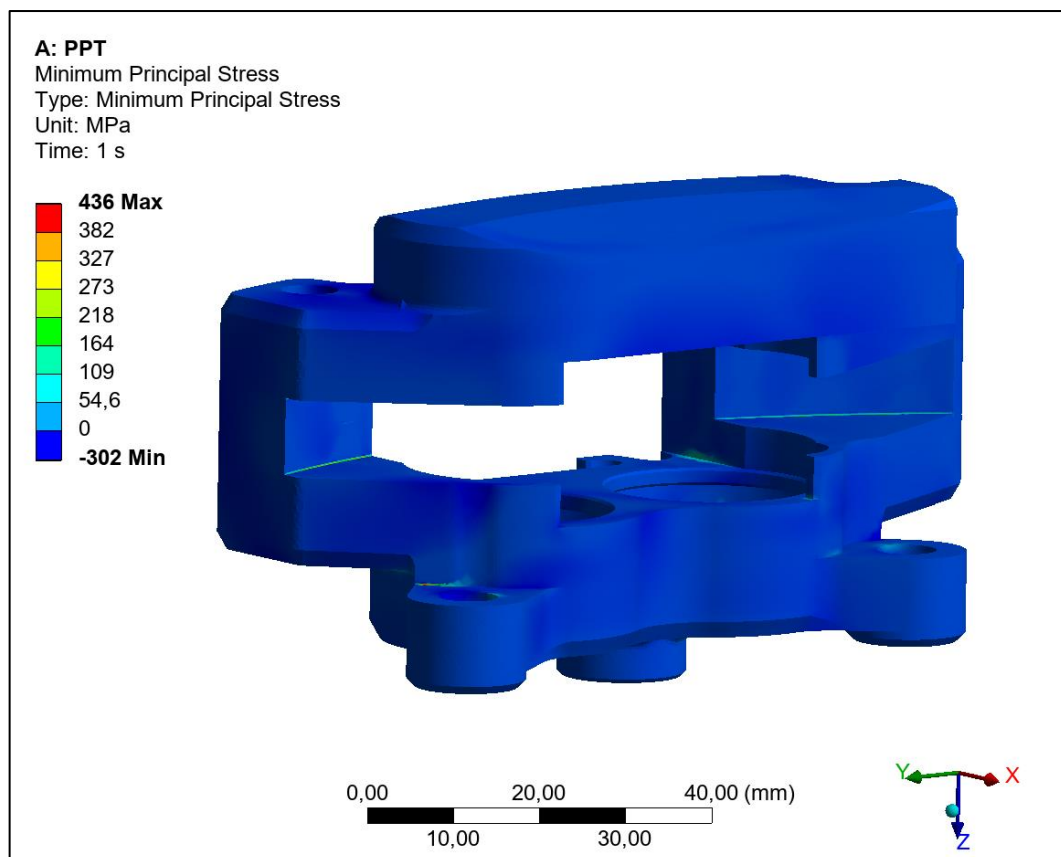
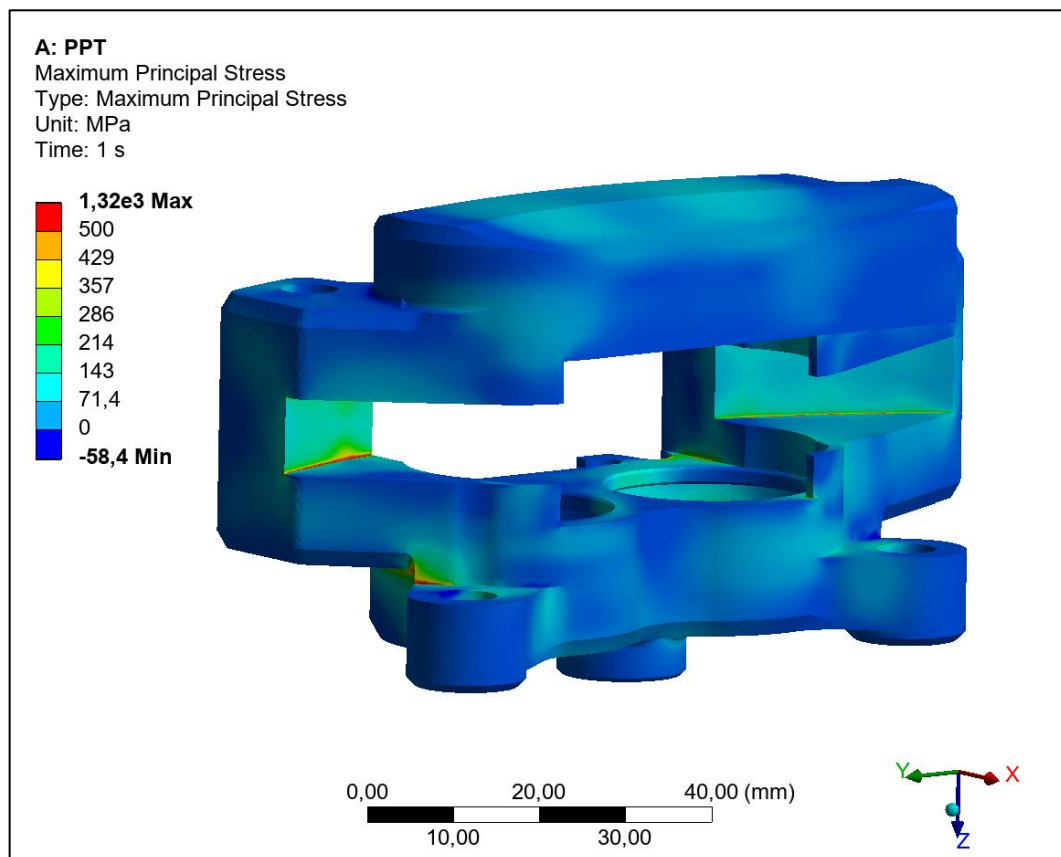
P4 – Napětí a deformace NPK od maximální teploty



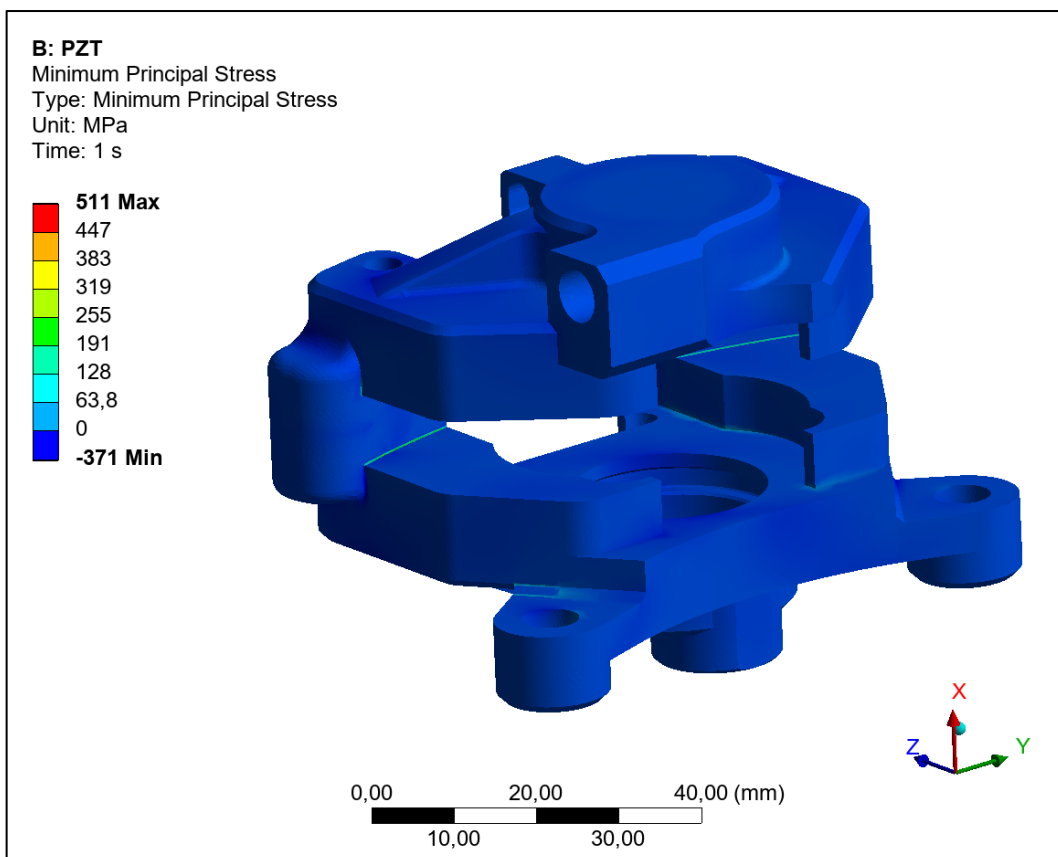
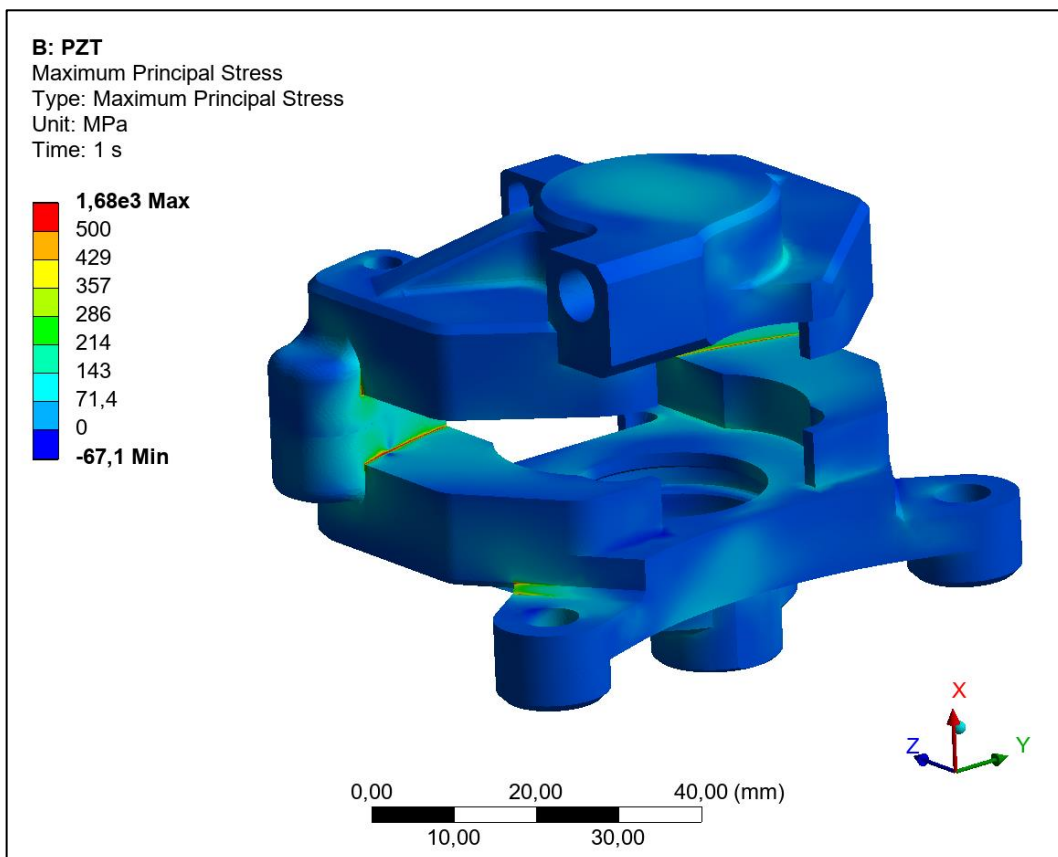
P5 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí NPK



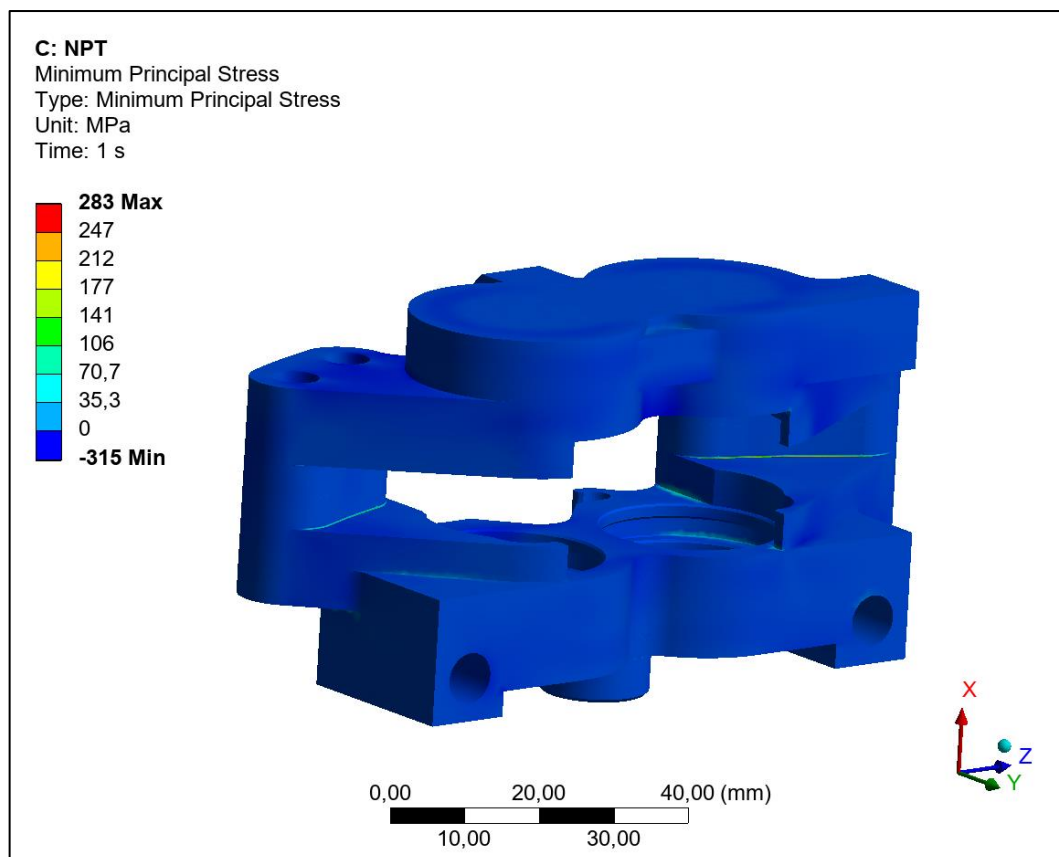
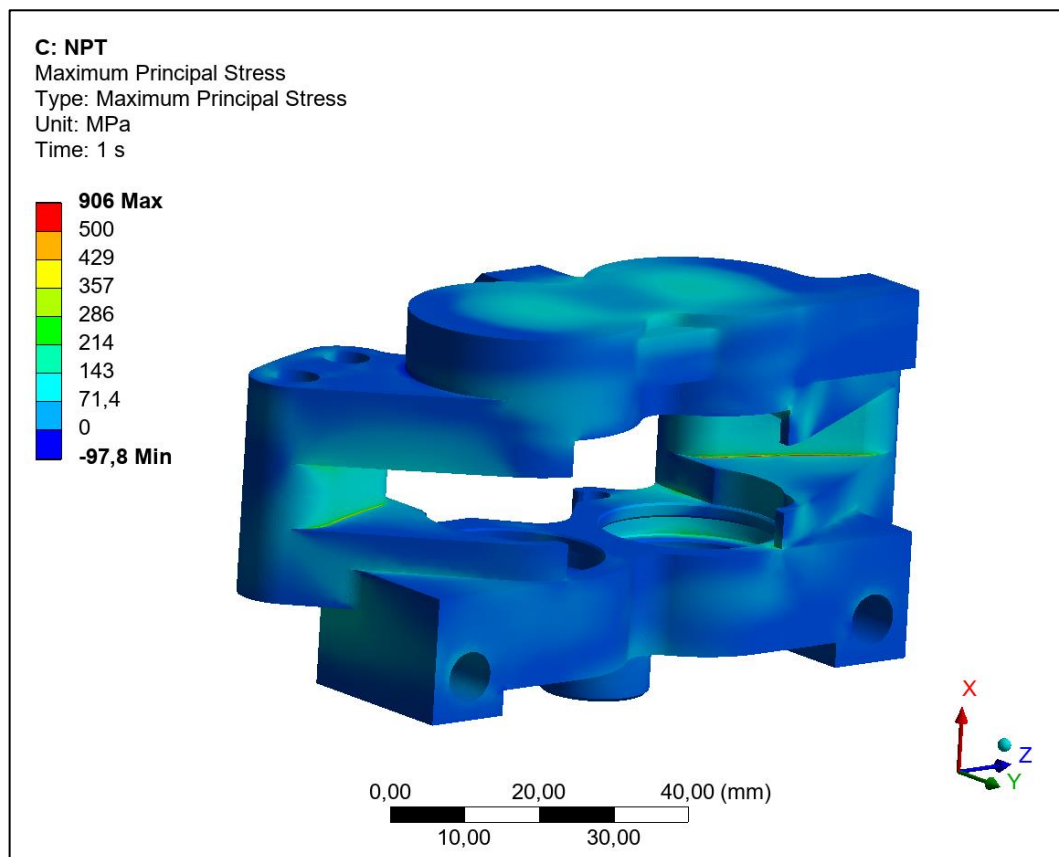
P6 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí PPK



P7 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí PZK



P8 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí NPK



P9 – První hlavní napětí a třetí hlavní napětí NZK

