



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH BRZDOVÉHO KOTOUČE FORMULE STUDENT

THE DESIGN OF FORMULA STUDENT BRAKE DISC

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Pavel Novosad

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Pavel Novosad
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.
Akademický rok:	2020/21

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

Návrh brzdového kotouče formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Brzdy vozidla jsou základním prvkem aktivní bezpečnosti vozidla, pro závodní stroje mají také klíčový význam z hlediska dosaženého času v soutěži. Požadavky na brzdové kotouče kotoučových brzd jsou velice náročné – dobrý součinitel tření ve spolupráci s brzdovou destičkou, teplotní odolnost, vysoká tuhost, nízká hmotnost, dobrá odolnost proti opotřebení apod.

Cíle bakalářské práce:

Analyzovat v současnosti používaná řešení kotoučových brzd se zaměřením na brzdové kotouče závodních vozidel.

Na základě zjednodušeného modelu vozidla, případně hydraulického systému brzd určit základní vstupy pro pozdější dimenzování brzdového kotouče.

Navrhnout nový brzdový kotouč vozidla formule Student týmu TU Brno Racing.

Provést napjatostní analýzu navrženého brzdového kotouče (uvážit vliv teplotního zatížení), případně upravit návrh brzdového kotouče.

Seznam doporučené literatury:

REIMPELL, Jornsens. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

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

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem brzdových kotoučů pro závodní monopost Formule Student Electric Dragon 2. Na základě rešerše jsou provedeny návrhy, které jsou podrobeny termální a napěťové analýze. Hlavní kritériem je udržení provozní teploty pro zaručenou funkčnost brzdného obložení při minimalizaci hmotnosti se zaručenou životností jedné závodní sezóny. Výsledný návrh je porovnán s provedením předchozích generací vozu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Brzdový kotouč, metoda konečných prvků, napěťová analýza, odvod tepla, Formule Student

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with Formula Student vehicle Electric Dragon 2 brake disc designs. Proposed designs underwent thermal and stress analysis based on relevant literature. The main criterion is keeping the disc temperature in the optimal operating window for brake pads while reducing weight. Durability of the discs is set to one racing season. Final design is compared to the previous one used in older generations of the vehicle.

KEYWORDS

Brake disc, finite element method, stress analysis, heat dissipation, Formula Student

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVOSAD, Pavel. *Návrh brzdového kotouče formule Student*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132283>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blaťák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....

Pavel Novosad

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval členům týmu TU Brno Racing, od kterých jsem získal spoustu nových poznatků, kteří mi vždy vstřícně poradili s řešením problémů a umožnili realizaci této práce.

Dále chci poděkovat rodině za podporu po celou dobu studia.

Závěrem bych poděkoval mému vedoucímu Ing. Ondřejovi Blatňákovi Ph.D. za odborné rady a vstřícný přístup při výběru tématu práce.

OBSAH

Úvod	11
1 Formule Student	12
1.1 Historie.....	12
1.2 Současnost	12
1.3 Pravidla	13
2 Třecí brzdy	14
2.1 Bubnová brzda	14
2.2 Kotoučová brzda	14
3 Typy brzdových kotoučů.....	15
3.1 Automobilové	15
3.1.1 Plné	15
3.1.2 S vnitřním chlazením.....	15
3.1.3 Drážkované.....	15
3.1.4 Vrtané	16
3.2 Motocyklové	17
3.2.1 Pevné	17
3.2.2 Plovoucí.....	18
4 Materiály brzdových kotoučů.....	20
4.1 Litina.....	20
4.2 Ocel.....	20
4.3 Vrstvená ocel	20
4.4 Hliníková slitina.....	20
4.5 Karbon-keramika	21
4.6 Karbon-karbon	22
5 Přenos tepla	23
5.1 Kondukce	23
5.2 Radiace.....	23
5.3 Konvekce	23
5.3.1 Ruční výpočet.....	24
5.3.2 Výpočet pomocí CFD.....	25
5.4 Přívod tepla třením.....	25
6 Konstrukční rozvaha	26
6.1 Brzdové kotouče ve formuli student	26
6.2 Okolní komponenty	27
6.2.1 Ráfky	27
6.2.2 Náboje.....	28
6.2.3 Unášecí čepy.....	28
6.2.4 Třmeny	28
6.2.5 Obložení	29
6.2.6 Kapalina.....	29
6.2.7 Náfuky	29
6.3 Druh kotouče.....	30

6.4	Vlastnosti materiálu.....	30
7	Stanovení zátěžných stavů.....	31
7.1	Vlastní zatížení součásti	31
7.1.1	Zastavení z vysoké rychlosti	31
7.1.2	Průměrný brzdný výkon při endurance	32
7.1.3	Brzdění před zatáčkou.....	33
7.1.4	Brzdění při jízdě vpřed.....	33
7.1.5	Brzdění při jízdě vzad	34
8	Konstrukční návrh	35
8.1	Volba počtu čepů.....	35
8.2	Tvar dosedacích ploch pro unašeč.....	35
8.3	Odlehčení.....	35
9	Analýza návrhu	37
9.1	Nastavení MKP analýzy	37
9.1.1	Volba vstupní geometrie	37
9.1.2	Nastavení sítě konečných prvků	37
9.1.3	Nastavení kontaktů.....	39
9.1.4	Nastavení okrajových podmínek.....	39
9.1.5	Volba řešiče.....	40
9.2	Výsledky analýzy	41
9.2.1	Průměrný brzdý výkon při endurance	41
9.2.2	Brzdění před zatáčkou.....	42
9.2.3	Zastavení z vysoké rychlosti	43
9.2.4	Brzdění při jízdě vpřed.....	44
9.2.5	Brzdění při jízdě vzad	46
9.3	Porovnání s předchozím návrhem	47
10	Výroba.....	50
	Závěr	51
	Seznam použitých zkratk a symbolů	56
	Seznam příloh.....	57

ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem brzdového kotouče pro závodní monopost týmu TU Brno Racing. Tento tým pravidelně již 11 let vyvíjí každý rok nový monopost se kterým soutěží v závodech Formula Student po Evropě.

Brzdy jako hlavní prvek aktivní bezpečnosti vozidla umožňují vozidlům bezpečně a opakovaně zastavovat tím, že přeměňují kinetickou energii na teplo. Stacionárně uchycené obložení je přitlačováno na pohybující se třecí plochu. Tím vzniká teplo, které je odváděno do okolí, a to především do vzduchu. [10]

Ve Formuli Student se stejně jako ve většině motorsportu využívá kotoučových brzd, zejména pro jejich nízkou hmotnost a schopnost efektivně odvádět teplo. Pro monopost Electric Dragon 2 bylo jak z výkonnostního, tak z finančního hlediska rozhodnuto o přechodu z 13“ pneumatik Continental na 10“ pneumatiky výrobce Hoosier. Toto přineslo nutnost změny disků, do kterých se nevešla stávající sestava brzd.

Brzdné kotouče byly považovány za předimenzované a byla na místě jejich aktualizace i při zachování stávajícího rozměru pneumatik. Nová verze pro Dragon X a Electric Dragon 1 zachovává stejné polohy uchycení brzdných třmenů a čepů na náboji. Vývoj verze kotoučů pro Electric Dragon 2 a budoucí generace probíhá simultánně s vývojem nových nábojů a nosičů kol, což mi umožňuje větší míru svobody při návrhu rozměrů.

1 FORMULE STUDENT

1.1 HISTORIE

Formula SAE (Society of Automotive Engineers) vznikla roku 1980 v University of Texas, Austin jako následovník zaniklé soutěže SAE Mini Indy, ve které univerzitní týmy závodily s vozidly o výkonu 5 hp na asfaltové trati. Formula SAE se v této době lišila především svými motory. Týmy mohly použít jakékoliv čtyřdobé motory včetně Wanklova. Omezení výkonu bylo provedeno kruhovým restriktorem o průměru jednoho palce (25,4 mm) na sání. [3]

První 4 roky byla soutěž organizována v prostorách University of Texas, Austin. Po 6 letech se začaly závody organizovat i mimo Texas. Roku 1991 vyjádřila svou podporu Formule SAE společnost General Motors a zorganizovala soutěž ve svých prostorách. Při zhlédnutí úspěchu této akce a schopnostech absolventů, kteří se při studiu této soutěže účastnili, zorganizovala závod roku 1992 společnost Ford. Další rok pořádala společnost Chrysler. Po vystřídání všech hlavních amerických výrobců automobilů bylo v roce 1994 založeno tzv Formula SAE konsorcium, které se skládalo ze 2 zástupců každé z těchto společností a jednoho zástupce SAE Educational Relations Division. Roku 1997 se účastnil první evropský tým, University of Leeds z Velké Británie. [3]

Roku 1998 vzniklo ve Velké Británii evropské odvětví FSAE nesoucí název Formula Student. V roce 2010 se všechna světová odvětví této soutěže spojily a vytvořila Formula World Council, který poprvé zasedal při závodech Formula Student Germany 2010. [3]

1.2 SOUČASNOST

V dnešní době je soutěž nejpobulárnější v Evropě, kde jsou do ní zapojeny nejen tisíce studentů vysokých škol, ale také stovky firem podporující tyto týmy, a to ať už finančně, poradenstvím, nebo výrobou.

Soutěž Formula Student Germany je neoficiálně uznáván jako mistrovství světa. Na závodním okruhu Formule 1 Hockenheimringu se jej účastní celkem 115 týmů, které až na několik nejlepších musí projít kvalifikací. Ta spočívá v online testu, kdy musí členové týmu rychle a správně odpovědět na otázky jak z oblasti pravidel Formule Student, tak z okruhů univerzitního studia. Obecně se jedná o test zaměřený na vědomosti studentů strojního zaměření, ale například pro vozidla s elektrickým pohonem cílí test na studenty elektrotechniky. Tato soutěž je celosvětově respektována a její pravidla jsou často vyžadována na všech soutěžích ve zbytku světa.

Korona virová epidemie postihla celý svět a jejímu dopadu se nevyhnula ani studentská formule. V roce 2020 byly zrušeny všechny závody. Tým TU Brno Racing se pravidelně účastní závodů FS Czech, FS East, FS Netherlands a FS Germany. V sezóně 2019 se se svým monopostem Dragon 9 (Obr. 1) umístil v celosvětovém žebříčku více než 500 vozidel se spalovacím motorem na 9. místě a v rámci Evropy na místě 3. [4]



Obrázek 1 Monopost Dragon 9 [5]

1.3 PRAVIDLA

Vozy Formule Student se dělí do 3 základních kategorií. Vozy s pohonem za pomoci spalovacího motoru (CV), vozy s elektrickým pohonem (EV) a vozy s autonomním řízením (DV). Hodnocení soutěží vychází jak z dynamických, tak statických disciplín s následujícím rozdělením maximálních počtů bodů: [6]

Tabulka 1 Bodové hodnocení disciplín Formula Student [6]

	CV & EV	DV
Static Events:		
Business Plan Presentation	75 points	75 points
Cost and Manufacturing	100 points	100 points
Engineering Design	150 points	300 points
Dynamic Events:		
Skid Pad	75 points	75 points
Acceleration	75 points	75 points
Autocross	100 points	100 points
Endurance	325 points	
Efficiency	100 points	75 points
Trackdrive		200 points
Overall	1000 points	1000 points

Řidič nesmí vlastnit závodní licenci. [6] Jedná se tedy o závody amatérů a je proto brán zřetel na bezpečnost vozidel. Většina pravidel se zaobírá bezpečností. Výkon motoru je uměle omezen na přibližně 80kW. Soutěž nemá minimální přípustnou hmotnost. Proto je cílem většiny týmů snížení hmotnosti každé komponenty, neboť je to nejnápadnější parametr ovlivňující rychlost vozidla.

2 TŘECÍ BRZDY

Brzdy slouží ke kontrolovanému snižování rychlosti vozidla, popřípadě k jeho úplnému zastavení. Brzdný účinek je buď regulovaný vlastní silou řidiče, nebo posilovačem brzdného tlaku. [11] V závodech Formule Student se kvůli minimalizaci hmotnosti vozidla využívá brzdové soustavy bez posilovače.

2.1 BUBNOVÁ BRZDA

Vnitřní bubnové brzdy mají dodnes uplatnění u osobních automobilů. Buben je pevně spojen s rotujícím kolem. Uvnitř bubnu se nachází nejčastěji dvě brzdové lamely (čelisti) opatřené třecím obložením. Každá čelist je na jednom konci kloubově uložena. Na druhém konci se nachází hydraulický píst, který při roztažení tiskne obložení čelisti na rotující buben. V závislosti na uspořádání kloubů a pístů se používají varianty Simplex, Duplex a Servo.

Tyto brzdy mají problém odvádět teplo, protože tření probíhá uvnitř uzavřeného prostoru. Vysoce výkonné bubnové brzdy mají velký průměr. Čím větší průměr, tím větší styčná plocha. Bubnové brzdy mají vysoký vnitřní silový převod, který snižuje velikost ovládací síly na pedálu, ale také silně nelineární závislost brzdného momentu na ovládací síle. V závislosti na uspořádání kloubů se u bubnových brzd často projevuje samočinný posilovací účinek, kdy brzdný moment na obložení zvyšuje přitlačnou sílu. Takováto konstrukce je silně ovlivněna deformací, tepelnou roztažností a měrou opotřebení obložení a při nevhodném návrhu může za vysokých teplot dosáhnout samosvornosti. Bubny jsou odlívány spolu s chladičem. U závodních vozidel měly bubny často maximální možnou velikost, která se vlezla do ráfku kola. Tím ovšem vzrůstá hmotnost.[10]

2.2 KOTOUČOVÁ BRZDA

Kotoučové brzdy mají v dnešní době uplatnění u většiny automobilů. Skládají se z rotujícího kotouče uchyceného k náboji kola a brzdného třmene uchyceného na těhlici. Uvnitř třmenu jsou uloženy vyměnitelné brzdové destičky s obložením. Součástí třmene jsou také hydraulické válce, které axiálně přitlačují brzdné destičky na čela rotujícího kotouče a díky tření přeměňují kinetickou energii na teplo. Vracení brzdových pístů do původní polohy při odbrzdění je zajištěno pružností těsnících kroužků. Ty udržují provozní vůli mezi kotoučem a obložením. Při této konstrukci je kotouč, nebo brzdový třmen často uložen axiálně plovoucí. Tím je zaručeno rovnoměrné rozložení tlaku na třecí ploše. Tyto brzdy zaručují díky otevřené konstrukci lepší odvod tepla a díky rovinným dosedacím plochám mají kotoučové brzdy lineární charakter nezávislý na teplotě, opotřebení a deformaci kotouče a obložení. [11]

3 TYPY BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

3.1 AUTOMOBILOVÉ

Automobilové kotouče se zpravidla vyznačují vysokou hmotností a objemem. V závislosti na použití a očekávaných dosahovaných teplotách mohou mít v pevnou, i plovoucí konstrukci. Tyto konstrukce budou více popsány u motocyklových kotoučů.

3.1.1 PLNÉ

Plné kotouče mají rovnou třecí plochu a nemají chladicí kanálky. Většinou jsou vyrobeny z litiny. Tato konstrukce je nejjednodušší a nejlevnější pro výrobu. V porovnání s jinými konstrukcemi odvádí malé množství tepla. Jsou používány zejména u lehkých a levných automobilů.

3.1.2 S VNITŘNÍM CHLAZENÍM

U valné většiny moderních automobilů jsou použity brzdné kotouče s vnitřním chlazením. (Obr. 2) Návrh se skládá ze dvou čel kotouče oddělených prostorem pro chladicí kanálky. Ty umožňují únik tepla zevnitř kotouče konvekcí. Celý rotující kotouč pak funguje jako radiální odstředivé dmychadlo. U závodních vozidel se většinou využívají kotouče se zahnutými chladicími kanálky. Tato konstrukce se liší pro pravou a levou stranu vozidla, což s sebou nese nárůst ceny a je důležité při montáži nezaměnit pravý a levý kotouč. Ve většině případů jsou kanálky vytvořeny při odlívání, nebo, v případě kompozitu, při lisování kotouče. Například u závodních vozů Formule 1 jsou však kanálky kvůli zvýšení chladicího výkonu nahrazeny přibližně tisícem radiálně vrtaných děr malého průměru. [7]



Obrázek 2 Varianty konstrukce kanálků vnitřního chlazení brzdových kotoučů [7]

3.1.3 DRÁŽKOVANÉ

Sportovní a závodní vozidla často využívají drážkované brzdné kotouče. (Obr. 3) Ty mají na čelních plochách vyfrézovány mělké drážky. Tyto drážky efektivně odvádí vodu, prach a plyny, které vznikají spalováním pryskyřice obsažené v brzdovém obložení při tření brzdných destiček o kotouč. Tím snižují vliv tzv. vadnutí, kdy vlivem vysokých teplot brzd drasticky poklesne brzdná síla. Drážky jsou frézovány zaobleným nástrojem tak, aby nezpůsobovaly silnou koncentraci napětí. Takovéto kotouče mají dlouhou životnost a nejsou náchylné na vznik trhlin. Drážky mohou mít různé tvary závisející zejména na patentu daného výrobce. [7]



Obrázek 3 Drážkovaný brzdový kotouč [7]

3.1.4 VRTANÉ

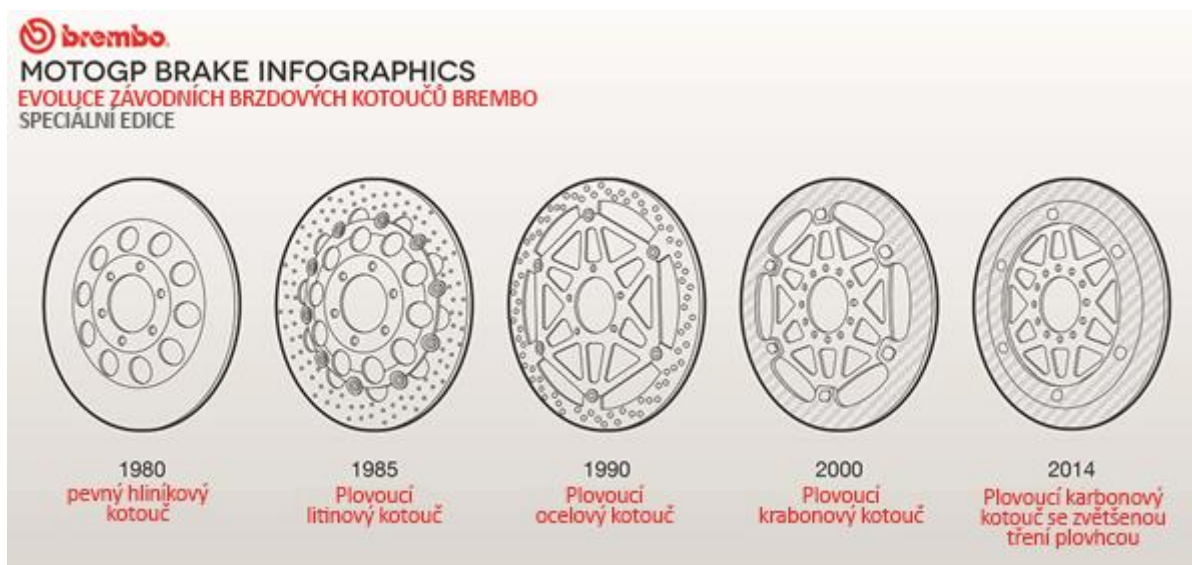
Na sportovních a závodních automobilech se především v minulosti využívalo děrovaných kotoučů (Obr. 4) umožňujících odvod prachu, plynů a vody z třecí plochy. Vyvrtané díry umožňují lepší odvod tepla, ale snižují hmotnost, a tedy i tepelnou kapacitu celého kotouče. Nevýhodou je koncentrace napětí na hranách děr a s tím spojená častá tvorba trhlin. Ačkoliv jsou vrtané kotouče často k vidění na výkonných sportovních automobilech, jedná se především o vzhledovou záležitost a jsou postupně nahrazovány drážkovanými kotouči, či kombinací obou technologií. [7]



Obrázek 4 Vrtaný brzdový kotouč [7]

3.2 MOTOCYKLOVÉ

Motocykly mají oproti automobilům řádově nižší hmotnost a s tím spojené hodnoty dosahované kinetické energie. Proto se až na výjimky velmi těžkých motocyklů nevyužívají kotouče s vnitřním chlazením. Na Obr. 5 lze vidět evoluce předních brzdových kotoučů v závodní sérii Moto GP.



Obrázek 5 Konstrukce předních brzdových kotoučů pro Moto GP [7]

Zejména u ocelových kotoučů se často využívá vrtaných a drážkovaných třecích ploch. Drážky v tomto případě prochází skrz celou tloušťku kotouče. Tím se dosahuje snížení hmotnosti a momentu setrvačnosti. Komplexní geometrie zároveň zvětšuje povrch kotouče a omezuje tvorbu „hot spotů“. Takovéto kotouče dokážou vlivem vířivosti okolního vzduchu odvádět více tepla. Na geometrii kotouče se často podílí návrhář estetické stránky motocyklu. Kotouče potom často mají vzhled charakteristický pro daného výrobce.

3.2.1 PEVNÉ

Pevné uchycení kotoučů je nejlevnější varianta konstrukce. Kotouč je z jednoho kusu a je pevně spojen s nábojem kola. Spojení je zpravidla provedeno šrouby. Obvykle je pevný kotouč použit v kombinaci s plovoucím třmenem. Takový třmen má pístky pouze na jedné straně a svou pozici vůči kotouči vymezuje posuvem na axiálně uložených čepech, kterými je uchycen k vidlici, či těhlici vozidla. [10] V případě tenkých kotoučů lze například na bicyklu využít pevný třmen. Vymezení polohy kotouče ve třmenu poté probíhá vyhnutím kotouče.

Vlivem ohřevu kotouč zvětšuje své rozměry. Pevné uchycení ve středu tento pohyb nedovoluje a vnáší do kotouče vysoké napětí. Napětí je jak v radiálním směru, což zvyšuje náchylnost na vznik trhlin, tak i v tangenciálním směru, což má tendenci kotouč zvlnit.

Dříve byly pevné kotouče používány ve valné většině případů. Dnes jsou používány na motocyklech dosahujících nižších rychlostí na předním kole a u většiny motocyklů na zadním kole. [7] U většiny automobilů jsou použity pevné kotouče. Zároveň se jedná o nejčastější typ uchycení kotoučů na bicyklech.

3.2.2 PLOVOUCÍ

Při plovoucím uchycení kotouče se sestava skládá z několika součástí. Unášec, který je zpravidla vyroben z hliníku a je pevně spojen s nábojem. Tvarem většinou připomíná pavučinu. Další součástí je věnec, o který tře brzdné obložení. Věnec je výrazně tepelně namáhán a bývá vyroben z odolnějších materiálů než unášec. Poslední částí jsou unášecí čepy. Ty zprostředkovávají přenos sil mezi věncem a unáščem. Při použití na silnici jsou čepy většinou rozkýtnuté a nelze je vyměnit. Mezi součástmi je vůle vymezená talířovou pružinou. To umožňuje axiální posun věnce a tím jeho vystředění vůči třmenům. Třmeny jsou v tomto případě pevně uchyceny. Tím se výrazně zvyšuje jejich tuhost a snižuje hmotnost oproti plovoucím třmenům. Mají hydraulické pístky z obou stran kotouče.



Obrázek 6 Plovoucí přední brzdové kotouče Ducati Panigale V2 [8]

U automobilů má unášec tvar kužele a je posunut vůči rovině kotouče. Obsahuje axiální čepy, na kterých se věnec může mírně pohybovat. [7]

V závislosti na náročnosti použití mohou být kotouče „semi-floating“ a „fully-flown“.

Semi-floating používá talířovou pružinu, která vymezuje axiální vůli. Díky tomu je konstrukce bezúdržbová a má tichý provoz. Nevýhodou je však malý, a ne zcela volný pohyb kotouče, což má za následek tření obložení o kotouč při jízdě.

Fully-flown konstrukce je využívána především u závodních motocyklů. Hlavní rozdíl oproti semi-floating čepům je absence talířové pružiny. Kotouč je na první pohled uchycen velmi volně. Lze s ním pohybovat až o několik milimetrů. Tato konstrukce vyžaduje pravidelnou údržbu a v nízkých rychlostech je velmi hlučná, protože kotouč při rotaci naráží do unášče. Tento hluk ale při dosažení vyšší rychlosti zmizí vlivem odstředivých sil. Obrovskou výhodou této konstrukce je naprostá volnost kotouče vůči třmenům a tím způsobená eliminace nežádáného tření obložení o kotouč při jízdě, což zvyšuje odpor vozidla v jízdě.

Plovoucí konstrukce umožňuje změnu rozměrů věnce vlivem tepelné roztažnosti. Toto výrazně snižuje napětí a téměř úplně zabraňuje zvlnění. Malý kontakt mezi věncem a unašečem omezuje přenos tepla kondukcí. Věncem je tedy dobře izolovaný a výrazně neovlivňuje okolními komponenty.

V dnešní době se plovoucí konstrukce využívá na předních kolech většiny motocyklů a téměř u všech sportovních a závodních automobilů.

4 MATERIÁLY BRZDOVÝCH KOTOUČŮ

V závislosti na použití jsou pro kotouče různých vozidel použity různé materiály. Ty se liší svou pevností, tepelnou odolností a hmotností. Brzdové kotouče závodních vozidel jsou vystavovány velkým tepelným cyklům a je snaha o minimalizaci hmotnosti.

4.1 LITINA

Nejdostupnější materiál pro brzdné kotouče je litina. Kotouče se skládají z jednoho, nebo dvou kusů. K nalezení jsou u většiny starších automobilů a v některých případech jsou i přes náchylnost na vysoké teploty použity u závodních vozidel. Jedná se o nejlevnější, ale také nejtěžší možnost. [7]



Obrázek 7 Litinové brzdové kotouče pro sportovní využití [7]

4.2 OCEL

Ocel má velké využití u závodních vozidel. Oproti litině jsou kotouče tenčí, lehčí a lépe snášejí vyšší teploty. Nevýhody jsou nízká životnost a tvárnost. Ačkoliv kotouče neprasknou, jsou náchylné na zvlnění způsobující hluk a nerovnoměrnou odezvu na pedálu. [7]

4.3 VRSTVENÁ OCEL

Vrstvení plátů oceli dohromady zvyšuje odolnost vůči zvlnění. Tato technologie výroby zaručuje delší životnost než obyčejná ocel. Jedná se o populární řešení u závodních vozů. Výrobci současně cílí pouze na profesionální jezdce a výroba je omezená. U běžných vozidel není tato technologie obvyklá.

4.4 HLINÍKOVÁ SLITINA

Hlavní výhody hliníkových slitin oproti oceli při použití na brzdném kotouči jsou nízká hmotnost, vysoká teplotní vodivost a vysoká tepelná kapacita. To umožňuje hliníkovým slitinám v porovnání s železnými kovy dobře snášet náhlé brzdění z vysoké rychlosti, kdy je potřeba akumulace energie do kotouče. Nevýhody ale zahrnují nižší pevnost, odolnost proti otěru a teplotu tání. Jejich využití je proto omezeno především na motocykly. Ty mají nižší hmotnost a kotouče jsou méně zatěžovány.

Společnost Shimano vyrábí brzdné kotouče sandwichové struktury určené pro silniční jízdní kola. (Obr. 8) Jádro kotouče je vyrobeno z hliníku, na třecích plochách brzdného obložení jsou přivařeny tenké pláty korozivzdorné oceli. Ta má výrazně větší odolnost vůči otěru než hliník. Díky nízké hustotě hliníku je možné z něj vytvořit další plochy, které slouží jako chladič. Takovéto kotouče mají vynikající schopnost udržení nízkých teplot jak při dlouhém klesání, tak při náhlém zastavení. [9] Nevýhodou tohoto řešení je ale krátká životnost, kdy se v ocelových plátech začnou tvořit trhliny a hrozí delaminace od hliníkového jádra. Výsledný produkt je tedy velmi populární u závodních jezdců, které neomezuje častá údržba a vyšší náklady, ale ne u široké veřejnosti.



Obrázek 8 Brzdový kotouč Shimano Ultegra Center Lock sandwichové konstrukce [9]

4.5 KARBON-KERAMIKA

Ve většině vrcholových závodních sérií se používají karbon-keramické brzdové kotouče. (Obr. 9) Jedná se o kompozitní materiál tvořený nastříhanými uhlíkovými vlákny v keramické matici. Takovýto kotouč disponuje vysokou tepelnou kapacitou při zachování nízké hmotnosti. Velmi dobře odolává teplotám až do výšky 1800 °C při zachování pevnosti. Výroba je extrémně nákladná, a to především kvůli nutnosti dlouhého slinování pro dosažení kvality a pevnosti. Tento materiál se vykazuje podstatně vyšší životností než kovy a kotouče z něj vyrobené produkují minimální množství prachu. [7]



Obrázek 9 Karbon-keramický brzdový kotouč Porsche Panamera [7]

Ceny karbon-keramických kotoučů se pohybují v řádech desítek až stovek tisíc korun za kus. Jsou běžně dostupné u exotických sportovních vozidel od výrobců jako je Ferrari, Porsche a Koenigsegg.

4.6 KARBON-KARBON

Kompozitní materiál skládající se z uhlíkových vláken uchycených v grafitové matici se vyznačuje hustotou přibližně 1800 kg/m^3 . Jedná se tedy o extrémně lehký materiál. Dosahuje pevnosti až 700 MPa . Brzdové obložení je vyrobeno ze stejného materiálu jako kotouče a optimální teplotní rozmezí pro požadovanou hodnotu součinitele smykového tření je 350 až $1000 \text{ }^\circ\text{C}$. V závodní sérii Formule 1 se používají od roku 1976. Oproti karbon-keramice mají extrémně krátkou životnost v řádu několika set kilometrů.[7] Podobně jako karbon-keramika je i tento materiál při výrobě podroben několikanásobnému slinování v peci. To zvyšuje výrobní náklady výrobky z něj vyrobené jsou extrémně nákladné. Mimo brzdových kotoučů má tento materiál uplatnění v aplikacích, kde je vyžadována vysoká tepelná odolnost a rozměrová stálost. [13]



Obrázek 10 Karbon-karbon kotouče Formule 1 [7]

5 PŘENOS TEPLA

Brzdy odvádí teplo zářením a konvekcí. Záření se uplatňuje zejména ve vysokých teplotách, zatímco konvekce funguje i při teplotách nižších. Zároveň je teplo vedeno v kotouči a skrz unášecí čepy ohřívá náboj a s ním spojené součásti. Poté fungují všechny komponenty jako chladiče.

5.1 KONDUKCE

Kondukcce popisuje přenos tepla skrz pevné látky a tekutiny vlivem teplotního gradientu. Popisuje ji Fourierův Zákon (1). [15]

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad (1)$$

Kondukcce má hlavní uplatnění v okamžiku brzdění. Jedná se často o nejrychlejší mechanismus přenosu tepla a projevuje se jeho rozváděním po objemu kotouče, čímž zabraňuje lokálnímu přehřívání povrchu třecí plochy.

Konvekce je důležitý typ přenosu tepla, protože se jí přenáší teplo do brzdové kapaliny, což může způsobit její var a s tím spojenou ztrátu schopnosti zastavit vozidlo. Pro kompletní analýzu ohřátí brzdové kapaliny je potřeba znalost tepelné vodivosti brzdového obložení. Tuto hodnotu výrobce veřejně neposkytuje [7]. Proto je při návrhu snaha zamezit dlouhodobé překročení doporučeného teplotního okna pro obložení.

5.2 RADIACE

Při radiaci je teplo přenášeno pomocí elektromagnetického záření. Intenzita radiace je přímo úměrná čtvrté mocnině rozdílů teplot, jak říká Stefan-Boltzmannův zákon (2). [15]

$$\dot{q} = \sigma_0 \cdot \epsilon \cdot (T^4 - T_\infty^4) \quad (2)$$

Vliv radiace se projevuje především za vysokých teplot nad 450 °C a velmi rychle zmizí po jejich snížení. Radiace funguje především na vnějších površích kotouče. Což snižuje její význam u kotoučů s vnitřním chlazením. Emisivita je závislá na materiálu a kvalitě povrchu. Matné materiály zpravidla dosahují vyšších hodnot než lesklé. Její hodnoty na vozidle nejsou měřeny a volí se tabulkové hodnoty.

Tabulka 2 Okrajové podmínky pro výpočet přenosu tepla radiací

Broušená nerezová ocel	ϵ_{ST}	0,59
Eloxovaný hliník	ϵ_{Al}	0,77
Teplota okolí	T_0	40 °C

5.3 KONVEKCE

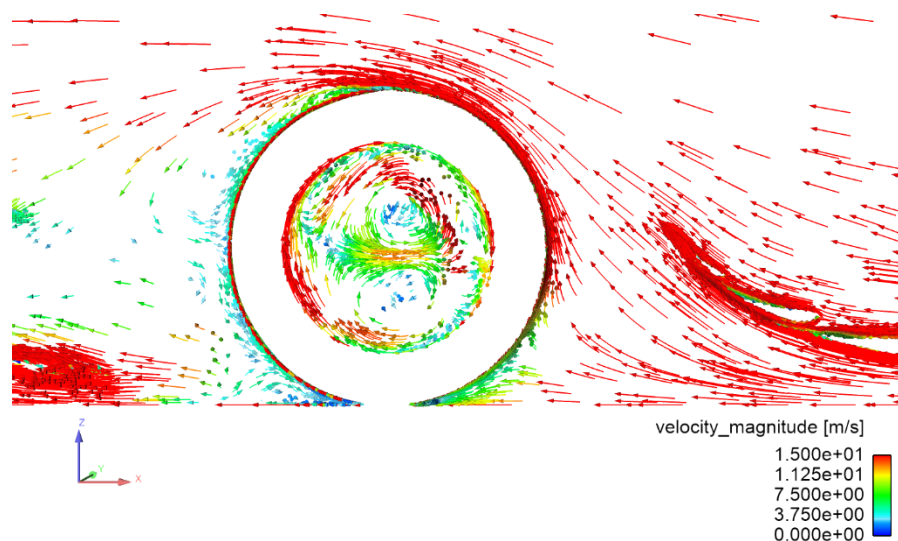
Konvekce je pro chlazení brzdových kotoučů nejvýraznější typ přenosu tepla. Jedná se o přenos tepla vlivem pohybu tekutiny, která přijímá a odvádí teplo. Je popsána vztahem č. 3.

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_W - T_\infty) \quad (3)$$

Konvekci lze dělit na dva typy, přirozenou a nucenou. Přirozená konvekce je způsobena prouděním vztlakových sil, kdy tekutina o vyšší teplotě má nižší hustotu a stoupá vzhůru. [15] Takováto situace nastává v klidové poloze vozidla například po zastavení. Hodnoty součinitele přestupu tepla přirozené konvekce dosahují ve vzduchu hodnot 1-5 W/m²/K. Pokud je externím mechanismem dodávána rychlost tekutině obtékající těleso, jedná se o nucenou konvekci. Může to být ventilátor, čerpadlo, nebo rotace disku a pohyb vozidla. Při jízdě se tedy jedná o nucenou konvekci. Ta je podstatně výraznější se součinitelem přestupu tepla 2-1000 W/m²/K a využívají ji zejména kotouče s vnitřním chlazením.

5.3.1 RUČNÍ VÝPOČET

Odvod tepla konvekci závisí na mnoha faktorech, a proto je velmi obtížné jej stanovit přesně. Pro stanovení součinitele přenosu tepla při nucené konvekci využívám výsledků aerodynamických simulací vozidla Dragon X viz Obr. 11.



Obrázek 11 Vizualizace proudění vzduchu v okolí předního kola Dragon X

Z těchto simulací vyčtu hodnoty Reynoldsova podobnostního čísla v prostorách brzdného kotouče (5). Pomocí Prandtlova čísla pro vzduch (6) a konstant pro proudění podél roviny z tabulky 3 dokážu dopočítat Nusseltovo číslo, které lze přepočítat na součinitel přestupu tepla. (4) Pro hodnoty Re mezi dvěma intervaly je použita lineární interpolace.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = C_{Nu} \cdot Re^{m_{Nu}} \cdot Pr^{n_{Nu}} \quad (4)$$

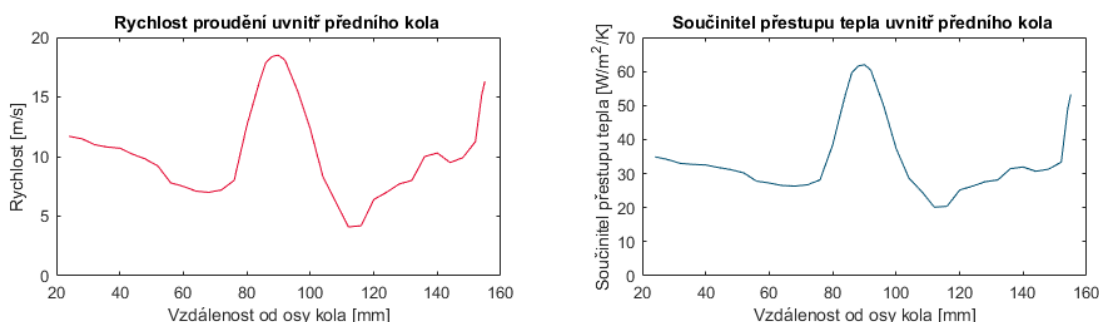
$$Re = \frac{w \cdot L}{\vartheta} \quad (5)$$

$$Pr = \frac{\vartheta}{a} \quad (6)$$

Tabulka 3 Konstanty pro výpočet Nusseltova čísla proudění podél ploché desky [25]

Charakter proudění:	C_{Nu}	m_{Nu}	n_{Nu}
Laminární (Re < 100 000)	0,664	0,5	0,33
Turbulentní (Re > 500 000)	0,037	0,8	0,33

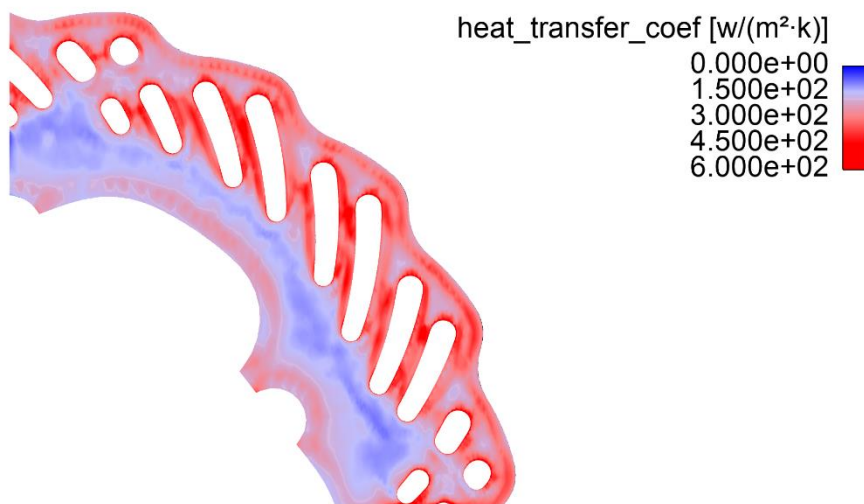
Hodnoty součinitele přestupu tepla vypočteny touto metodou lze vidět v Obr. 12 vpravo. Zdají se nereálně nízké a nebudou proto použity do analýzy. Toto je pravděpodobně zaviněno složitostí geometrie kotouče a mírou vířivosti okolního proudění.



Obrázek 12 Průběh rychlosti proudění vzduchu uvnitř ráfku kola v závislosti od osy rotace

5.3.2 VÝPOČET POMOCÍ CFD

Pro analýzu velikosti součinitele přestupu tepla byl použit CFD software Ansys Fluent. Byl vytvořen detailní model vnitřního prostoru kola. Okrajové podmínky pro ráfek a náboj byly rotující stěny o úhlové rychlosti odpovídající rychlosti vozidla 60 km/h. Pro sání vzduchu byla použita kruhová plocha na vnitřní straně kola, kdy průměr této plochy byl stanoven o 4 cm menší, než vnitřní průměr ráfku a vstupní rychlost vzduchu byla převzata ze simulace celého vozidla. Viz P1. Jako odvod vzduchu bylo stanoveno mezikruží o tloušťce 2 cm přiléhající na vnitřní průměr ráfku. Toto nastavení se snaží přiblížit skutečnému proudění, kdy je vzduch vlivem odstředivých sil odváděn od osy kola. Výsledné hodnoty získané tímto výpočtem (Obr. 13) se zdají reálné a byly použity pro analýzu.



Obrázek 13 Součinitel přestupu tepla na kotouči dle CFD

5.4 PŘÍVOD TEPLA TŘENÍM

Kinetická energie je přeměňována na teplo třením. Třecí síla závisí na normálovém tlaku, který považují pro účely simulace na celé dosedací ploše brzdového obložení za konstantní. Považují proto i třecí sílu za konstantní. Hustotu tepelného toku lze proto považovat za lineárně rostoucí se vzdáleností od osy rotace. Zároveň však lineárně roste obvod opsané kružnice. Geometrii třecích ploch považují za natolik uniformní v závislosti na vzdálenosti od osy, že se vliv těchto dvou lineárních závislostí vyruší. Do simulace považují hodnotu měrného tepelného toku za konstantní na celém mezikruží, kam dosedá obložení.

6 KONSTRUKČNÍ ROZVAHA

6.1 BRZDOVÉ KOTOUČE VE FORMULI STUDENT

Pravidla Formule Student nijak neomezují konstrukci brzdných kotoučů. [6] Jelikož Formule Student nemá minimální přípustnou hmotnost vozidla, je snahou minimalizovat hmotnost každé komponenty, a tím vozidla jako celku. U brzdových kotoučů je to obzvláště důležité, jelikož se jedná o rotující komponenty velmi vzdálené od těžiště vozidla, které jsou součástí neodpružené hmoty. Jejich hmotnost tedy výrazně ovlivňuje moment setrvačnosti celého vozu.



Obrázek 14 Konstrukční řešení brzdového kotouče týmu TU Graz Racing [16]

Brzdové kotouče používané týmy Formule Student zpravidla vycházejí z motocyklových kotoučů. Používané jsou jak plovoucí, tak pevně uchycené konstrukce. V závislosti na konstrukci těhlice jsou na vnitřním průměru většinou uchyceny k náboji. Viz Obr 14. Toto uspořádání může poté využít sériově dostupných brzdných třmenů.

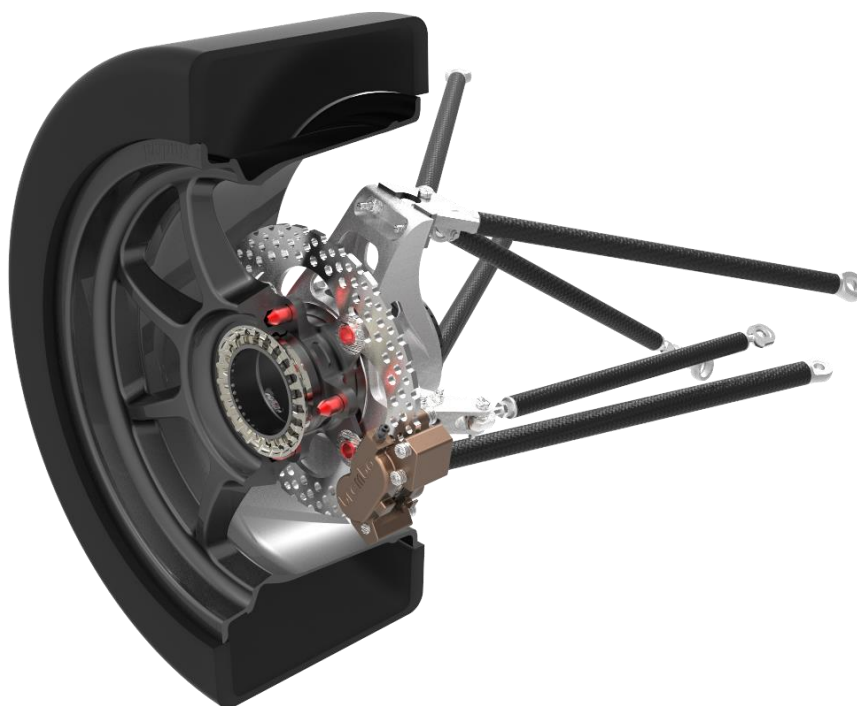


Obrázek 15 Hubless konstrukce týmu TU Delft [17]

Některé týmy využívají tzv. hubless způsob uchycení kola (Obr. 15), kdy je odstraněn náboj a ráfek kola je upraven tak, aby jej bylo možné spojit s ložiskem. Součástí těhlice je poté velké ložisko vlastního návrhu. Toto uspořádání vyžaduje uchycení kotouče na vnějším obvodě. Brzdný třmen musí být v takovém případě uchycen zevnitř a je navrhnout na míru pro dané vozidlo. [18]

6.2 OKOLNÍ KOMPONENTY

Brzdový kotouč je umístěn uvnitř kola mezi ráfkem a těhlicí. Je na něm nasunut třmen a je nutno zajistit plovoucí uložení kotouče, a tedy prostor pro brzdové čepy. Je snaha minimalizovat velikost celé sestavy kola (Obr. 16), a tedy přiblížit všechny součásti, čímž se sníží ohybový moment na nábor a s ním spojené deformace. Brzdy ale do sestavy vnášejí velké množství tepla a pro zachování správné funkce všech součástí je nutno zachovat jeho dostatečný obvod.



Obrázek 16 Zástavba předního kola vozidla Dragon X

6.2.1 RÁFKY

Pro vůz Electric Dragon 2 bylo rozhodnuto o přechodu z 13“ rozměru pneumatik na 10“. Ukazuje se, že pneumatiky vyráběné na tento rozměr disponují lepšími vlastnostmi a TU Brno Racing je jeden z posledních týmů, který provádí tento přechod. Bude se jednat o náhradu pneumatik výrobce Continental za Hoosier.



Obrázek 17 Disky O.Z Racing FSAE 7x10 z hořčíkové slitiny použity na ED2 [19]

Následkem této změny je přechod na 10“ ráfky firmy OZ Racing. (Obr. 17) Ráfky jsou vyrobeny z hořčíkové slitiny a každý má hmotnost přibližně 1,6 kg. K těmto ráfkům je dostupná také výkresová dokumentace vnitřního prostoru a dosedacích ploch pro náboj. Firma OZ Racing předepisuje minimální přípustné vůle vůči obvodu kola a paprskům. [19] Tímto je tedy omezen maximální průměr brzdového kotouče.

6.2.2 NÁBOJE

Vlivem přechodu na nové ráfky je nutno navrhnout nové náboje. Náboje budou vyrobeny z vysokopevnostní hliníkové slitiny. Budou celkově menší, než předešlé a využijí 2 menší kuličková ložiska. Předpoklad nových nábojů umožňuje svobodu při návrhu geometrie uchycení kotouče. V náboji bude lepidlem Loctite EA 9492 [26] uchycen ocelový prstenec souřící pro snímání pozice a rychlosti rotace kola. Toto lepidlo je náchylné na teploty vyšší, než 95°C. Bude tedy snaha zamezit přílišnému ohřátí náboje.

6.2.3 UNÁŠECÍ ČEPY

Plovoucí konstrukce kotouče je uchycena na několika čepech. Ty mají radiální vůli přibližně desetinu milimetru kvůli axiálnímu pohybu o 1 milimetr větší délku, než je tloušťka kotouče. Čepy jsou vyrobeny z hliníkové slitiny EN AW-7075 T6 s eloxovaným povrchem. Zajišťují jediný kontakt kotouče s nábojem a je skrze ně vedeno teplo.

Jelikož je unášec pevnou částí náboje kola, je nutností rozebíratelný spoj mezi nábojem a kotoučem. Brzdové čepy jsou tedy vyměnitelné a mají tvar dutého válce s osazením na jedné straně. Na druhé straně se nachází drážka pro pojistný kroužek, který drží na místě talířovou pružinu vymezující polohu čepu.

6.2.4 TŘMENY

Vůz Electric Dragon 2 je druhé vozidlo v pořadí v brzděném systému od společnosti Brembo. Jedná se o dvoudílné pevně uchycené dvou a čtyř-pístové třmeny, (Obr. 18) které jsou běžně používány na zadním kole v závodních sériích Moto2 a Moto3. Uchycení třmenů je axiální. Jedná se o spíše zastaralou technologii, která neposkytuje takovou tuhost jako radiální uchycení. Tuto nevýhodu však převyšuje nízká hmotnost, které lze konkurovat pouze vlastním návrhem. Ten je plánovaný v následujících letech.

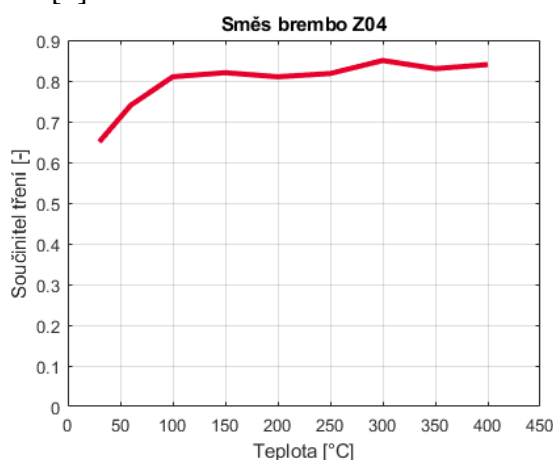


Obrázek 18 Brzdový třmen Brembo P4-24 použit na ED2 [7]

Třmeny jsou používány s karbon-karbonovými (Obr. 9), nebo ocelovými kotouči. Jejich omezení je minimální tloušťka kotouče. Kotouče Formule Student jsou menší tloušťky než předepisuje výrobce Brembo. Třmeny jsou proto modifikovány pro zaručení funkčnosti i při našem použití. [7]

6.2.5 OBLOŽENÍ

Brzdové obložení využívá směs poskytovanou výrobcem Brembo s označením Z04. Jedná se o metalickou (sintrovanou) brzdovou směs. Obložení je vyráběno lisováním kovového prášku za vysokých teplot. Je určena primárně na závodní okruh v kombinaci s ocelovými brzdovými kotouči. Pracovní okno teploty kotouče pro tuto směs je od 100 °C do přibližně 400 °C viz Obr. 19. V tomto rozmezí dosahuje koeficientu smykového tření 0,8. Mezi nevýhody patří vysoká cena a větší opotřebení brzdových kotoučů. Tato směs je využívána v závodních sériích MotoGP, Moto2 a World Super Bike Championship. Pro sintrované obložení se nedoporučuje překročit měrný tlak 3 MPa.[7]



Obrázek 19 Charakteristika směsi obložení Brembo Z04 [7]

6.2.6 KAPALINA

Pro monopost Electric Dragon 2 bude použita brzdová kapalina Brembo HTC 64T určená pro vrcholový motorsport. Jejimi hlavními přednostmi jsou vysoký suchý bod varu 335 °C a nejnižší stlačitelnost ze současně veřejně dostupných brzdových kapalin. Tato kapalina nemá hodnocení DOT a není doporučována pro silniční provoz. Je silně hydrofilní a pro zachování jejich vlastností je tedy nutná její pravidelná výměna. Své využití nachází mimo jiné v závodní sérii Formule 1. [7]

6.2.7 NÁFUKY

Vlivem menšího ráfku a nutnosti zmenšení všech komponent včetně brzdových kotoučů je předpokládána menší schopnost odvádět teplo. Na základě termálních simulací bude určeno, zda je nutné konstruovat náfuky zaručující lepší proudění vzduchu v prostoru kola kvůli odvodu tepla. Nutnost použití náfuků je předpokládána pouze na přední nápravě. Simulace budou probíhat bez náfuků.

6.3 DRUH KOTOUČE

Z důvodu pevně uchycených třmenů využije Electric Dragon 2 plovoucí uchycení kotoučů. Ty budou děrované s geometrií optimalizovanou pro minimalizaci hmotnosti při zachování bezpečnosti. Pro správnou funkci obložení je nutno brát ohled na maximální měrný tlak 3 MPa při dosednutí obložení ke třecí ploše. Děrování zvýší povrch kotouče a mělo by zaručit dostatečný odvod tepla do okolí bez přílišného ohřívání nábojů.

6.4 VLASTNOSTI MATERIÁLU

Pro kotouče byla zvolena martenzitická nerezavějící ořezuvzdorná ocel dle ČSN 17023(EN 1.4028), která byla použita již v minulosti. Tento materiál se osvědčil jako dostatečně pevný a nikdy nevykazoval známky nadměrné deformace, tvorby trhlin, ani otěru. Pro mechanické vlastnosti za zvýšených teplot je uvažován podobný materiál ČSN 17021(EN 1.4021). [13]

Tabulka 4 Vybrané vlastnosti oceli EN 1.4028 [13]

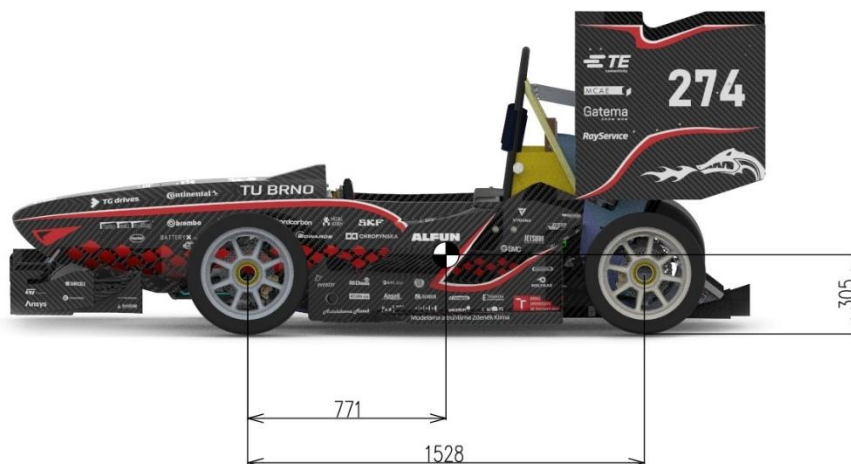
Označení ČSN (EN)	17 023 (1.4028)
Mez pevnosti (Rm) při 20 °C	930 MPa
Mez pevnosti (Rm) při 400 °C	593 MPa
Mez kluzu (Re) při 20 °C	730 MPa
Mez kluzu (Re) při 400 °C	468 MPa
Tvrdość (HRB)	95
Mez únavy (σ_C)	400 MPa
Youngův modul pružnosti (E)	190 GPa
Maximální provozní teplota	760 °C
Měrná tepelná kapacita (c)	480 J/kg/K
Tepelná vodivost	30 W/m/K
Teplotní roztažnost	11 $\mu\text{m}/\text{m}/\text{K}$
Hustota	7700 kg/m^3

7 STANOVENÍ ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Určení zátěžných stavů je základním parametrem pro konstrukční návrh. Zátěžné stavy by měly obsáhnout všechny typy zatížení, jímž bude součást vystavována, a to včetně těch méně očekávaných. Tím se pokouším zajistit správnou funkčnost součásti po celou dobu jejího provozu.

Jelikož je vozidlo Electric Dragon 2 plánováno pro sezónu 2022, tak je pouze v prvotních fázích vývoje. Nejsou známy jeho parametry jeho hmotnosti, polohy těžiště, ani aerodynamické vlastnosti. Proto jsou pro výpočty použity parametry vozidla Dragon X. (Obr. 20)

Pro brzdové kotouče byly určeny zátěžné stavy jednorázové zastavení, průměrné brzdění v průběhu závodu, brzdění před zatáčkou, brzdění při jízdě vpřed a brzdění při hodinách, či jízdě vzad. Hodnoty sil a tepelných toků pro tyto stavy jsou vypočítány na základě teorie přenosu hmotnosti, kdy se moment těžiště vozidla vyrovnává nerovnoměrností normálových sil na jednotlivých pneumatikách. Míra přenosu hmotnosti je závislá na výšce těžiště, rozvoru náprav a velikosti dosahovaného zpomalení. Tyto hodnoty jsou vyčtené z CAD modelu vozidla. Hodnota velikosti dosažitelného zrychlení pochází z dataloggeru vozidla během testování. Nadále je započítán aerodynamický přítlak v závislosti na rychlosti, jehož návrh zajistila sekce aerodynamiky. Zároveň je uvažováno s poklesem koeficientu tření v závislosti na zatěžující síle, což je základní charakteristikou vyčtenou z modelu pneumatiky poskytnutého společností Continental. [12]



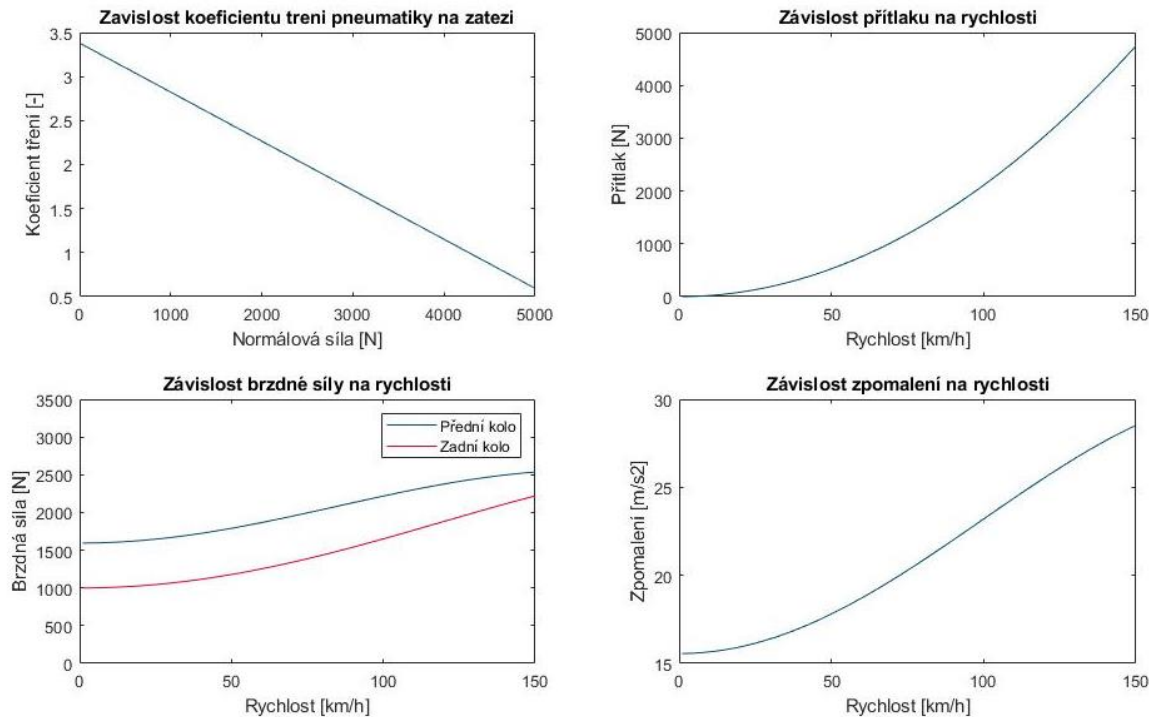
Obrázek 20 Poloha těžiště vozidla Dragon X [5]

7.1 VLASTNÍ ZATÍŽENÍ SOUČÁSTI

7.1.1 ZASTAVENÍ Z VYSOKÉ RYCHLOSTI

Zastavení z rychlosti 100 km/h je tepelně nejnáročnější simulace. Nenastává v průběhu závodu, ale jedná se o krajní situaci, kdy je potřeba nouzově zabrzdit a je potřeba se moci spolehnout na brzdy.

Pro výpočet kinetické energie pohybujícího se vozidla byla určena redukovaná hmotnost zahrnující hmotnost vozidla, řidiče a vlivy energie rotujících těles. Ze zjednodušeného modelu vozidla je určen průběh zpomalení v čase. Brzdné výkony byly rozpočítány mezi nápravy na základě rozvážení brzdících sil. [2]



Obrázek 21 Brzdě vlastnosti vozidla Dragon X

7.1.2 PRŮMĚRNÝ BRZDNÝ VÝKON PŘI ENDURANCE

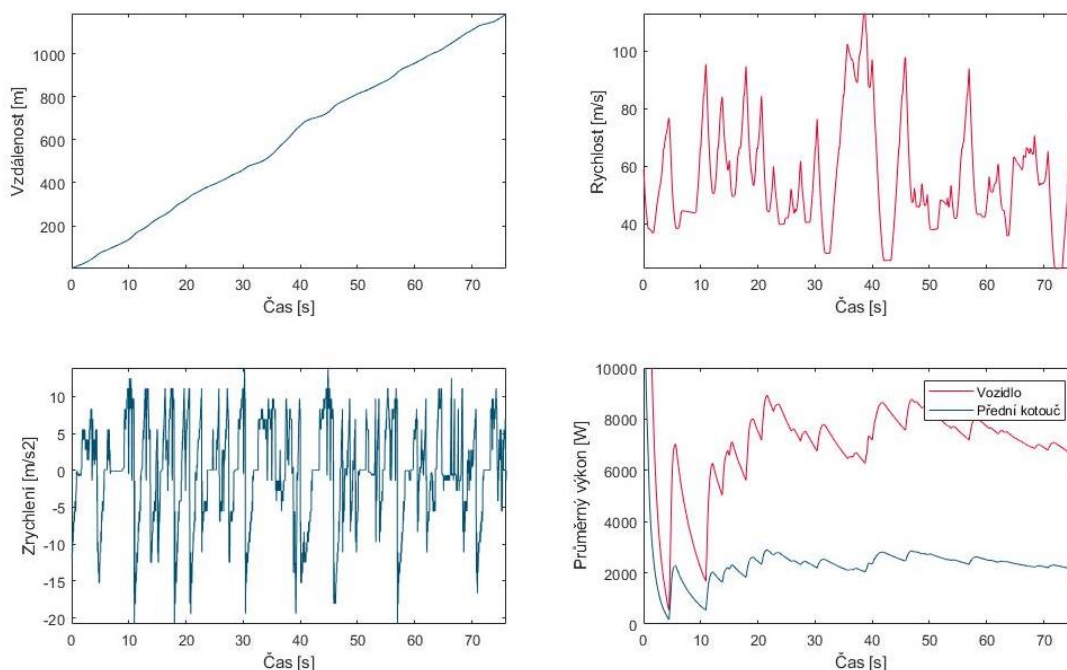
VÝPOČET ZE SPOTŘEBY PALIVA

Spalovací motor vozidla Dragon X je poháněn palivem E85. Při endurance závodě je monitorována jeho spotřeba. Ze znalosti výhřevnosti paliva, termické účinnosti motoru a účinnosti hnacího ústrojí lze určit průměrný výkon motoru v průběhu závodu. [20] Zároveň je telemetrie předchozího vozidla určena průměrná druhá mocnina rychlosti. Z hodnot součinitele odporu vzduchu a čelní plochy vozidla je poté možné určit ztráty způsobené odporem vzduchu. Z hmotnosti a součinitele valivého odporu lze aproximovat ztráty způsobené odvalováním pneumatik. Hodnoty odporů jsou odečteny od užitečné energie získané z paliva, čímž lze zjistit přibližné množství energie, které je v průběhu závodu vneseno do brzdových kotoučů. Viz. P2. Dle tohoto výpočtu je přední brzdový kotouč během endurance zatížen průměrně 1895 W.

VÝPOČET DLE TELEMETRIE

Pro výpočet průměrného výkonu motoru bylo využito dat z telemetrie při disciplíně autocross. (Obr. 22) Byly zaznamenány hodnoty podélného zrychlení v průběhu jednoho kola. Z těch byly vyčleněny všechny záporné hodnoty, které byly následně numericky integrovány. Za využití redukované hmotnosti a druhého Newtonova pohybového zákona byla určena průměrná síla způsobující zpomalení. Ta byla následně přepočítána na průměrný výkon. Od toho se podle stejného způsobu jako u výpočtu ze spotřeby paliva odečetl odpor vzduchu a valivý odpor.

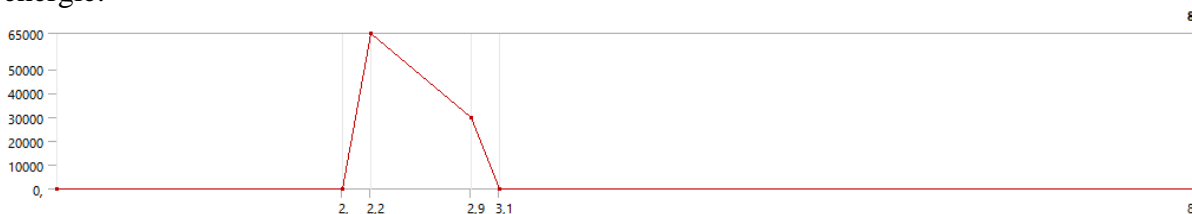
Podle výpočtu z dat telemetrie je průměrný tepelný tok do předního brzdového kotouče roven 1986 W. Tato hodnota je blízká hodnotě vypočtené ze spotřeby paliva. Hodnota je tedy považována za správnou a bude použita v simulacích.



Obrázek 22 Telemetrie vozu Dragon 9 při FSG autocross

7.1.3 BRZDĚNÍ PŘED ZATÁČKOU

Pro co nejpřesnější napodobení podmínek při závodě bude simulováno brzdění před zatáčkou. Vozidlo pojedí po rovině, kde zrychlí na 100 km/h. Následně zpomalí na rychlost 50 km/h. Vlivem druhé mocniny rychlosti při výpočtu kinetické energie tak vozidlo ztratí 75 % své energie.



Obrázek 23 Časový průběh tepelného toku při simulaci brzdění před zatáčkou

Na počátku mají kotouče rozložení teplot vycházející z výsledků simulace průměrného brzdného výkonu při endurance. Následuje dvou sekundový interval, nulového tepelného toku. Tím se simuluje zrychlování na rovině před zatáčkou. Následně během 0,2 sekundy začnou brzdy vyvíjet maximální výkon. Ten postupně díky snížení rychlosti vozidla klesá na polovinu. Poté během 0,2 sekundy klesne na nulu. Následně kotouče pouze chladnou.

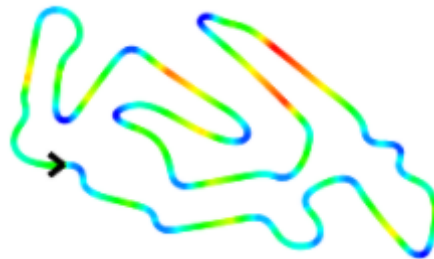
7.1.4 BRZDĚNÍ PŘI JÍZDĚ VPŘED

Vzhledem k rychlostem dosahovaných při závodech formule student jsou zátěžné stavy počítány pro rychlost 100 km/h. Chování vozidla se považuje za dokonalé a zátěžné síly odpovídají brzdění na dokonalé hranici trakce, kterou jsou pneumatiky schopny poskytnout.

Vlivem přenosu hmotnosti, rozložení hmotnosti a aerodynamického přítlaku přenáší přední náprava přibližně 65 % brzdného výkonu. Při návrhu zadních kotoučů je uvažováno zatížení bez přenosu hmotnosti. Díky vysoké tuhosti podvozku vozidla působí tento stav jen velmi krátkou dobu a není uvažován pro únavovou pevnost.

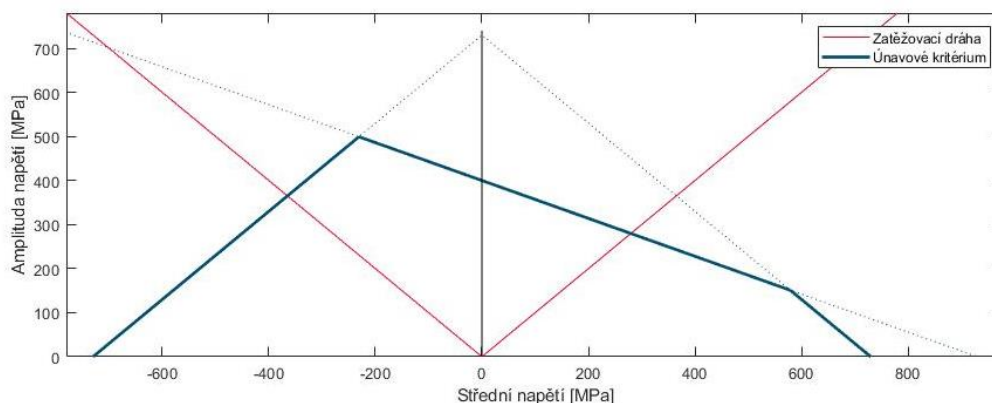
ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Závodní sezóna odpovídá přibližně 700 km. Průměrná trať formule student má brzdou zónu každých 65 metrů. Pro optimální zastavení z rychlosti 100 km/h je vyžadováno přibližně 14 otáček kol a tedy 14 zátěžných cyklů pro brzdné kotouče. Z toho vyplývá, že kotouč bude dimenzován na 150 000 cyklů.



Obrázek 24 Rychlostní profil trati Formula Student Germany [18]

Vlivem poklesu aerodynamického přítlaku kvůli snížení rychlosti nebudou cykly rovnocenné a zatížení bude postupně klesat. Zároveň nebude vozidlo pravidelně brzdit z plné rychlosti až do zastavení. Skutečné brzdné manévry budou podstatně kratšího trvání. Pro účely simulace uvažujeme všechny cykly za rovnocenné, a to odpovídající prvnímu, tedy nejnáročnějšímu cyklu při optimálním brzdění v rychlosti 100 km/h.



Obrázek 25 Diagram modifikovaného Goodmanova únavového kritéria za pokojové teploty s uvažovanou zatěžovací dráhou při 20 °C.

Reálně se jedná o nesymetrický pulzující zatěžovací cyklus, ale pro účely simulace je uvažován míjivý cyklus. Ten předpokládá, že napětí osciluje z nuly do maximální hodnoty. Pro stanovení únavové životnosti byla použita modifikovaná varianta Goodmanova únavového kritéria pro materiál o teplotě 400 °C. (Obr. 25)

7.1.5 BRZDĚNÍ PŘI JÍZDĚ VZAD

Brzdění při jízdě vzad je výjimečný jev, u kterého je nutno uvažovat obrácený směr působících sil. Zpomalení je uvažováno nižší než u dopředného brzdění. Přenos hmotnosti je v tomto případě na zadní nápravu. A zadní brzdy zodpovídají za více, než 50 % brzdících sil. Při zatěžování není uvažován přenos hmotnosti. Jedná se tedy o velikost síly okamžitě po sešlápnutí brzdového pedálu. Toto zatížení na přední nápravě rychle poklesne na nižší hodnotu. Jelikož se jedná o výjimečný stav, není třeba uvažovat únavové porušení.

8 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Výsledný návrh kotouče musí splňovat požadavky na bezpečnost vzhledem k napětí při všech zátěžných stavech a držet se v optimálním operačním okně teplot pro použité brzdové obložení. Teplota kotouče nesmí nikdy překročit maximální přípustnou hodnotu pro zachování mechanických charakteristik použité oceli.

8.1 VOLBA POČTU ČEPŮ

Kvůli snížení napětí bylo namísto čtyřech brzdových čepů použito čepů pět. Zvýšila se tím tuhost celé konstrukce, což má za následek rovnoměrnější rozložení napětí. Zároveň se tím zkrátilo rameno třecí síly vyvolávající ohybový moment. Nevýhoda je zvýšení hmotnosti náboje, který musí mít pět ramen unašeče. Jelikož však náboj není namáhaný teplotními gradienty, je možné minimalizovat jeho velikost. Je vyroben z vysokopevnostní hliníkové slitiny a má přibližně třetinovou hustotu oproti oceli kotouče.

8.2 TVAR DOSEDACÍCH PLOCH PRO UNAŠEČ

Většina brzdových kotoučů má dosedací plochy pro unašeč ve tvaru kružnice kolem středu otáčení, nebo tečny této kružnice. Takováto konstrukce způsobuje koncentraci napětí, kdy se roh kotouče zatlačuje do brzdového čepu. Kvůli eliminaci tohoto problému se často používají lícované plochy, kde se přímo opírá kotouč o unašeč. Tato konstrukce je charakteristická větším přenosem tepla do náboje. Hlavním důvodem, proč však není použita jsou předchozí problémy s třením brzd za jízdy. Celý věnec brzdového kotouče je navržen tak, aby seděl pouze na plovoucích čepech a nemohl se nikde zachytit.

Kotouče Electric Dragon 2 používají rovné plochy skloněné proti směru rotace. Díky tomu se kontaktní bod nachází na válcové ploše a je tím podstatně snížena velikost smykového napětí. Tato geometrie musí být kopírovaná i na unašeči. Jelikož je unašeč částí náboje, budou se náboje na pravé a levé straně vozidla lišit. Ačkoliv má tato změna za následek nárůst ceny, umožňuje to každý náboj dimenzovat pouze ve směru rotace, kterým bude namáhan za jízdy.

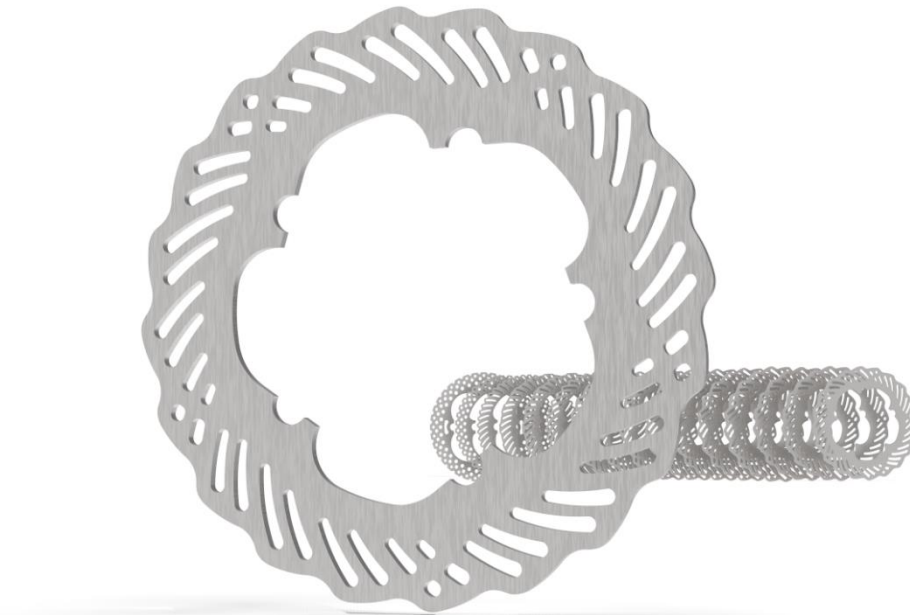
8.3 ODLEHČENÍ

Volba správné geometrie je nejkomplexnější částí konstrukce brzdového kotouče. Tvar, rozměry, počet a rozmístění chladících otvorů ovlivňuje hmotnost, moment setrvačnosti a tepelnou kapacitu kotouče. Zároveň ovlivňují i gradienty rozvodu tepla kondukcí. V závislosti na ploše kotouče ovlivňují odvod tepla radiací a mají zásadní vliv na proudění okolního vzduchu a tím i charakteristiky odvodu tepla konvekcí. Každý otvor představuje oslabení tělesa a koncentrátor napětí. Je nutno rozvrhnout otvory tak, aby nebyl překonán maximální přípustný měrný tlak brzdového obložení. Zároveň se jedná o estetický prvek.

Pro vůz Formule Student byly zvolené rozšiřující se drážky o trajektorii části spirály ve směru dopředné rotace kola. Tento směr paprsků snižuje rameno ohybového momentu od třecí síly. Paprsky mají střídavě jinou tloušťku pro redukci napětí na vnější průměru kotouče. Toto uspořádání se na základě výsledků MKP simulací jeví jako nejvýhodnější pro zachování nízké hodnoty redukovaného napětí. Zároveň bylo použito 5 opačně orientovaných výztuží pro zaručení funkce kotouče v krajním případě brzdění při jízdě vzad.

Chladicí drážky se nachází na dosedacích plochách pro brzdové obložení. Zrychluje se tím odvod tepla. Na vnitřním průměru kotouče je plný materiál. Ten zajišťuje dostatečnou tuhost

kotouče při minimálním omezení chladicího výkonu. Z MKP simulací vyplývá, že vnější průměr kotouče je nepodstatný z hlediska napětí. Proto byl upraven na profilovaný, což umožnilo úběr materiálu ve velké vzdálenosti od osy a s tím spojené snížení momentu setrvačnosti součásti.



Obrázek 26 Výsledný návrh brzdného kotouče ED2 a jeho iterace

Pro optimalizovanou geometrii (Obr. 26) bylo nastavením tloušťky dosaženo žádaných hodnot napětí a teploty. Tloušťka je nejjednodušší způsob regulace hmotnosti součásti.

Tabulka 5 Vybrané vlastnosti kotouče

Průměr	186 mm
Tloušťka	4,0 mm
Hmotnost	311 g
Moment setrvačnosti	1,764 kg/m ²
Povrch	34171 mm ²

9 ANALÝZA NÁVRHU

Byla provedena analýza kotouče z hlediska napětí pro zachování únavové pevnosti alespoň jedné závodní sezóny a z hlediska teploty. Teplota je porovnávána s daty brzdového obložení tak, aby byla zachována jeho správná funkce. Při analýze není brán ohled na úbytek materiálu vlivem otěru, ani možnost varu brzdové kapaliny. Tyto simulace se totiž ukazují jako nerealizovatelné bez provedení experimentálních měření pro zjištění materiálových charakteristik brzdového obložení a odolnosti oceli kotouče vůči otěru.

9.1 NASTAVENÍ MKP ANALÝZY

9.1.1 VOLBA VSTUPNÍ GEOMETRIE

Simulace jsou prováděny na trojrozměrných modelech vytvořených v prostředí PTC Creo 5 a následně upraveny pro potřeby simulace v prostředí ANSYS SpaceClaim. Úpravy obsahují především tvorbu obrysů a ploch na které jsou aplikovány okrajové podmínky, jako například obrysy brzdového obložení.

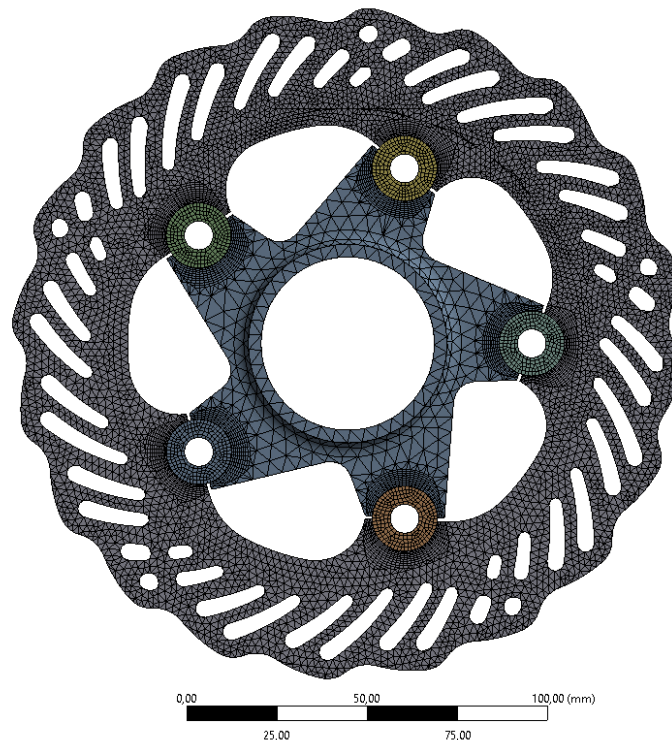
Za účelem zachování celkové tuhosti sestavy jsou zahrnuty i součásti s nimiž je kotouč ve styku. Sestava tedy obsahuje kotouč, náboj a čepy. Čepy mají pro účely pravidelnějšího síťování zjednodušený tvar. Jsou to duté válce s osazením na jednom konci. Náhrada náboje je vytvořena na základě předešlého modelu. Zachycuje předpokládaný tvar budoucího náboje vozu Electric Dragon 2.

9.1.2 NASTAVENÍ SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ

Správně nastavená síť konečných prvků je důležitým parametrem pro dosažení přesných výsledků. Síť by měla být pravidelná a obecně platí, že jemná síť lépe reprezentuje tuhost skutečného tělesa a poskytuje přesnější výsledky. Má to ale za následek nárůst výpočtového času. [24] Síť je optimalizována tak, aby v místech s vysokým gradientem napětí, nebo teploty byla dostatečně jemná, ale přitom neměla příliš vysoký počet prvků v místech, kde nejsou potřeba.

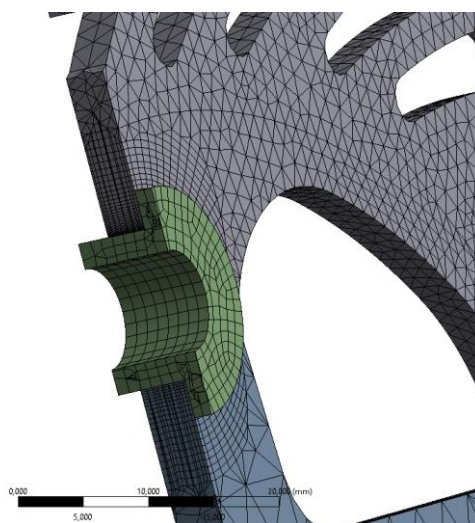
Tabulka 6 Nastavení sítě konečných prvků

Typ prvku	Solid
Velikost prvku – Kotouč	2 mm
Lokální velikost prvku – Kotouč	0,8 mm
Velikost prvku – Náboj	4 mm
Velikost prvku – Čep	1 mm
Počet prvků	212 253
Počet uzlů	521 899



Obrázek 27 Síť konečných prvků pro analýzu kotouče

Všechny součásti v analýze mají tenkostěnný charakter. Proto byl při volbě globální velikosti prvků pro jednotlivá tělesa brán ohled na to, aby po jejich tloušťce vždy vystupovaly alespoň 2 prvky. Je to důležitá podmínka pro udržení dostatečné přesnosti simulace. Vlivem kondukce tepla jsou kontakty mezi tělesy náchylné k chybám. Proto jsou na věnci i náboji použity funkce inflation, které v okolí čepů vytvoří pravidelnou jemnou prvkovou síť. Ze stejného důvodu mají jemnou síť nastaveny i kontaktní plochy. Toto výrazně prodlužuje výpočtovou dobu, ale je to nutný krok snižující chybu. Podle výsledků první simulace byly určeny kritická místa s vysokou koncentrací napětí. V těchto oblastech byla síť zjemněna.



Obrázek 28 Detail sítě konečných prvků v okolí čepu

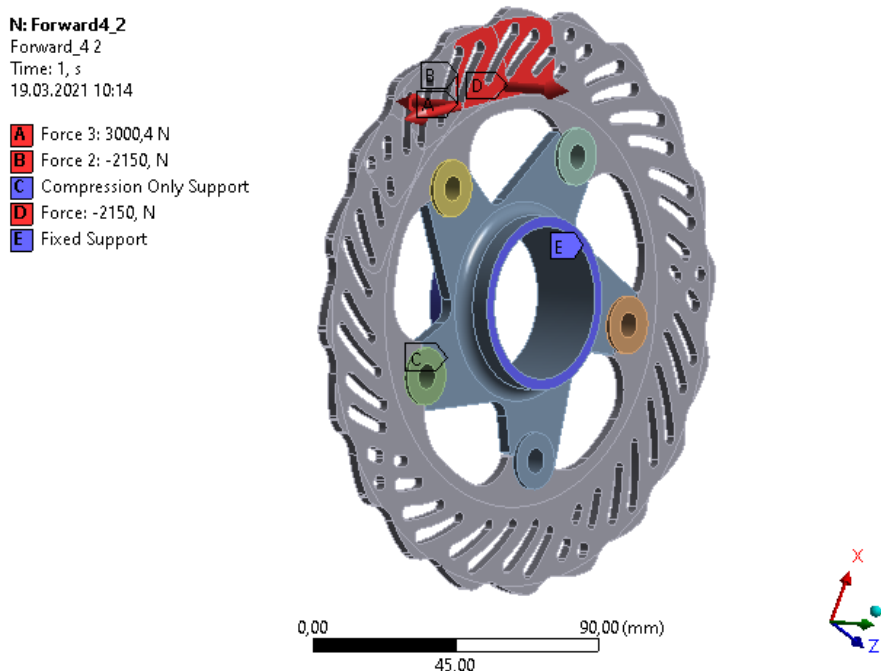
9.1.3 NASTAVENÍ KONTAKTŮ

Ukazuje se, že rozložení napjatosti v kotouči je silně závislé na tuhosti celé sestavy. Je proto důležité zachovat správný charakter deformace. Zejména čepy musí být deformovatelné umožňovat oddělení od ostatních součástí.

Při tvorbě plovoucí konstrukce uchycení kotouče byly na válcové plochy čepů použity nelineární vazby frictionless. Ty umožňují vzájemný posun i vzdálení součástí. Neuvažují s třením a jsou oproti vazbám frictional méně početně náročné. Na čelní plochy čepů byly použity vazby no separation. Jedná se o lineární vazbu povolující vzájemný skluz součástí.

9.1.4 NASTAVENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Pohyb sestavy byl zamezen vazbou fixed v místě uchycení náboje v ráfku kola a compression only support, která nahrazuje ložisko v těhlici. Kotouč je zatížen hodnotami sil stanovených dle kapitoly 7. Síly působí na plochu odpovídající okamžité styčné ploše brzdových destiček, zatímco tepelný tok působí na mezikruží dotyku brzdových destiček při rotaci. Kontrola napětí probíhá v krocích při otočení kotouče o 18 stupňů. Tato velikost kroku byla zhodnocena dostatečně přesná pro zachování věrohodnosti analýzy.



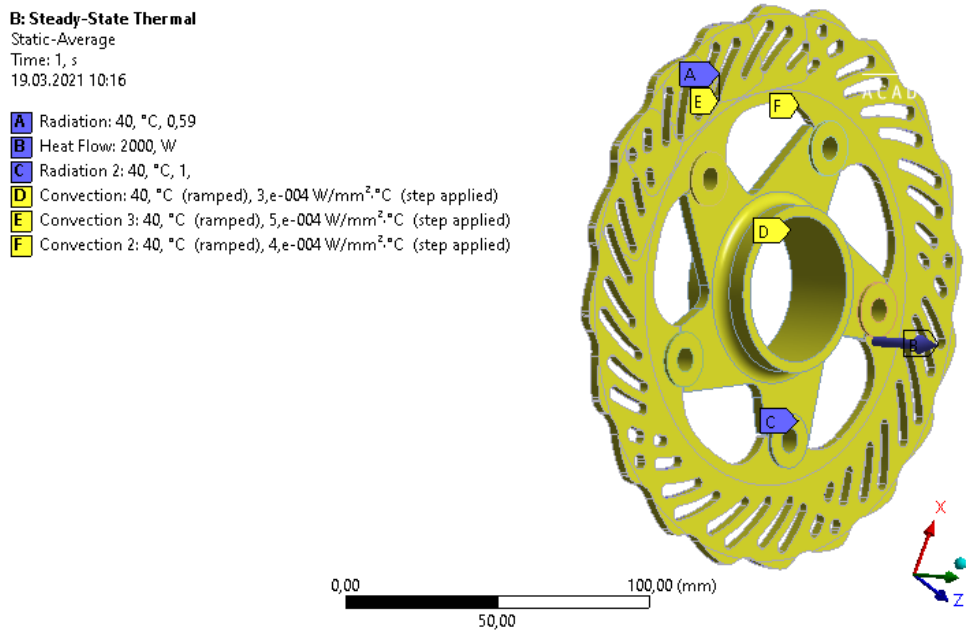
Obrázek 29 Okrajové podmínky napěťové analýzy

Pro každou součást bylo nastaveno chování na základě charakteristik skutečného materiálu. Jednalo se především o Youngův modul pružnosti, Poissonův poměr, tepelnou vodivost, měrnou tepelnou kapacitu a součinitel tepelné roztažnosti. V závislosti na typu úpravy povrchu byly zvoleny hodnoty emisivity jednotlivých součástí.

Tabulka 7 Povrchové úpravy a emisivity součástí [15]

Kotouč	Broušená nerezová ocel	0,59
Náboj	Eloxovaný hliník	1
Čepy	Eloxovaný hliník	1

Na základě výsledků CFD simulace a z nich vypočítaných hodnot součinitele přestupu tepla se zvolily 3 hodnoty, které byly přiřazeny jednotlivým plochám v závislosti na jejich vzdálenosti od osy rotace kola.



Obrázek 30 Okrajové podmínky termální analýzy

9.1.5 VOLBA ŘEŠIČE

Analýza proběhne ručně, nebo za využití softwaru ANSYS Workbench. Toto prostředí nabízí přístup k mnoha řešičům metodou konečných prvků, kdy každý je zaměřený na určitý typ inženýrských úloh. Využity budou moduly pro řešení termálních a napěťových analýz. Výsledky termálních analýz budou následně použity jako zatížení v napěťových analýzách.

Tabulka 8 Použité moduly prostředí Ansys Workbench

Průměrný brzdňý výkon při endurance	Static thermal
Brzdění před zatáčkou	Transient thermal
Zastavení z vysoké rychlosti	Transient thermal
Brzdění při jízdě vpřed	Static structural
Brzdění při jízdě vzad	Static structural

Transient řešiče pracují s konečným časem a dokážou zobrazit časový průběh zkoumaných veličin. Tento postup je časově náročný, protože v závislosti na rychlosti změn daných veličin je pro zachování malé chyby nutno provádět více simulací. Static řešiče považují čas za nekonečný a vyhledávají energeticky nejvýhodnější stav. Teoreticky je to takový stav, do kterého se soustava dostane v nekonečném čase. Výhodou statických řešičů v případě lineárních úloh je nutnost pouze jednoho výpočtu. V případě nelineárních úloh probíhá výpočet iteračně do doby, než klesne chyba na požadovanou velikost.

9.2 VÝSLEDKY ANALÝZY

9.2.1 PRŮMĚRNÝ BRZDNÝ VÝKON PŘI ENDURANCE

D: Endurance average

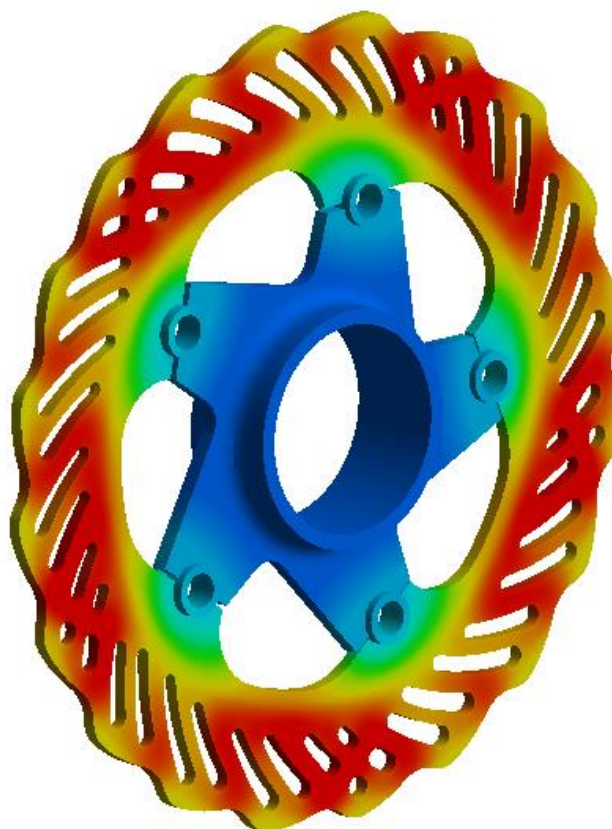
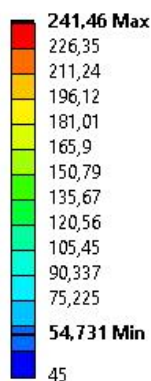
Temperature

Type: Temperature

Unit: °C

Time: 1

01.05.2021 18:22



Obrázek 31 Výsledek MKP analýzy průměrného brzdného výkonu

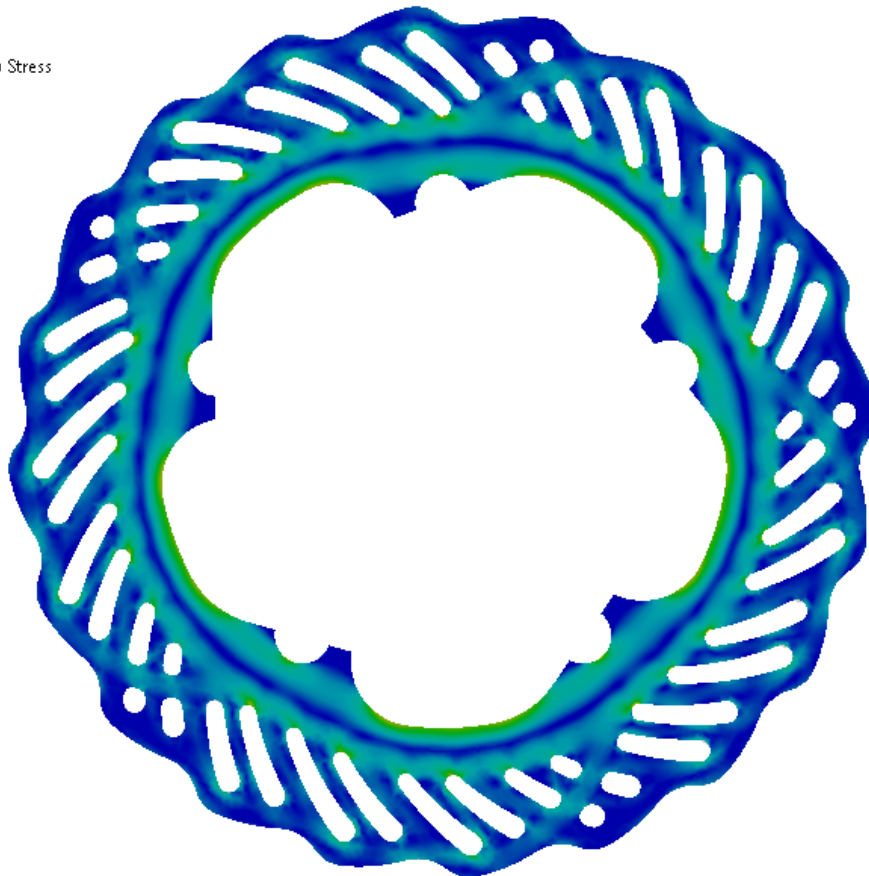
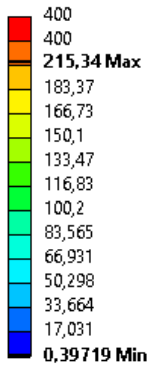
Průměrná maximální teplota předních brzdných kotoučů v průběhu závodu by dle simulací měla být přibližně 242 °C. Jedná se o velmi uspokojivý výsledek. Tato hodnota je důležitá, protože během závodu teplota kolísá. Nízká průměrná teplota poskytuje dostatečný prostor pro její nárůst v případě brzdění.

HODNOTY POUŽITY PRO NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

Pro účely napěťových analýz jsou využity výsledky průměrné teploty při endurance, kdy je hodnota tepelného toku 1,6krát vyšší než hodnota vypočtená. Tato hodnota byla zvolena jako dostatečně bezpečná pro zaručenou funkčnost součásti, při zachování nízké hmotnosti. Simuluje se tím selhání zadního brzdového okruhu, kdy přední náprava přenáší 100 % brzdného účinku.

M: Static Heat

Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 01.05.2021 18:41

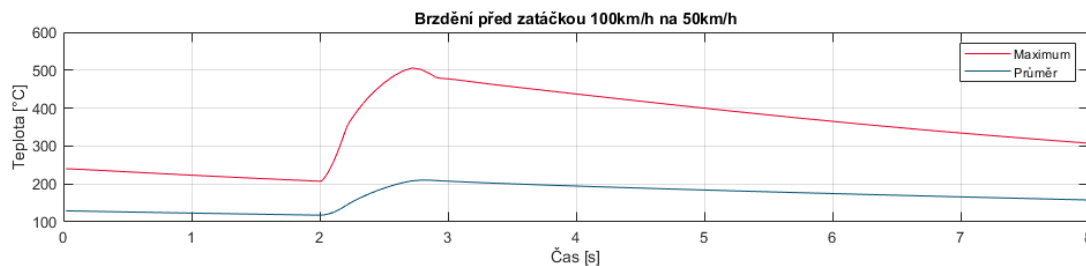


Obrázek 32 Napětí způsobené teplotními gradienty při průměrném brzděném výkonu

Ukazuje se, že gradient teplot je důležitým faktorem při vyhodnocování napětí v kotouči. Je proto snaha jej minimalizovat. Toho lze docílit eliminací teplotních uzlů. Tedy velkých nepřerušovaných objemů zahřívajícího materiálu. Vlivem příměsí chromu a niklu má použitá nerezová ocel nízkou hodnotu tepelné vodivosti. Ta je hlavní příčinou vzniku teplotního gradientu.

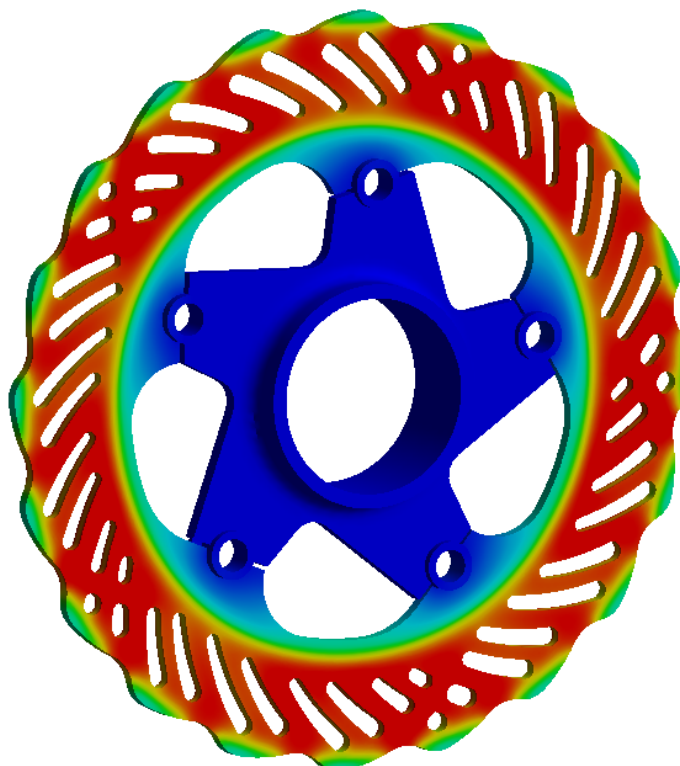
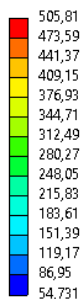
9.2.2 BRZDĚNÍ PŘED ZATÁČKOU

Při zátěžném stavu brzdění před zatáčkou stoupla teplota na 505 °C. Z této teploty klesne do optimálního operačního okna brzdového obložení přibližně za 2,1 sekundy. Při této teplotě nehrozí u slinovaného brzdového obložení vadnutí brzd způsobené vznikem plynů na brzděné ploše.



Obrázek 33 Časový průběh teploty při brzdění před zatáčkou

E: Braking midrace
 Temperature
 Type: Temperature
 Unit: °C
 Time: 2,718
 Custom
 Max: 505,81
 Min: 54,731
 02.05.2021 22:51



Obrázek 34 Nejvyšší dosažená teplota přibrzdění před zatáčkou

9.2.3 ZASTAVENÍ Z VYSOKÉ RYCHLOSTI

RUČNÍ VÝPOČET

Při situaci brzdění z vysoké rychlosti lze zanedbat odvod tepla z kotouče a předpokládat akumulaci veškerého tepla do kotoučů. Toto teplo je vlivem kondukce rozváděno po objemu kotouče. [11] Díky plovoucí konstrukci je ale omezeno vedení tepla do unašeče.

$$Q = c_p \cdot m \cdot \Delta T \quad (7)$$

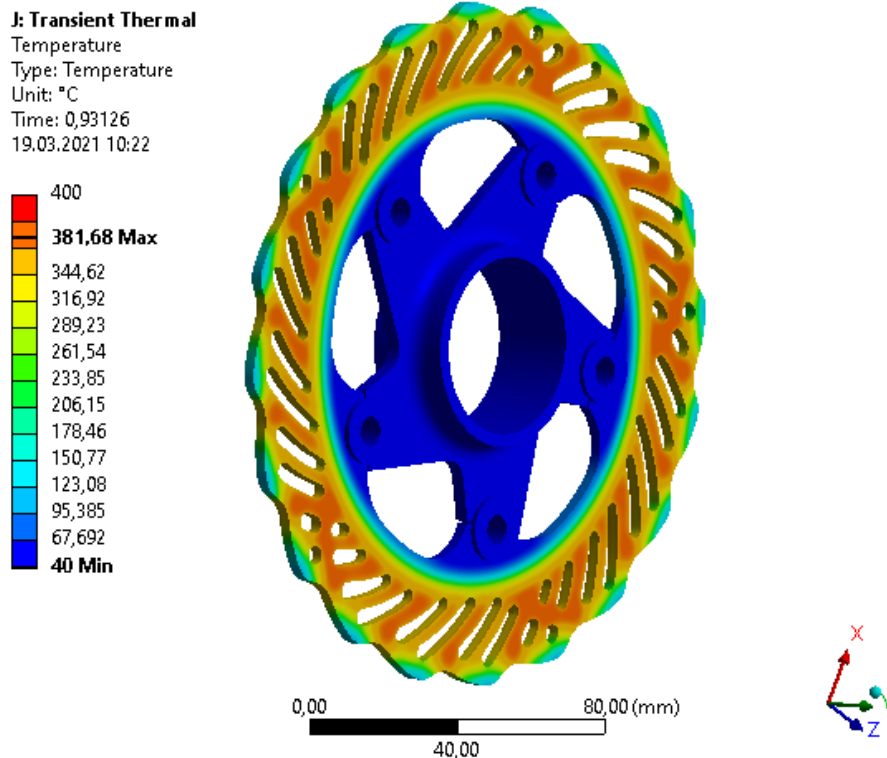
Ze znalosti kinetické energie pohybujícího se vozidla, materiálových charakteristik a rozvážení brzdných sil můžeme pomocí kalorimetrické rovnice aproximovat maximální nárůst teploty při zastavení. V případě že dimenzujeme na hraniční hodnotu teploty pro zachování optimální funkčnosti obložení, můžeme vztah upravit tak, abychom obdrželi nejnižší teoreticky možnou hmotnost věnce brzdného kotouče.

Tabulka 9 Vstupní parametry a výsledky analýzy ručním výpočtem

Rychlost (v)	100 km/h
Kinetická energie (E_k)	128,6 kJ
Rozvážení přední – zadní	60-40
Nárůst teploty (ΔT)	360 °C
Minimální hmotnost přední	223 g
Minimální hmotnost zadní	149 g

MKP ANALÝZA

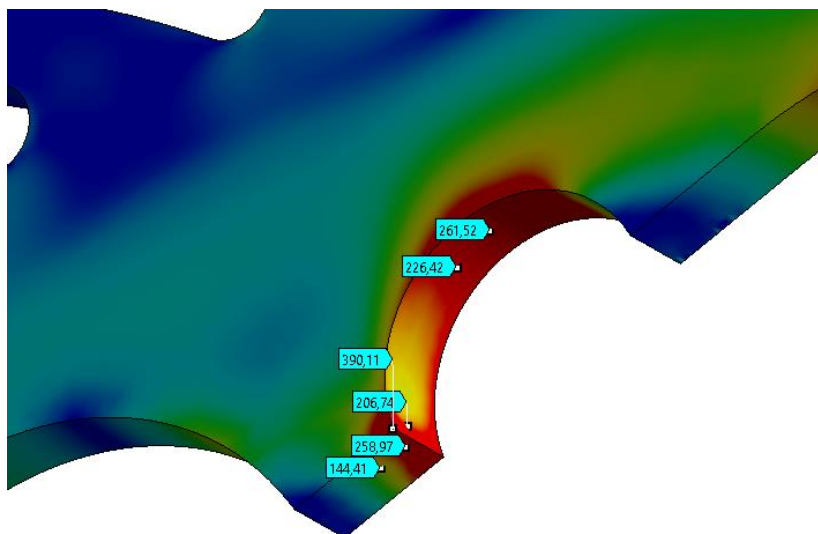
Při simulaci jednorázového zastavení z rychlosti 100 km/h se brzdový kotouč ohřál na teplotu cca 382 °C. Tato hodnota je v optimálním rozmezí teplot pro brzdové obložení a brzdy se budou chovat zcela předvídatelně.



Obrázek 35 Rozložení teploty po jednorázovém zastavení

9.2.4 BRZDĚNÍ PŘI JÍZDĚ VPŘED

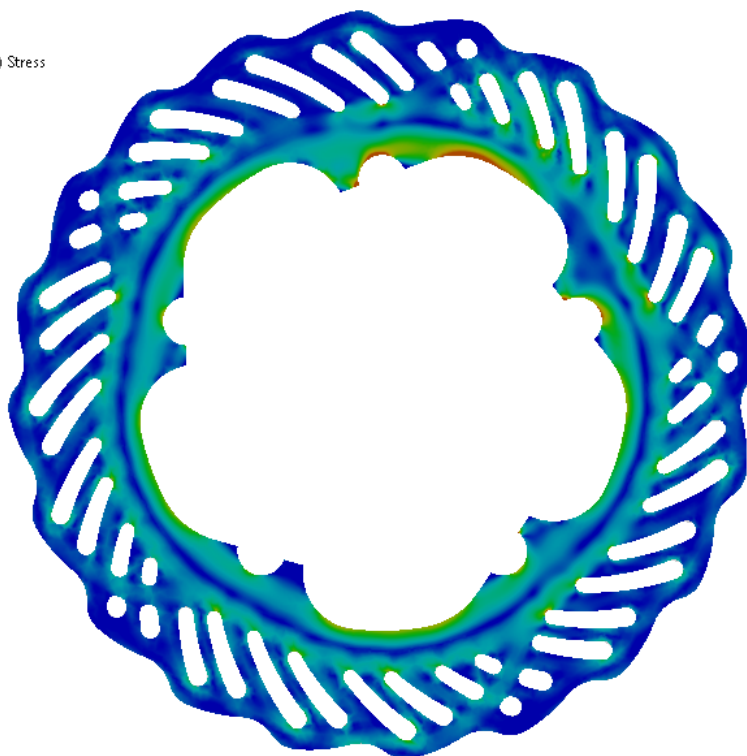
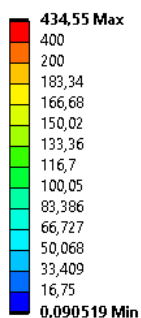
Maximální redukované napětí vyskytující se na předním kotouči při dopředném brzdění dosahuje dle simulace 2019 MPa. Jedná se o hodnotu na ostré hraně v místě styku s unášecími čepy. Tato hodnota ostře klesá při vzdálení se od hrany a není považována za směrodatnou.



Obrázek 36 Napětí v okolí brzdového čepu

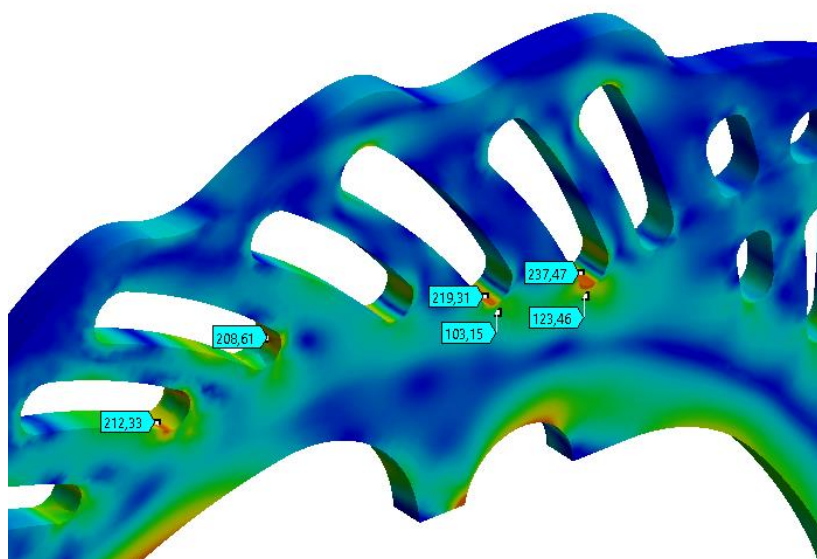
Jako nejkritičtější místo na kotouči se ukazuje plocha styku s brzdovými čepy. Jedná se o častý úkaz. Jelikož se součásti v tomto místě stýkají pouze na malé ploše, vytváří i malé síly vysoké hodnoty napětí. Toto chování je způsobeno především použitím lineárně elastického modelu materiálu. Skutečná součást se lokálně plasticky zdeformuje, čímž se zvětší styčná plocha a sníží napětí. Na základě znalostí z předešlých navrhovaných součástí se ukazuje, že takové hodnoty napětí nejsou nebezpečné a z hlediska bezpečnosti nebudou uvažovány.

I: Forward4_2
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
01.05.2021 18:42



Obrázek 37 Rozložení napětí při dopředném brzdění

Nejvyšší věrohodné napětí v kotouči dosahuje 434 MPa a nachází se u vnitřních konců odlehčovacích drážek v blízkosti uchycení brzdových čepů.



Obrázek 38 Detail rozložení napětí v okolí uchycení při dopředném brzdění

ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Napětí 434 MPa má vyšší hodnotu, než je mez únavy materiálu. Jelikož ale uvažují pro výpočet mříživý zatěžovací cyklus, je bezpečnost vůči trvalé únavové pevnosti kontrolována Goodmanovým kritériem. [28]

$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_c} + \frac{\sigma_m}{R_m}} \quad (8)$$

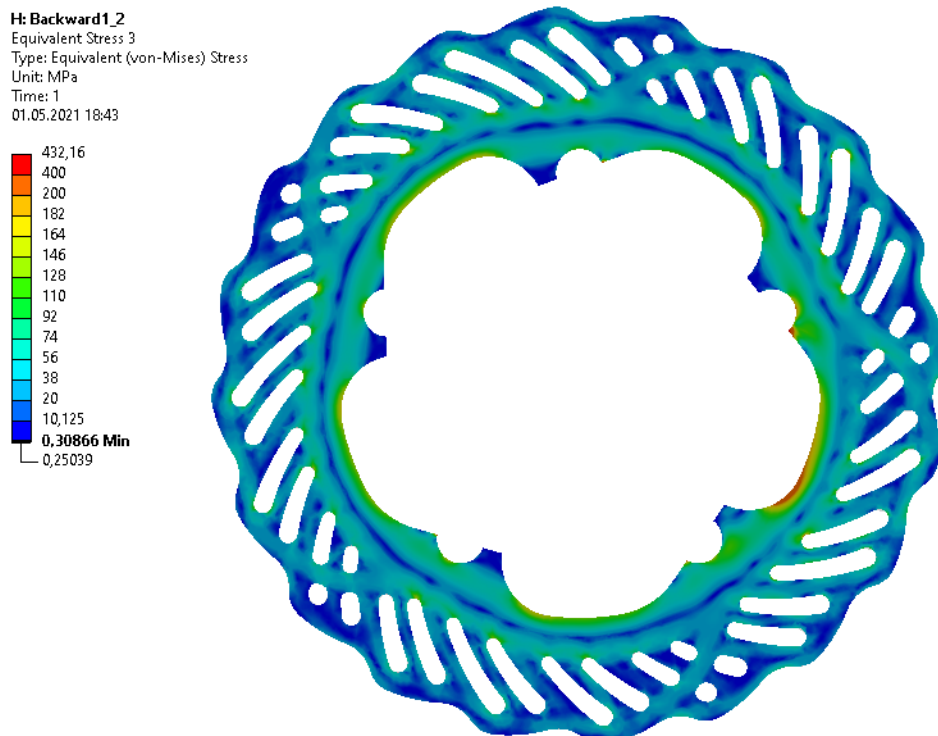
$$k_k = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{R_e} + \frac{\sigma_m}{R_e}} \quad (9)$$

Pro určení bezpečnosti součásti vůči mezním stavům jsou uvažovány materiálové charakteristiky oceli EN 1.4028 při teplotě 400 °C. Ve skutečnosti se součást bude často pohybovat pod touto teplotou a mechanické vlastnosti materiálu budou vyšší.

Hodnota bezpečnosti vůči MSÚ je 1,10. Pro takovou hodnotu se dá předpokládat 99% životnost 10 milionů cyklů. A je tedy považována za splňující při očekávaném životním počtu cyklů součásti 150 000.

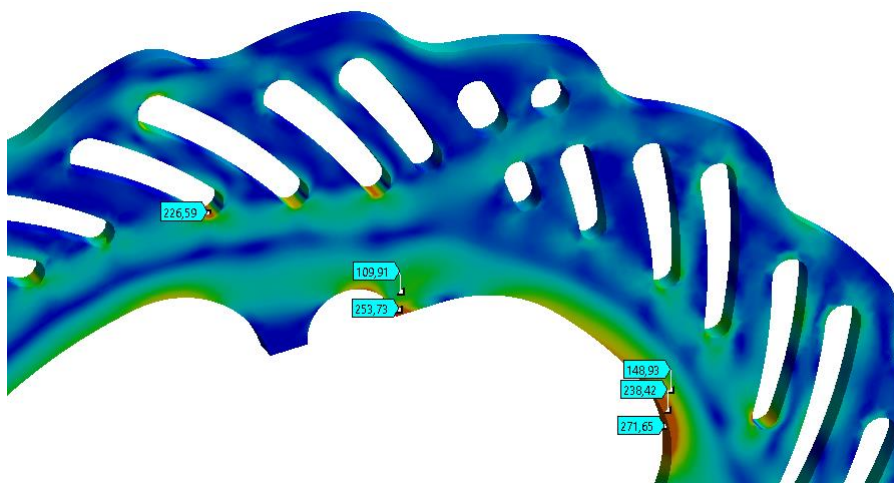
9.2.5 BRZDĚNÍ PŘI JÍZDĚ VZAD

Při zátěžném stavu zpětného brzdění se nejvyšší napětí vyskytuje v oblasti styku kotouče s brzdovými čepy. Stejně jako u dopředného brzdění není tento bod považován za kritický, protože hodnoty napětí v něm jsou způsobené použitým mechanickým modelem materiálu.



Obrázek 39 Rozložení napětí při zpětném brzdění

Nejvyšší věrohodná hodnota redukovaného napětí je 432 MPa. Stejně jako u dopředného brzdění se za kritické ukazují vnitřní ukončení odlehčovacích drážek v blízkosti uchycení brzdových čepů.

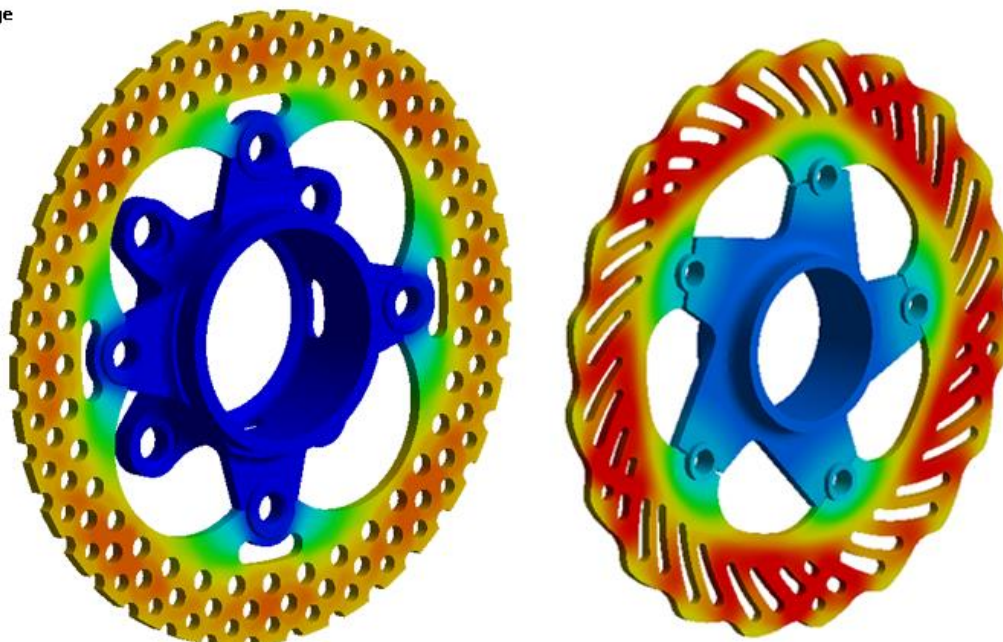
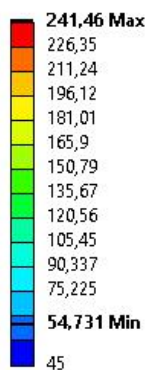


Obrázek 40 Detail rozložení napětí v blízkosti uchycení při zpětném brzdění

9.3 POROVNÁNÍ S PŘEDCHOZÍM NÁVRHEM

Pro porovnání návrhu nového brzdového kotouče se stávající konstrukcí byla provedena MKP analýza stávajícího návrhu, kdy nastavení okrajových podmínek bylo upraveno vzhledem k rozdílným rozměrům. Kotouče jsou navrženy pro odlišnou konstrukci náboje kola a výsledky analýzy odpovídají celkové sestavě.

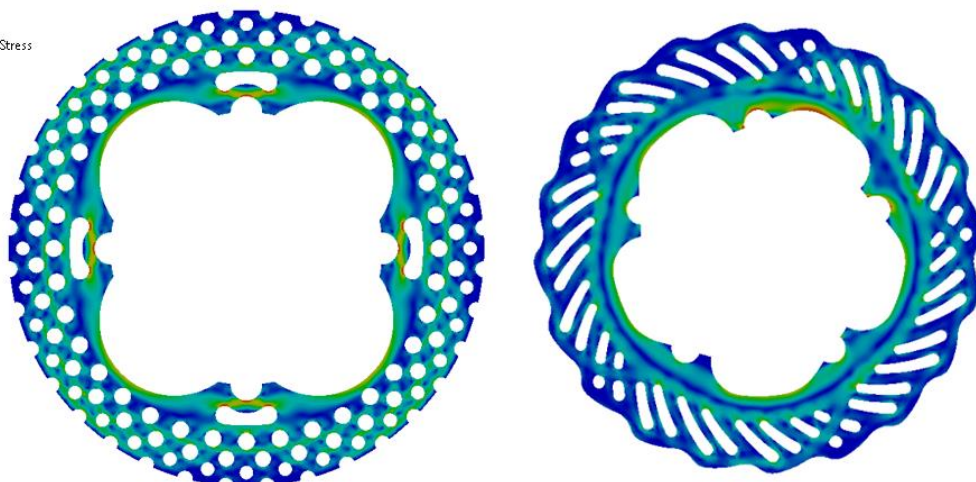
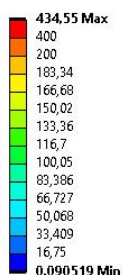
D: Endurance average
Temperature
Type: Temperature
Unit: °C
Time: 1
01.05.2021 18:22



Obrázek 41 Srovnání rozložení teplot stávajícího (vlevo) a nového (vpravo) návrhu

Při průměrném výkonu v endurance závodě dosáhl stávající návrh teploty 220 °C. A při dopředném brzdění napětí 445 MPa. Zvýšení teploty při jednorázovém zastavení ze 100 km/h je o 284 °C. Přesné hodnoty teplot jednotlivých kotoučů jsou pouze orientační. Důležité ale je jejich srovnání.

I: Forward4.2
 Equivalent Stress 3
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 01.05.2021 18:42



Obrázek 42 Srovnání rozložení napětí stávajícího (vlevo) a nového (vpravo) návrhu

Z výsledků analýzy vyplývá, že v důsledku snahy snížit hmotnost součásti bylo v kotouči vytvořeno příliš mnoho kruhových otvorů. Ačkoliv jsou díry nejefektivnějším typem geometrie pro zvýšení povrchu kotouče, při takto vysoké koncentraci vytváří úzké krčky, které zpomalují vedení tepla kondukcí. Jako důsledek se teplo koncentruje na malé ploše a není efektivně odváděno z celého kotouče. Teplota tedy dosahuje vyšších hodnot a podstatně příkřejších gradientů. Tyto teplotní gradienty jsou důvodem vzniku vysokého napětí v součásti. Jako další nevýhoda stávajícího kotouče se ukazuje jeho přílišná tuhost. Ta neposkytuje prostor pro změnu rozměrů vlivem teplotní dilatace. Rozpínající se oblast na vnějšku kotouče tedy namáhá vnitřní část tahem a sama je naopak zatížena tlakem.

Tabulka 10 Srovnání výsledků tepelných analýz stávajícího a nového návrhu

Jízdní stav	Vozidlo	Maximální teplota
Průměrný výkon	ED2	242 °C
	D9	220 °C
Zastavení z 100 km/h	ED2	382 °C
	D9	324 °C
Brzdění před zatáčkou	ED2	506 °C
	D9	431 °C

Výhoda vyšší tuhosti je v rovnoměrnějším zatížení náboje kola a brzdných čepů. Zároveň je příčinou rovnoměrného rozložení napětí nehledě na natočení kotouče, čímž je zmenšena velikost amplitudy napětí způsobeného rotací kotouče. Dále je kotouč vlivem vyšší hmotnosti méně náchylný na náhlé brzdění, kdy není dominantní odvod tepla do okolí.

Tabulka 11 Srovnání výsledků napěťových analýz stávajícího a nového návrhu

Jízdní stav	Vozidlo	Maximální napětí dle HMH	Součinitel bezpečnosti MSP	Součinitel bezpečnosti MSÚ
Jízda vpřed	ED2	434 MPa	1,08	1,10
	D9	445 MPa	1,05	1,07
Jízda vzad	ED2	432 MPa	1,08	1,11
	D9	419 MPa	1,12	1,14

Z výsledků MKP analýzy vyplývá, že stávající návrh dosahuje bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti 1,05 a bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy 1,07.

Tabulka 12 Srovnání vlastností důležitých pro dynamiku vozidla stávajícího a nového návrhu

Vozidlo	Hmotnost	Moment setrvačnosti
Electric Dragon 2	311 g	1,764 kg/m ²
Dragon 9	494 g	3,827 kg/m ²
Změna	37 %	54 %

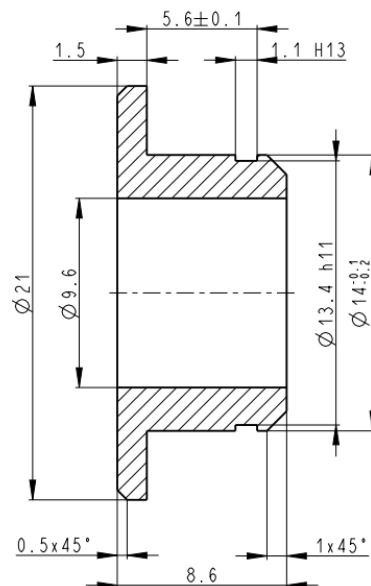
Díky změně konstrukce, průměru a snaze o přesun hmoty kotouče k ose rotace kola, byla snížena hmotnost kotouče o třetinu a moment setrvačnosti o více než polovinu, při zachování hodnoty maximálního redukovaného napětí. Lze ale předpokládat zvětšení hmotnosti náboje vlivem nutnosti požití jednoho brzděného čepu navíc.

10 VÝROBA

Kotouč je vyrobený ze za studena válcovaného plechu z koroziivzdorné oceli EN 1.4028. Pro konečný návrh byl vytvořen soubor formátu .dxf se kterým dokážou pracovat 2D řezací stroje. V tomto případě laserová CNC řezačka. Hlavní výhodou řezání laserem oproti vodnímu paprsku je jeho přesnost v setinách milimetru. Vyřezaný obrys obsahuje přídavky na obrábění.

Kotouč je zakalen a na vertikální brusce na plocho zbroušen na požadovanou tloušťku a drsnost. Takovéto kotouče jsou velmi rovné a mají čela s tolerancí rovnoběžnosti 3 tisíciny milimetru. Broušený povrch snižuje pravděpodobnost nukleace únavové trhliny. Dále jsou obrobena dosedací plochy pro brzdové čepy a unašeč.

Brzdové čepy jsou vysoustružené z tyče slitiny hliníku AW 7075 - T6. Funkční průměr je tolerován tak, aby zaručoval dostatečnou vůli pro správný pohyb „semi-floating“ kotoučů. Následně jsou čepy z estetických důvodů eloxovány. Čímž se zároveň zvyšuje jejich otěruvzdornost.



Obrázek 43 Návrh brzdového čepu

ZÁVĚR

Cílem práce bylo analyzovat a zorganizovat současně používaná řešení kotoučových brzd se zaměřením na brzdové kotouče brzdových vozidel. Vytvořit zjednodušený model vozidla a na jeho chování určit vstupy pro dimenzování brzdového kotouče. Navrhnout nový brzdový kotouče pro vozidlo formule Student týmu TU Brno Racing.

V rámci rešerše jsou porovnány bubnové a kotoučové konstrukce třecích brzd. Na základě tohoto srovnání bylo opodstatněno dominantní využití kotoučových brzd v motorsportu. Dále byly představeny rozdílné konstrukce geometrie brzdových kotoučů vzhledem ke způsobu odvodu tepla a omezení efektu „vadnutí“ brzd při vysokých teplotách. Zároveň jsou představeny konstrukce pevně uchycených a plovoucích brzdových kotoučů. U obou konstrukcí byly uvedeny výhody i nevýhody. Na základě tohoto porovnání bylo zvoleno uspořádání sestavy brzd vozu Electric Dragon 2, a to plovoucí plný kotouč opatřený odlehčením ve formě drážek, či děr skrz celou jeho tloušťku. Jedná se o konstrukci příbuznou motocyklovým brzdám.

Byly představeny materiály brzdových kotoučů používané u silničních i okruhových vozidel. Pro jednotlivé materiály byly uvedeny oblasti jejich využití, jejich silné a slabé stránky a náklady na výrobu. Vzhledem k technické a finanční náročnosti výroby kompozitních kotoučů byla pro nové kotouče zvolena martenzitická korozivzdorná ocel AISI 420 (EN 1.4028), která je často používána u motocyklových brzdových kotoučů.

Za účelem porozumění vysvětlení problematiky přenosu tepla byly vysvětleny jednotlivé formy přenosu tepla mezi tělesy, jak uniká do atmosféry a jak se teplo generuje na třecích plochách kotouče. Zároveň byly představeny základní vztahy pro přenos tepla, které byly dále použity při analýze součástí.

Při konstrukci byla snaha zamezit vývoji řešení, které nemají budoucnost a pouze se jimi ztrácí cenný čas. Byly proto představena řešení kotoučových brzd používaných v soutěži Formule Student. Ty byly použity jako inspirace pro návrh geometrie. Dále byla představena sestava kola vozidla a součásti, ze kterých se skládá. Hlavní změnou pro nové kotouče je přechod na menší 10“ ráfky. Ty mají za následek změnu těhlic a nábojů. Vzhledem k tvaru brzdového třmenu není možné použít větší průměr kotouče než 186 mm. To je o 11 % menší než stávající návrh. Pro takto malý kotouč není praktické užít samostatný unašeč, který by byl spojen s nábojem. Je proto nutné zabudovat unašeč přímo do náboje.

Pro účely stanovení zatížení, kterému bude součást vystavena při provozu byl vytvořený zjednodušený model vozidla v programu MATLAB. Tento model obsahuje geometrii zavěšení vozidla, jeho hmotnost, rozvážení brzdících sil, hodnoty aerodynamického přitlaku a odporu, spolu s charakteristikou brzdového obložení a používaných pneumatik. Tento model umožňuje stanovit zátěžné síly na jednotlivých kolech vozidla. Z těch se dále přepočítávají síly působící na kotouč. Z těchto sil je také možné stanovit hodnoty aktuálního tepelného toku do kotouče při brzdění na hranici trakce pneumatiky. Dále jsou porovnány metody stanovení průměrného tepelného toku, který je nutno odvádět do okolí při disciplíně vytrvalostního závodu. Jedná se o metodu stanovující množství energie předané kotouči na základě účinnosti pohonného ústrojí a spotřeby paliva. Druhá metoda spočívá v analýze telemetrie vozidla ze závodu. V tomto případě je uvažováno, že každé zpomalení je způsobeno působením brzd, a tedy je úbytek kinetické energie vozidla předán brzdám. Od této hodnoty je odečten aerodynamický odpor.

Vzhledem k nedostatku dat není ani v jednom případě brán v potaz valivý odpor pneumatik. Návrh se tedy nachází na bezpečné straně.

Výsledný tvar kotouče je zvolen na základě MKP analýz mnoha iterací. Bylo zvoleno použití pěti brzdových čepů namísto čtyřech jako v minulých sezónách. Tím se omezila koncentrace napětí. Ve výsledku má tato volba příznivý vliv i na okolní součásti. Zejména na náboj, který bude zatížen rovnoměrněji. Dále bylo rozhodnuto o sklonění dosedacích ploch pro unašeč. Tímto sklonem se snížilo napětí v dotyku kotouče, ale především se omezily smykové napětí v brzdových čepech. Volba výsledné geometrie odlehčovacích otvorů se ukázala jako časově nejnáročnější část celého návrhu. Bylo vyzkoušeno mnoho variant. Jako nejvýhodnější se ukázal tvar mnoha spirálových drážek otočených proti směru rotace. Ukazuje se, že velmi důležitou vlastností kotouče pro jeho návrh je tečná tuhost. Odlehčovací otvory jsou koncentrovány na vnějšku kotouče, zatímco na vnitřním průměru je plný materiál. Když je oblast plného materiálu příliš úzká, kotouč se deformuje v drážkách, kde se koncentruje napětí. Je-li oblast plného materiálu příliš velká, způsobují i malé deformace vysokou koncentraci napětí na vnitřním průměru kotouče. Výsledná geometrie má vhodnou tuhost, nízkou hmotnost a vlivem koncentrace odlehčujících drážek na vnějším průměru kotouče, také nízký moment setrvačnosti.

Analýza uvažovala 5 jízdních stavů. Jedná se o průměrný tepelné úlohy průměrný výkon při endurance, brzdění před zatáčkou, zastavení z vysoké rychlosti a napětíové úlohy brzdění při jízdě vpřed a brzdění při jízdě vzad. Pro napětíové analýzy bylo uvažováno rozložení teplot z výsledku průměrného výkonu při endurance, zatíženého 1,6násobkem očekávaného tepelného toku. Jako kritická místa se projevují uchycení kotouče k brzdovým čepům. U stávajícího návrhu s tímto bodem nikdy nebyly potíže a pro nový návrh byly provedeny úpravy minimalizující napětí v tomto kritickém místě. Tyto hodnoty tedy nejsou brány v úvahu. Při zanedbání napětí v otlacení prokazuje výsledný návrh kotouče bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti 1,08 a vůči meznímu stavu únavové pevnosti za zvýšené teploty 0,99. Při simulaci však není uvažováno opotřebení vlivem abraze třecích ploch a změna mechanických vlastností za zvýšených teplot.

Při porovnání se stávajícím kotoučem, dosahuje nový návrh o 22 °C vyšší teploty při zatížení průměrným výkonem, o 58 °C vyšší teploty při zastavení ze 100 km/h a o 75 °C vyšší teploty při brzdění před zatáčkou. Stávající návrh má bezpečnost vůči MSÚ 0,97. Nový kotouč má o 37 % nižší hmotnost a o 54 % nižší moment setrvačnosti při zachování bezpečnosti. Geometrie stávajícího kotouče nebyla optimální a jeho nový návrh byl na místě. Nevýhodou návrhu pro Electric Dragon 2 je vyšší přenos tepla do náboje. Je to způsobeno geometrií kotouče podporující kondukcí a použitím 5 čepů namísto 4. Teplota náboje se bude muset monitorovat, aby byla zajištěna bezporuchová funkce ložisek a senzoru otáček kola. Na základě výsledků z testování vozidla bude rozhodnuto o použití chladících náfuků, směřujících proud vzduchu na povrch kotouče. Zároveň mohou být vlastnosti kotouče upraveny pouhou změnou tloušťky.

Návrh lze hodnotit jako úspěšný. Díky iterativnímu návrhu geometrie bylo dosaženo výrazného snížení hmotnosti. Nový kotouč lze použít v 10“ ráfcích nejen vozu Electric Dragon 2, ale i vozů následujících. Všechny počáteční cíle práce byly splněny a skutečná součást bude otestována a použita v závodních podmínkách. V závislosti na výsledcích měření bude rozhodnuto o použití chladících náfuků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.
- [2] MILLIKEN, Douglas L. Race car vehicle dynamics problems, answers and experiments. Warrendale: SAE International, 2003. ISBN 07-680-1127-2.
- [3] *FSAE History. Formula SAE* [online]. Warrendale, PA 15096, USA: SAE International, 2010[cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [4] Formula Student Combustion - World Ranking List. *FS-World* [online]. Německo: Formula Student Germany, 2020 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: <https://www.fsworld.org/C/>
- [5] Archiv TU Brno Racing
- [6] Formula Student Rules 2020 [online]. 2020 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
- [7] The discs of the Brembo Sport range [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.brembo.com/en/car/sporting-use/discs>
- [8] Ducati panigale V2 [online]. 2019 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: https://www.ducati-czech.cz/motocykly/panigale-v2_49/
- [9] Shimano ICE Technologies [online]. 2020 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://bike.shimano.com/en-EU/technologies/component/details/ice-technologies.html>
- [10] PUHN, Fred. Brake handbook. Tucson, AZ: HP Books, c1985, 176 s. ISBN 08-958- 6232-8.
- [11] LIMBERT, Rudolf. Brake design and safety. 3rd ed. Warrendale: SAE International, 2011, 432 s. ISBN 978-0-7680-3438-7.
- [12] Continental Formula Student Tire - Competition Tire 2019 (C19) – Documentation. Continental - Tire division, 2019.
- [13] BRNIC, J., G. TURKALJ, M. CANADIJA, D. LANC a S. KRSCANSKI. Martensitic stainless steel AISI 420—mechanical properties, creep and fracture toughness. *Mechanics of Time-Dependent Materials*. 2011, 15(4), 341-352. ISSN 1385-2000. Dostupné z: doi:10.1007/s11043-011-9137-x
- [14] KIM, Seyoung, In Sub HAN, Young-Hoon SEONG a Do Kyung KIM. Mechanical properties of C–SiC composite materials fabricated by the Si–Cr alloy melt-infiltration method. *Journal of Composite Materials*. 2015, 49(24), 3057-3066. ISSN 0021-9983. Dostupné z: doi:10.1177/0021998314559279

- [15] HLOUŠEK, Jiří. Termomechanika. Vyd. 2. Brno: PC-DIR Real, 2000. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1720-X.
- [16] TU Graz Racing. Instagram [online]. 11.10.2020 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/tugracing/?hl=en>
- [17] FS Team Delft. Instagram [online]. 2016 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/fsteamdelft/?hl=en>
- [18] KUCINSKI, William, Rocky LIANG, Chad DAVIS a Matt MASUCCI. UNIVERSITY OF WISCONSIN - MADISON. Formula Electric In-Hub Motor: System for Formula SAE Electric [online]. 2017 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: https://www.wisconsinracing.org/wp-content/uploads/2020/10/WR-217e_In-Hub_Motor_System.pdf
- [19] OZ Formula Student Magnesium CL 10" wheel [online]. [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: https://www.ozracing.com/images/content/OZ_Drawing_Formula_Student_Magnesium_CL_7x10.pdf
- [20] VONDRÁK, A. Spolupráce turbodmychadla a spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 128 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída, Ph.D.
- [21] PECINA, M. Brzdová soustava vozidla Formule Student. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.
- [22] BAČOVSKÝ, M. Tepelně-mechanická analýza brzdových kotoučů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [23] BRADÁČ, Jan. Brzdový systém vozidla Formule Student. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124876>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 79 s. Vedoucí práce Ondřej Blat'ák.
- [24] ZIENKIEWICZ, O. C., J. Z. ZHU a Robert L. TAYLOR. The finite element method: its basis and fundamentals. 6th ed. Amsterdam: Elsevier, 2005. ISBN 07-506-6320-0.
- [25] ÇENGEL, Yunus A, Michael A BOLES a Mehmet KANOGLU. Thermodynamics: An Engineering Approach. 9th Edition. Boston: McGraw-Hill Education, 2018. ISBN 978-1260048667.
- [26] LOCTITE® EA 9492: Technical Data Sheet [online]. 2014 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <http://tds.henkel.com/tds5/Studio/ShowPDF/243%20NEW-EN?pid=EA%209492&format=MTR&subformat=HYS&language=CS&plant=WERC>
S

- [27] Brembo sport pads catalogue [online]. 2019 [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: <https://www.brembo.com/it/Varie/SPORT-PADS-catalogue-2019.pdf>
- [28] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

\dot{q}	[W·m ⁻²]	Měrný tepelný tok
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
T_0	[K]	Počáteční teplota
T_1	[K]	Konečná teplota
T_∞	[K]	Teplota okolí
T_W	[K]	Teplota povrchu
c_p	[J·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita
k_k	[-]	Součinitel bezpečnosti vůči Langerově kritériu
k_u	[-]	Součinitel bezpečnosti vůči Goodmanově kritériu
m_{Nu}	[-]	Mocnitel režimu proudění
n_{Nu}	[-]	Mocnitel tekutiny
σ'_c	[MPa]	Mez únavy součásti
σ_0	[-]	Stefan-Boltzmannova konstanta
σ_a	[MPa]	Amplituda napětí
σ_m	[MPa]	Střední hodnota napětí
C_{Nu}	[-]	Součinitel tvaru
L	[m]	Charakteristický rozměr
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
Q	[J]	Akumulované teplo
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
T	[K]	Teplota tělesa
a	[m ² ·s ⁻¹]	Součinitel teplotní vodivosti
m	[kg]	Hmotnost
w	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost
α	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Tepelná vodivost tekutiny
ϵ	[-]	Emisivita
ϑ	[m ² ·s ⁻¹]	Kinematická viskozita

SEZNAM PŘÍLOH

- P1 Vypočtené hodnoty pro součinitele přestupu tepla
- P2 Parametry provozu vozidla při FSG2019 Endurance

P1 VYPOČTENÉ HODNOTY PRO SOUČINITELE PŘESTUPU TEPLA

Vzdálenost od osy [mm]	Rychlost [m/s]	Reynoldsovo číslo	Nusseltovo číslo	Součinitel přestupu tepla
24	11,7	103114	196,7959	34,92471
28	11,5	101351,4	192,3133	34,12921
32	11	96944,77	185,969	33,0033
36	10,8	95182,14	184,2706	32,7019
40	10,7	94300,82	183,4156	32,55015
44	10,2	89894,24	179,0789	31,78053
48	9,8	86368,98	175,5324	31,15115
52	9,2	81081,08	170,0741	30,18248
56	7,8	68742,66	156,5999	27,79127
60	7,5	66098,71	153,5589	27,25158
64	7,1	62573,44	149,4079	26,51492
68	7	61692,13	148,352	26,32753
72	7,2	63454,76	150,4564	26,70099
76	8	70505,29	158,5949	28,14531
80	12,6	111045,8	216,9673	38,50446
84	16,3	143654,5	299,8942	53,22122
86	17,9	157755,6	335,7544	59,58522
88	18,4	162162,2	346,9608	61,57397
90	18,5	163043,5	349,202	61,97172
92	18,1	159518,2	340,237	60,38072
94	16,8	148061,1	311,1005	55,20997
96	15,5	136604	281,964	50,03921
100	12,3	108401,9	210,2435	37,31121
104	8,3	73149,24	161,5412	28,66818
108	6,2	54641,6	139,6176	24,77747
112	4,1	36133,96	113,5367	20,14898
116	4,2	37015,28	114,9129	20,39322
120	6,4	56404,23	141,8516	25,17393
124	7	61692,13	148,352	26,32753
128	7,7	67861,34	155,5929	27,61254
132	8	70505,29	158,5949	28,14531

136	10	88131,61	177,3145	31,46742
140	10,3	90775,56	179,9546	31,93594
144	9,50	83725,03	172,8248	30,67064
148	9,9	87250,29	176,4257	31,30968
152	11,25	99148,06	188,0704	33,37623
154	15,2	133960	275,2402	48,84596

P2 PARAMETRY PROVOZU VOZIDLA NA FSG2019 ENDURANCE

Délka závodu	[m]	22000
Čas jízdy	[s]	1431
Výhřevnost E85	[MJ/kg]	33,6
Spotřeba paliva	Kg	3
Účinnost motoru	[-]	0,15
Účinnost pohonného řetězce	[-]	0,95
Součinitel valivého odporu	[-]	0,05
Čelní plocha vozidla	[m ²]	1,14
Součinitel aerodynamického odporu	[-]	1,59
Hustota vzduchu	[kg·m ⁻³]	1,127
Průměrná druhá mocnina rychlosti	[m ² ·s ⁻²]	269,07
Rozvážení brzdných sil	[front:rear]	65:35
Hmotnost	[kg]	268
Ztráty odporem vzduchu	[W]	4208
Ztráty odvalováním pneumatik	[W]	2021
Průměrný výkon na předním kotouči	[W]	1895
Průměrný výkon na zadním kotouči	[W]	1020