



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

OPTIMALIZAČNÍ ANALÝZA KOTOUČOVÉ BRZDY

OPTIMIZATION ANALYSIS OF BREAK WHEEL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Hrabovský Jozef

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubomír Houfek, Ph.D.

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2007/08

Zadání

Abstrakt

Předmětem této diplomové práce je optimalizační analýza brzdového kotouče. Jedná se o kotoučové brzdy, které se používají při sjezdových závodech horských kol v extrémních podmínkách. Jde o první výrobek tohoto druhu u nově vzniklé firmy, která tento produkt vyrobila intuitivním přístupem. Intuitivní přístup vedl k ne zcela optimální konstrukci, jejíž negativní vlivy se projevily při testovacích zkouškách. Provést optimalizační analýzu znamená zjistit a analyzovat stávající vlastnosti, na základě nich pak rozhodnout které faktory ovlivňují tyto nevhodné projevy, navrhnout další řešení a ověřit ho.

Vlastnosti brzdového kotouče byly zjišťovány experimentálně. Pro realizaci a vyhodnocení experimentu byla zvolena metoda plánování měření, která ke zpracování výsledků využívá regresní analýzu. Tímto postupem je možno efektivně dosáhnout výsledků měření. Experiment byl zaměřen na získání dat o teplotních projevech brzdového kotouče při jeho zatížení. Na základě těchto dat byl poté nalažen výpočtový model a proveden výpočet pomocí metody konečných prvků programem ANSYS WORKBENCH. Výpočty byly také koordinovány pomocí plánování výpočtu, a byly zaměřeny na teplotní deformaci a napjatost. Výsledky, které byly dosaženy touto metodou, byly vyhodnoceny pomocí regresní analýzy, a následně se staly podnětem pro návrh nové konstrukce brzdového kotouče.

Klíčová slova: Kotoučová brzda, Optimalizace, Experiment, Plánování měření, Regresní analýza, Teplotní pole, Plánování výpočtu, Deformace, Napjatost

Abstract

Subject of this diploma thesis is break wheel optimalization analysis. Break wheels are used in mountain bike downhill races in extreme conditions. It is the first product of this type of an emergent company that was made by the use of intuitive approach. The reason for optimalization is improper behavior of existing solution that occurred during testing. This optimalization consists of finding and analyzing existing characteristics, deciding which factors influence this improper behavior, suggesting new solution and verification of this solution.

Break wheel characteristics were detected in an experiment. For realization and evaluation of this experiment, a method named Design of experiments, was selected. This method is used for elaboration of results coming from the Regression analysis. It is possible to effectively achieve the result data by using this procedure. The experiment was oriented to gain data of temperature behavior of break wheel during real load. Mathematical model was adapted on the basis of this data and finally, the calculation was made by the use of Final element method by ANSYS WORKBENCH. Calculations were also coordinated through Design of calculation, and were oriented on temperature deformation and stress. Solution achieved by the Final element method, was evaluated by the Regression analysis and served as a proposition for a new break wheel construction.

Key words: Break wheel, Optimalization, Experiment, Design of experiments, Regression analysis, Field of temperature, Design of calculation, Deformation, Stress

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Hrabovský, J. *Optimalizační analýza brzdového kotouče*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 104 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Houfek, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval sám pod vedením Ing. Lubomíra Houfka, Ph.D. s využitím vlastních znalostí a použité odborné literatury.

Jozef Hrabovský, Brno, 2008

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl velice poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Lubomíru Houfkovi, Ph.D. především za jeho ochotu, trpělivost, čas, neocenitelné rady a připomínky při psaní této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Matinu Houfkovi Ph.D., Ing. Radku Vlachovi Ph.D. za pomoc při přípravě experimentu a všem členům Ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, kteří mi přispěli přínosnými radami. Největší poděkování patří mým rodičům a přítelkyni, kteří mě podporovali v průběhu celého studia a kterým vděčím nejen za doposud získané vzdělání.

Obsah

1. ÚVOD	11
2. FORMULACE PROBLÉMOVÉ SITUACE.....	15
3. FORMULACE PROBLÉMU A JEHO KOMPLEXNÍ ANALÝZA.....	17
3.1. Systém podstatných veličin.....	18
3.2. Určení typu problému.....	23
4. REŠERŠNÍ STUDIE	24
5. EXPERIMENTÁLNÍ ANALÝZA.....	25
5.1. Technický experiment.....	25
5.1.1. Struktura technického experimentu.....	26
5.1.2. Návrh experimentu	27
5.1.2.1. Formulace experimentálního problému	27
5.1.2.2. Komplexní úvahy a rozbor návrhu experimentu	28
5.1.2.3. Realizace měření.....	39
5.1.2.4. Výsledky měření.....	40
5.1.2.5. Zhodnocení experimentu.....	47
6. VÝPOČTOVÁ ČÁST ŘEŠENÍ	49
6.1. Volba metody řešení	50
6.2. Dílčí modely výpočtového algoritmu	51
6.2.1. Model topologie a geometrie	51
6.2.2. Model vazeb	54
6.2.3. Model okrajových podmínek a zatížení.....	55
6.2.4. Model materiálu	58
6.2.5. Model projevů	61

6.3.	Realizace ověřovacích výpočtů	62
6.3.1.	Ověřovací statická teplotní analýza.....	63
6.3.2.	Ověřovací statická strukturní analýza.....	66
6.4.	Optimalizační analýza	69
6.4.1.	Navržený plán výpočtu	71
6.4.2.	Realizace plánu výpočtu	74
6.4.3.	Výsledky plánu výpočtu	77
6.4.4.	Realizace optimalizační analýzy	81
6.4.5.	Prezentace a zhodnocení výsledků optimalizační analýzy	83
6.4.6.	Aplikace výsledků optimalizační analýzy	90
7.	ZÁVĚR	95
8.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	97
9.	RESUMÉ	98
10.	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	99
11.	PŘÍLOHY	100

1. ÚVOD

Vysoké nároky kladené na všechny předměty každodenního života jsou podnětem pro vznik nových a progresivnějších přístupů k řešení veškerých situací a to jak v běžném životě, tak i v specializovaných oblastech. Všichni to cítíme sami na sobě. Každý z nás si vybírá ty nejnovější a nejmodernější věci, protože chce uspokojit a postihnout každou svou potřebu, která provází jeho život, a to jak při práci, tak ve volném čase. Jednotlivé firmy se předhánějí ve vylepšování svých produktů, aby uspokojily naše požadavky, a to jak po technické stránce, tak po stránce designové. Dalo by se říci, že hledají tu nejvhodnější konfiguraci toho daného výrobku, hledají optimální řešení, které uspokojí všechny zákazníky.

Podobným způsobem se postupuje také ve vrcholovém sportu, i když tam jsou nároky na technickou stránku produktu větší než v běžném životě. Přesto se hledají optimální řešení. Mezi vrcholové sporty patří taky cyklistika. V posledních desetiletích se v cyklistice stala velmi populární disciplínou jízda na horském kole. Reakcí na to byl vznik nových disciplín a závodů. Mezi ně také patří tzv. downhillové závody, celým názvem Mountain bike downhill (dále jen DH). DH (také sjezd) je cyklistickou disciplínou pro jednotlivce, která patří mezi extrémní sporty. Hlavním cílem těchto závodů je co nejrychlejším způsobem projít vytyčenou trasou. Délka trasy se pohybuje od 1,5 do 5 km. Tratě jsou vybírány ve vhodných přírodních lokalitách, což ve většině případů zaručuje výskyt přírodních překážek. Celá trasa má prudce klesající charakter s minimálním počtem rovinek. Závodníci se na start dopravují pomocí aut nebo lanovek. Maximální rychlosti, které jezdci při závodech dosahují, jsou 50-90 km/h.[1] Bez ohledu na náročnost jednotlivých tratí je dosažený čas na překonání trasy jediným kritériem, který určuje pořadí závodníků.

Historie těchto závodů vznikala v rámci známějších závodů nazývaných cross country. DH byly doplňkovou disciplínou cross country, proto se jezdilo na stejných tratích, které byly bez výrazných převýšení. K těmto závodům se také používala stejná kola. Kvůli větším poptávkám jezdců po adrenalinu se časem DH odloučil od cross country a vybrané tratě pro tyto závody byly po technické stránce mnohem náročnější. Postupně se snižoval počet rovných úseků a zvyšoval se počet různých terénních překážek, jako jsou skály, skoky, kořeny stromů atd. Vysoké náročnosti tratí bylo nutné přizpůsobit také kola, na kterých se jezdilo, proto se začala používat celoodpružená kola. Také již nepostačovala univerzálnost jezdců, kteří jezdili jak cross country, tak DH. Vznikla tak nová generace závodníků

specializovaných na DH.[2] Jedním z účastníků těchto závodů je také Bike hazard racing team, který dosahuje hodnotných výsledků jak v Czech DH cup a Slovakia DH cup, tak ve WBC bike rally. Právě v tomto žebříčku se umístil jeden z členů tohoto týmu v sezóně 2007 na prvním místě.[3] Na kvalitu a vysokou úroveň těchto závodů ukazuje i fakt, že se jich účastní i největší cyklistické špičky působící na evropských šampionátech obdobného stylu.

Specifické podmínky DH závodů, jež kladou vysoké nároky na používaná kola, vedly renomované firmy zabývající se výrobou jednotlivých komponent ke kvalitnějšímu a výkonnějšímu vývoji svých produktů. To však přineslo zdražení, a s tím související i nižší dostupnost těchto profesionálních částí nutných pro kola závodníků. Pro udržení počtu soutěžících bylo nutné zabezpečit dostupnější komponenty, které by dokázaly být adekvátními náhradami těch drahých. Z toho důvodu vznikly i v ČR různí menší výrobci jednotlivých komponent. Jedním z nich je také Bike hazard components, který se ze začátku specializoval na různé drobnosti, jako jsou napínáky řetězů, kladky atd. V současnosti se začal orientovat také na náročnější komponenty, jakými jsou kotoučové brzdy. První prototypy byly použity v poslední sezóně, avšak vyskytly se určité problémy (jasná definice bude popsána v části *Formulace problémové situace*), které se staly podnětem pro vznik této diplomové práce. Z důvodu vysoké mechanické náročnosti této součásti, která je extrémně namáhaná a velice důležitá pro každého jezdce, bylo nevyhnutelné přistoupit k vývoji této komponenty z komplexního hlediska a získat tak optimální řešení pro další výrobu těchto součástek. Komplexnost spočívá v tom, že výpočetní částí bude tato diplomová práce a ověřovací částí se stanou poznatky, které budou získány v závodech nové sezóny. Tento přístup by měl napomoci k vyřešení stávajících potíží a stát se konkurencí a zároveň alternativou pro drahé a méně dostupné brzdové kotouče.



Obr. 1 DH závodník

2. FORMULACE PROBLÉMOVÉ SITUACE

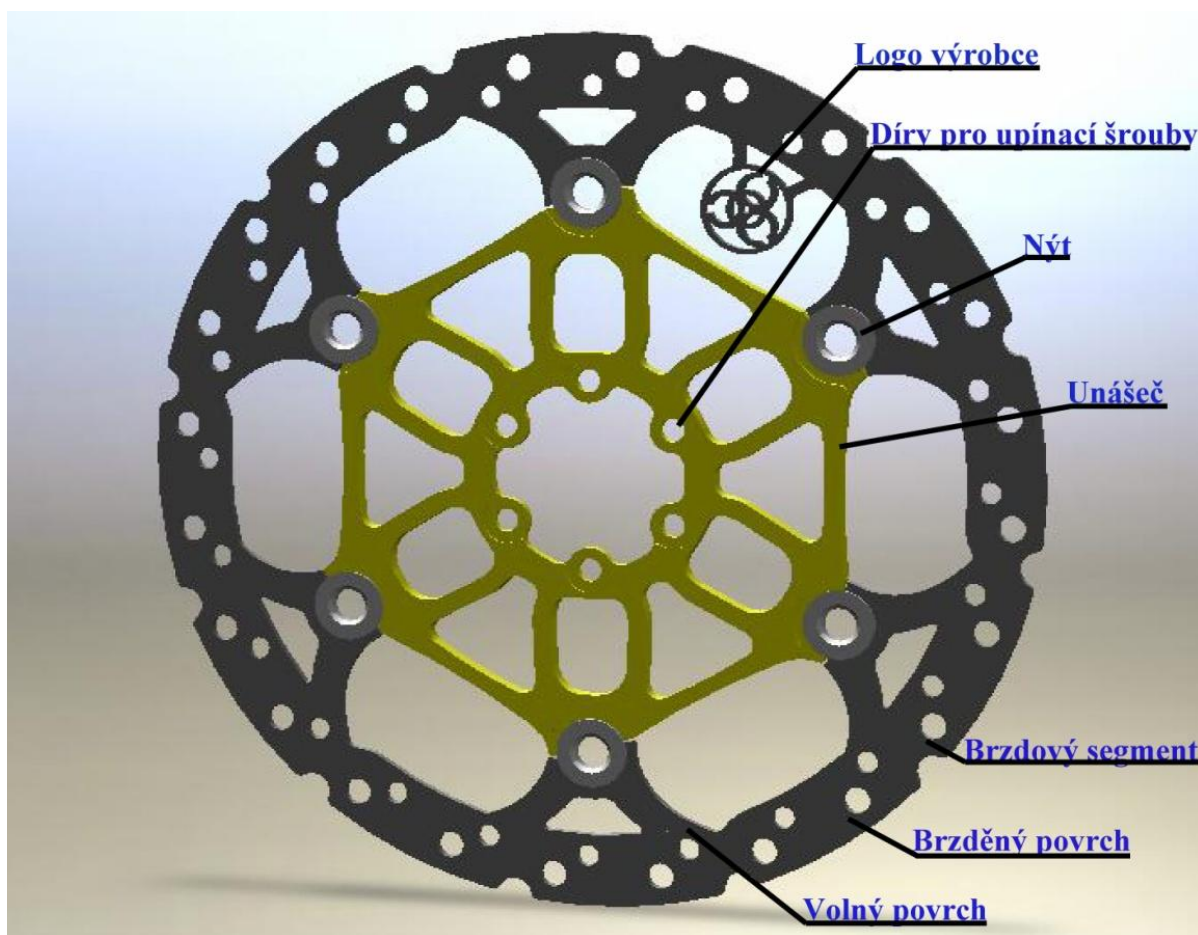
Jak již bylo v úvodu zmíněno, podnětem pro vznik této diplomové práce byly obtíže, které se objevily při testování prototypu kotoučové brzdy používané v sjezdových závodech horských kol. Pro jednoznačnou definici problémové situace je nutno popsat stávající konstrukci prototypu kotoučové brzdy.

Kotoučová brzda se skládá ze dvou částí, vnější a vnitřní. Vnější část tvoří ocelový brzdový segment a vnitřní část duralový unášeč. Tyto dvě části jsou společně spojeny pomocí ocelových nýtů. Další specifikace jsou vedeny v *Tab. 1*.

Název	Rozměry[mm]	Počet [ks]	Materiál [ČSN EN]	Povrchová úprava
Brzdový segment	Ø203x3	1	14 181	chromát
Unášeč	Ø132x4	1	42 4415	elox
Nýt	Ø16x4	6	17 240	

Tab. 1 Specifikace jednotlivých částí brzdového kotouče

První potíže se objevily při použití prototypu brzdových kotoučů v závodech. Mezi povrchy brzdového segmentu, které se přímo stýkají s brzdovými destičkami a volnými povrchy, vznikly oblasti tepelných přechodů. Tyto tepelné přechody jsou patrné také z odlupujícího se chromátu, který je nanesený na povrchu brzdového segmentu. Další potíže se vyskytly v oblasti spojení brzdového segmentu a unášeče. Z *Obr. 2* je vidět toto spojení, které je zajištěno prostřednictvím nýtů. Po opakovaném použití tohoto prototypu se zjistilo, že toto spojení neplní stoprocentně svou úlohu. A to proto, že se v těchto spojích vyzemila vůle, která se stala z funkčního hlediska nepřípustná. Dá se usuzovat na úzkou souvislost mezi těmito dvěma problémy, proto je nutno vztah ověřit, najít příčinné souvislosti a navrhnout řešení. Z tohoto důvodu je třeba najít řešení, které by vedlo ke zlepšení stávající situace a odstranit tím problémy, které se objevily.



Obr. 2 Popis kotoučové brzdy

3. FORMULACE PROBLÉMU A JEHO KOMPLEXNÍ ANALÝZA

Potíže, které již byly zmíněny v části (*Formulace problémové situace*) vedou k problému zjištění teplotního pole při brzdění. Následně je na základě těchto informací třeba rozhodnout zda tento faktor významně ovlivňuje degradaci nýtového spojení brzdového segmentu s duralovým unášečem. Tedy zda hraje významnou roli v deformačně-napěťové analýze. Po ověření a kladném přijetí tohoto předpokladu bude následovat optimalizační analýza, která má za úkol hledat a nalézt optimální řešení daného problému. Tím se vyřeší problémová situace a to tak, že nalezené optimální řešení bude tou nejschůdnější výpočetní konstrukcí brzdového kotouče. Ověření tohoto tvrzení již nebude předmětem této diplomové práce z důvodu časové náročnosti. Formulace problému tedy zní:

Provedení optimalizační analýzy brzdového kotouče na základě experimentálního a výpočtového přístupu k řešení problému.

V zájmu postupného odhalování dílčích problémů bylo nutno rozdělit tuto práci na dvě části – na část experimentální a výpočetní. Experimentální část se věnuje zjišťování potřebných okrajových podmínek a reálných hodnot nutných pro výpočetní část. Okrajovými podmínkami jsou výkon hydraulické brzdy a úhlová rychlost brzdového kotouče při brzdění. Reálnými hodnotami jsou teplotní pole při daných okrajových podmínkách. Ve výpočetní části jsou aplikovány okrajové podmínky experimentu a hledání shody mezi reálnými hodnotami teplotního pole a vypočteného teplotního pole. Po splnění této shody následuje deformačně-napěťová analýza, která dává odpověď na předpoklad významného vlivu teplotního pole. Výsledky těchto výpočtů budou vstupními daty pro optimalizační analýzu. Výstupem z této optimalizační analýzy bude výsledek, jehož obsahem je nejvhodnější skloubení vybraných parametrů, které mají největší vliv na chování zkoumaného brzdového kotouče. Výsledky této optimalizační analýzy jsou konečným výstupem této diplomové práce a zároveň představují podklad pro novou konstrukci prototypu brzdového kotouče.

3.1. Systém podstatných veličin

Objektem v této kapitole je posuzovaný brzdový kotouč.

➤ **Okolí objektu:**

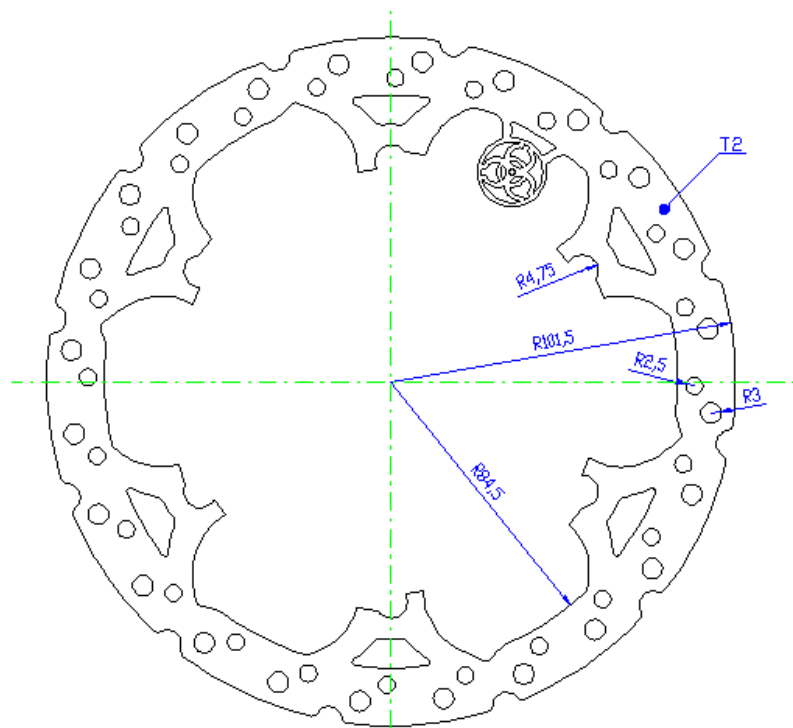
Objekt je provozován v přirozených přírodních podmínkách. Jedná se konkrétně o vnější povětrnostní podmínky s teplotním rozsahem mezi 0°C až +40°C, vlhkost mezi 0% až 100%. Objekt je součástí sjezdového kola, nachází se na přední odpružené vidlici a tvoří spolu s hydraulickou brzdou brzdovou soustavu. Objekt je v oblasti duralového unášeče připevněn šesti šrouby typu M4 k náboji předního kola (viz Obr. 3).



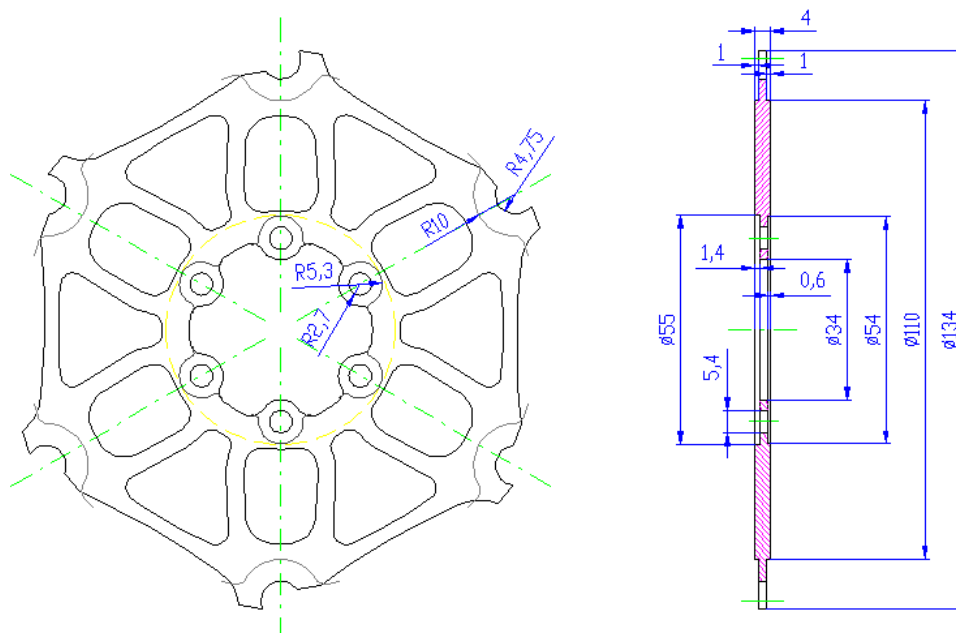
Obr. 3 Uchycení brzdového kotouče

➤ **Topologie a geometrie objektu:**

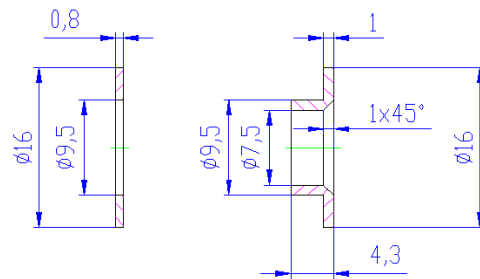
Topologie a geometrie objektu je určena prvním prototypem, který již byl vyroben a odzkoušen v několika závodech. Jak jsem už zmínil v kapitole *Formulace problémové situace*, objekt je tvořen ocelovým brzdovým segmentem a duralovým unášečem, které jsou spojeny pomocí šesti nerezových nýtů. Tato konfigurace se z důvodu, které již byly popsány, stala předmětem zkoumání a optimalizace.



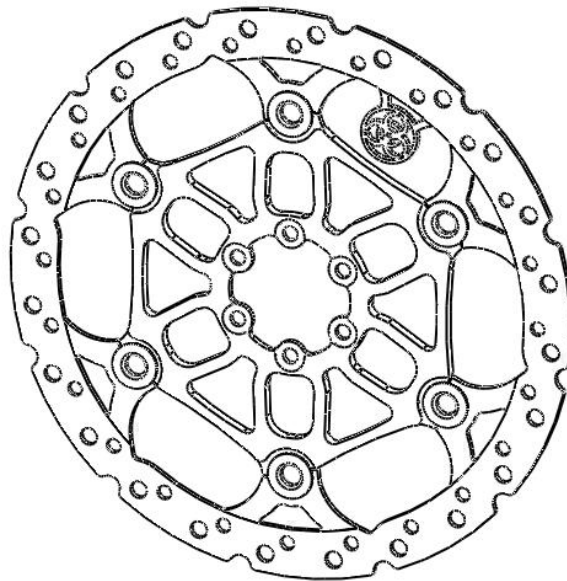
Obr. 4 Geometrie brzdového segmentu



Obr. 5 Geometrie unášeče



Obr. 6 Geometrie nýtu



Obr. 7 Geometrie a topologie objektu

➤ **Vazba objektu na okolí:**

V tomto případě je jedinou podstatnou vazbou s okolím uložení objektu na přední vidlici, které je realizováno šesti imbusovými šrouby typu M4 na náboj předního kola jak je vidět na *Obr. 3*. Přesný popis je na *Obr. 8*.

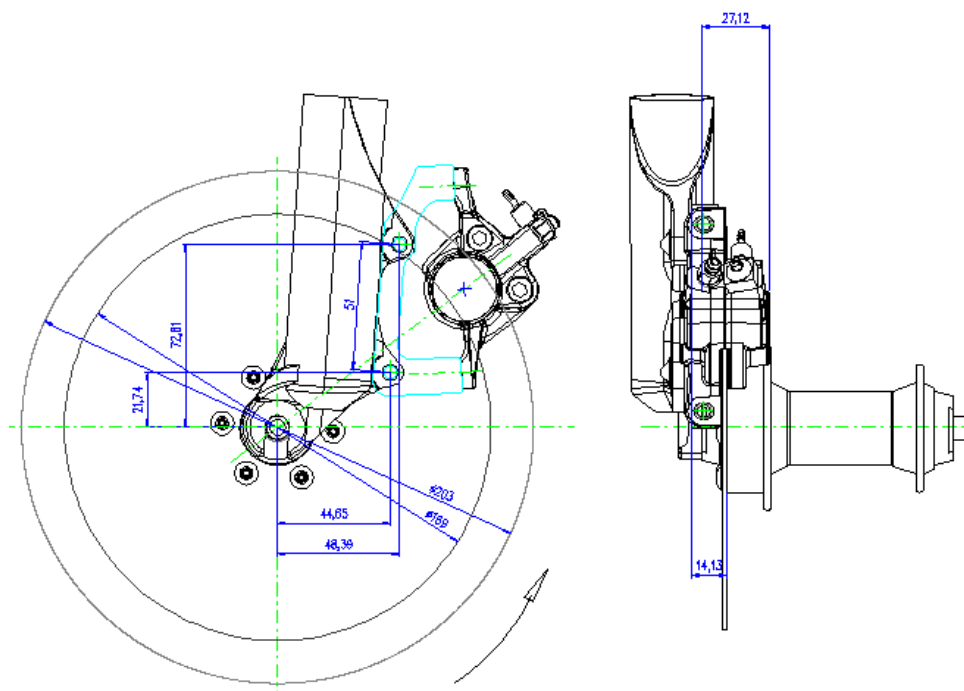
➤ **Aktivace objektu s okolím:**

Objekt je aktivován v případě, že jsou sevřeny čelisti hydraulické brzdy. Tyto čelisti aktivují objekt po celé ploše brzdového segmentu (viz *Obr. 2*). Proces aktivace je zahájen dosednutím brzdových deštiček na plochu brzdového segmentu a ukončen přibrzděním nebo úplným zastavením objektu a následným uvolněním čelistí hydraulické brzdy. Celý tento proces je

zprostředkován třecí silou (3.1), která je důsledkem dosednutí brzdové deštičky na brzdový segment. Sevření čelistí hydraulické brzdy je iniciováno tlakem kapaliny (3.2), který je vyvolán zmáčknutím brzdové páčky umístěné na řidítkách. Aktivace tohoto typu je náhodná a je vázána na potřebu uživatele.

$$F_t = f * F_N \quad (3.1)$$

$$p_1 * S_1 = p_2 * S_2 \quad (3.2)$$



Obr. 8 Popis vazby objektu na okolí

➤ **Ovlivnění objektu okolím:**

Objekt je ovlivněn vlastním uchycením. Ovlivnění spočívá ve snížení stupňů volnosti objektu. To se projevuje omezením pohybu objektu v axiálním i radiálním směru. Další ovlivnění objektu je nesymetrické působení brzdových deštiček na objekt, tato nesymetrie způsobuje přídatný ohyb objektu. Tento vliv se nedá nikdy dokonale odstranit. Ostatní ovlivnění okolím již není významné, jelikož objekt není používán v žádném extrémním nebo agresivním prostředí. Charakteristiky prostředí jsou uvedeny v odstavci *Okolí objektu*. V absolutně extrémních podmínkách by mohly mít určitý vliv na procesy, které probíhají na objektu, např. vysoká hmotnost závodníka. Tento faktor, by mohl

snížit účinnost brzdícího procesu. Další faktory, jako např. poškození jednotlivých součástí objektu, jsou již ryze náhodné a málo pravděpodobné. Proto jsou v této analýze nepodstatné a není důvod je dále uvažovat.

➤ **Vlastnosti struktury objektu:**

Objekt je složen ze tří součástí (viz *Obr. 2*). Brzdový segment, duralový unášec a nýty. Každá z těchto součástí je vyrobena z jiného materiálu. Každá součást má tudíž i jiné materiálové vlastnosti. Brzdový segment je vyroben z materiálu 14 181, duralový unášec z materiálu 42 4415 a nýty jsou z materiálu 17 240. Označení jednotlivých materiálů je dle normy ČSN EN.

Mechanické vlastnosti jednotlivých materiálů:

Mechanické vlastnosti jednotlivých materiálů jsou popsány v *Tab. 2* *Mechanické vlastnosti materiálů*, *Tab. 3*, *Tab. 4*. Je nutno materiál nahradit nelineární křivkou a to jako bilineární izotropní se zpevněním.

Značka	R _{p0,2} [MPa]	R _m [MPa]	E [MPa]	μ [-]	ρ [kg/m ³]
14 181	186	490-686	Tab. 3	0,3	7850
17 240	686	785-931	Tab. 4	0,3	7850
42 4415	280	310	71000	0,33	2770

Tab. 2 Mechanické vlastnosti materiálů

Teplota [°C]	20	100	200	300
E [MPa]	206000	200000	191000	183000

Tab. 3 Hodnoty modulu pružnosti v závislosti na teplotě pro materiál 14181

Teplota [°C]	20	100	200	300
E [MPa]	199000	194000	186000	179000

Tab. 4 Hodnoty modulu pružnosti v závislosti na teplotě pro materiál 17240

➤ **Procesy a stavy objektu:**

V pracovním režimu se objekt dostává od stavu, který označím 1 až po stav 0. Tato oblast stavů je spojitá a vyjadřuje proces brzdění. Číslo 1 označuje stav, kdy se objekt pohybuje a číslo 0 značí úplné zastavení. Vlivem parazitního ohybu, který vzniká nesymetrickým dosednutím brzdových destiček, dochází k procesu ohýbání objektu.

➤ **Projevy objektu:**

Projevem objektu je jeho oteplení, které je důsledkem procesu brzdění, při jeho aktivaci. Při stavu 1 (jak je označeno v odstavci *Procesy a stavy objektu*) se teplota objektu rovná teplotě okolí. Při stavu 0 je teplota objektu maximální. Velikost teploty je závislá na obvodové rychlosti objektu a na tlakové síle, kterou působí brzdové destičky na objekt. Nežádoucím projevem parazitního ohýbání je deformace brzdového segmentu.

➤ **Důsledky projevů objektu:**

Důsledek oteplování může vést k problémům, které se objevily při testování prototypu. Protože je objekt složen ze tří různých materiálů, které mají různé mechanické vlastnosti, vede oteplení k různě velké dilataci jednotlivých dílů. Opakováním tohoto procesu pak dochází k degradaci spojů, které jsou z tohoto pohledu nejvíce namáhány. Tento důsledek vede až k úplnému znehodnocení objektu, protože není schopen plnit svou funkci. Důsledkem deformace brzdového segmentu je také znehodnocení této části objektu a v konečné fázi, také znehodnocení objektu jako celku.

3.2. Určení typu problému

Naformulovaný problém (*Formulace problému a jeho komplexní analýza*) budu z komplexního hlediska řešit jako nepřímý problém, protože jsou mi známy důsledky a ověřuji předpoklad příčin, které důsledky způsobují. Po ověření předpokladu budu k řešení přistupovat jako k řešení přímého problému, protože budu na základě známých příčin, eliminovat nevhodné důsledky.

4. REŠERŠNÍ STUDIE

Rešeršní studie, které by přímo souvisely s tématem této diplomové práce, se v dostupných publikacích nebo časopisech nevyskytují. Je to způsobeno tím, že je tato problematika velice specifická, a zabývají se jí pouze renomované firmy, vyrábějící komponenty tohoto typu (brzdové kotouče pro kola, auta, motocykly). Způsob vývoje a tedy i konstrukční řešení těchto komponent je tzv. know-how, každé z těchto firem. A proto je velmi obtížné dostat se k materiálům, které by danou problematiku popisovaly.

Součástí této práce je rovněž experiment. Byl v něm použit plán měření, který se u nás i ve světě používá k řešení různých problémů, a který pomáhá při hledání optimálních řešení. Několik příkladů aplikace této metody zde proto uvádím:

http://en.wikipedia.org/wiki/Design_of_experiments - popis základních poznatků z oblasti plánování měření

<http://faculty.washington.edu/cooperjs/Education/Fuel%20cell%reports/SP05%20Design%20of%20Experiments.pdf> – použití plánování měření při navrhování optimální velikosti Proton Exchange Member fuel cell, při spalování vodíkového paliva

<http://www.iisc.ernet.in/academy/materci/bmsapr2000/125.pdf> - použití plánování měření při procesu materiálu pokrytí kovovým substrátem elektroforetickou ve vodním prostředí

5. EXPERIMENTÁLNÍ ANALÝZA

Přestože je v současnosti nejprogressivnějším přístupem řešení inženýrských problémů výpočtové modelování, neodmyslitelnou a zároveň velmi významnou součástí zůstává experiment. Pod pojmem experiment si v dnešní době mnoho lidí představuje proces nějakého nového objevování, nebo bádání. Tento popis je však pro technickou potřebu nedostatečný. Proto byl vytvořen přesný a strukturovaný popis experimentu pomocí systémového přístupu. Systémový pohled na experiment tedy znamená, vytvořit jeho vlastní strukturu, analyzovat a řešit jeho problémy, zabývat se cílovými projevy a chováním, pohlížet na jeho úlohu v technice a v modelování, rozebrat jeho strukturu přípravné a návrhové etapy.[4] Na základě tohoto pohledu, byly vymezeny následující typy experimentu: reálný experiment, technický experiment, myšlenkový experiment, počítačový experiment. V dalším textu se budu věnovat technickému experimentu z důvodu jeho vhodné struktury pro řešení daného problému.

5.1. Technický experiment

Tento pojem je definován jako soustava cílevědomých a cílevědomě řízených činností a prostředků k jejich realizaci, které provádí subjekt na aktivovaném technickém objektu, s cílem získat objektivizované údaje o jeho projevech, resp. struktuře, na základě přímého a zprostředkovaného měření a pozorování na něm, jako podklad pro řešení inženýrského problému na tomto nebo na jiném technickém objektu.[4]

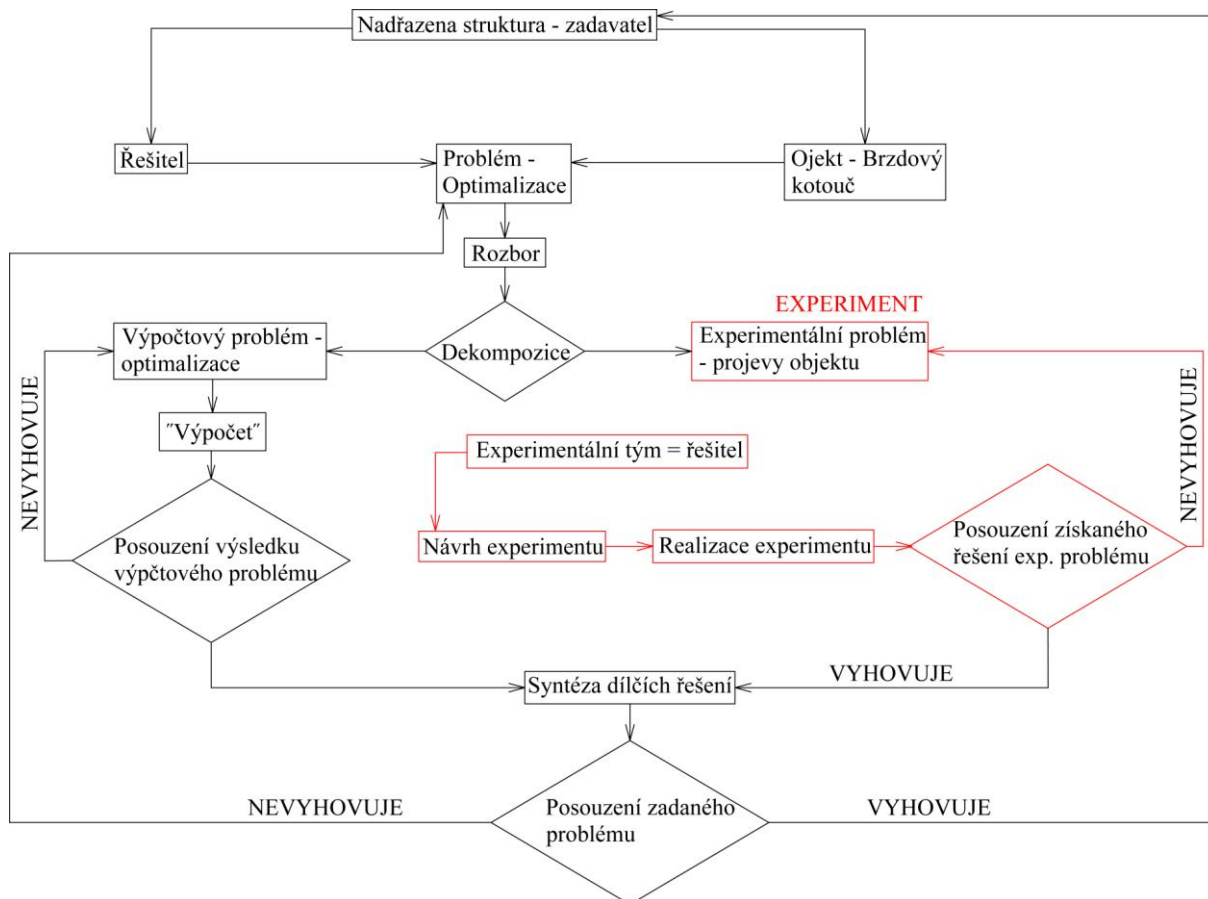
Experiment, který byl proveden v rámci této práce, přesně kopíruje výše uvedenou definici technického experimentu (dále jen TE). A to z toho důvodu, že aktivovaným technickým objektem byl kotouč, který byl aktivován hydraulickou brzdou, projevy této aktivace byly přímým měřením pomocí termokamery a dynamometrem pozorovány a zaznamenány. Tím byl získán obraz o projevech a struktuře pozorovaného objektu, který slouží jako podklad pro výpočtový model na tomto a modifikovaném (optimalizovaném) objektu. Celý experiment byl prováděn jako soustava cílevědomých a cílevědomě řízených činností.

5.1.1. Struktura technického experimentu[4]

Jednoduchá struktura TE sestává z:

- Vytvoření řešitelského týmu (jehož úlohou je řešit určitý inženýrský problém)
- Dekompozice problému na výpočtový a experimentální problém
- Vytvoření experimentálního týmu (v tomto případě je stejný jako řešitelský tým)
- Návrh experimentu
- Realizace experimentu
- Posouzení získaného řešení experimentálního problému

Následující struktura pochází z citovaného zdroje. Je však upravena pro potřeby provedeného experimentu.



Obr. 9 Struktura technického experimentu

V návaznosti na jednoduchou strukturu TE je možno použít konkrétnější rozčlenění, které blíže specifikuje jednotlivé prvky struktury TE dle [5].

- Návrh experimentu
- Realizace měření
- Zpracování naměřených dat
- Zhodnocení a posouzení experimentu

5.1.2. Návrh experimentu

Návrh experimentu vycházel z požadavku splnění stanovených cílů práce.

5.1.2.1. Formulace experimentálního problému

Experimentálním problémem je zjištění teplotního pole brzdového kotouče při zatížení, které se v laboratorních podmínkách blíží reálnému, a to brzděním tohoto brzdového kotouče pomocí hydraulické brzdy. Zjištění teplotního pole je důležitou součástí řešení celého problému (viz *Formulace problému a jeho komplexní analýza*) a to proto, že bude okrajovou podmínkou výpočetního řešení, bez které by nebylo možné pokračovat.

Podmínkou pro zajištění relevantních výsledků experimentu je simulace reálných podmínek zatěžování s laboratorními. Tento aspekt je těžké dodržet vzhledem k náročnému charakteru podmínek, ve kterých je brzdový kotouč používán, a z důvodu náročnosti zaznamenávání a vyhodnocování dat, které byly v průběhu experimentu hodnoceny. Příkladem toho bylo přesné nastavení velikosti momentu vyvolaného brzděním při jednotlivých otáčkách a následné zaznamenání teplotního pole pomocí termokamery při dodržení stejných podmínek pro každý měřený bod (blíže viz *Plánování měření*). Dalším omezením byla neopakovatelnost experimentu a to z důvodu vysokého zatížení brzdového kotouče až k překročení jeho hranice únosnosti. Ostatním problémům s experimentem přímo souvisejícím, jsme se snažili vyhnout tak, že jsme provedli zkušební experiment a měření, které nám pomohlo ujasnit si potřebné náležitosti pro hladký chod připraveného experimentu.

Závislé proměnné v toto experimentu byly otáčky elektromotoru a moment, který byl vyvolán působením hydraulické brzdy. Tyto faktory byly vhodně zvoleny dle plánu měření (viz *Plánování měření*). Nezávisle proměnnou bylo teplotní pole, které bylo důsledkem procesu brzdění.

5.1.2.2. Komplexní úvahy a rozbor návrhu experimentu

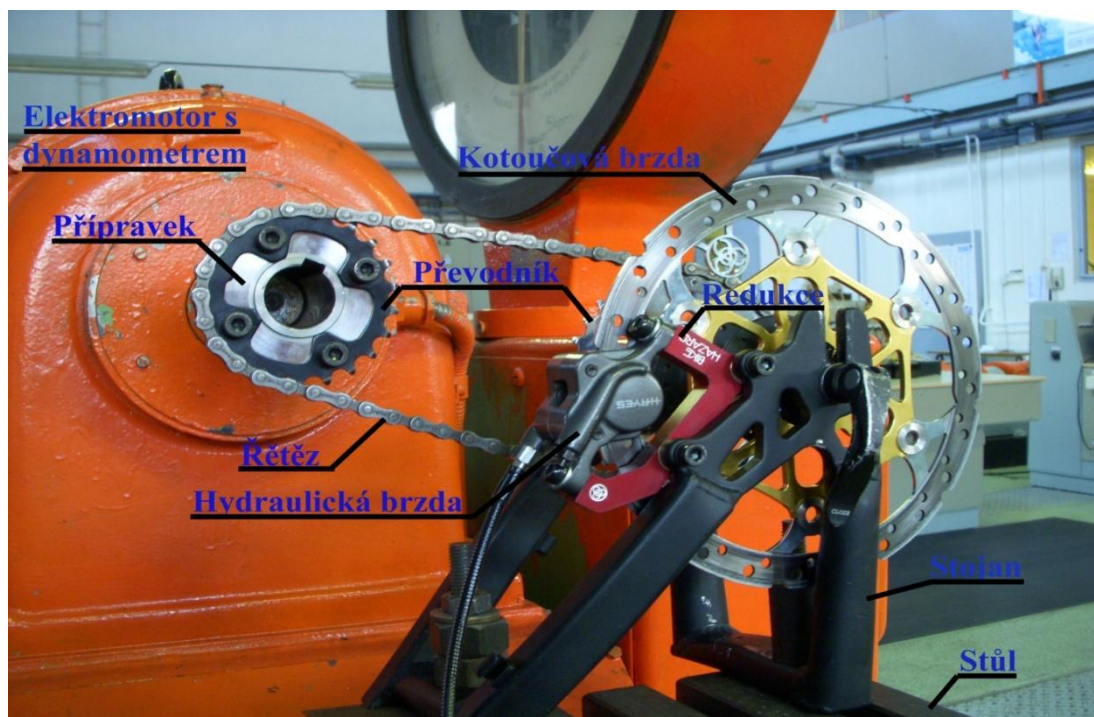
➤ **Experimentální objekt (EO):**

Měření bylo prováděno přímo na primárním objektu, kterým je řešený brzdový kotouč, proto jej dále budu nazývat experimentálním objektem (EO). Měření však probíhalo v laboratoři na pomocné konstrukci, nebylo tak přímo součástí sjezdového kola. Pomocná konstrukce, která je viditelná na *Obr. 10*, byla funkčně navržena tak, aby simulovala zatížení brzdového kotouče od nejnižších, až po jeho extrémní hodnoty. Sestava spočívala v nasazení brzdového kotouče na náboj z jedné strany, z druhé strany náboje byl připevněn převodník s počtem zubů z_1 . Celá sestava byla vsazena do pevně uchyceného stojanu. Na stojan byla taktéž uchycena hydraulická brzda. Na hřídel elektromotoru byl nasazen přípravek, na kterém byl uchycen druhý převodník s počtem zubů z_2 . Oba převodníky byly spojeny řetězem. Převod, který byl stanoven volbou tohoto ozubení, činil převodový poměr i , čímž byl dosažen převod „do pomala“ dle *Tab. 5*.

Pro sestavení celé konstrukce byly použity: stojan, náboj, hydraulická brzda, dva převodníky, řetěz, přípravek, elektromotor s dynamometrem, kotoučová brzda, redukce, šrouby různých typů. Přípravou této sestavy, bylo dosaženo modelové situace, a tím možnosti provést experiment.

z_1 [počet zubů]	z_2 [počet zubů]	$i = z_2/z_1$
32	22	0,69

Tab. 5 Popis převodu



Obr. 10 Popis modelové konstrukce

➤ **Plánování měření:**

Potřeba jednoduššího a přehlednějšího přístupu k experimentu vedla k systémovému pojetí této činnosti. Na základě tohoto byla vytvořena struktura (viz *Struktura technického experimentu*[4]), která určila postup, při němž je možno za stávajících podmínek zlepšit přesnost experimentálních výsledků při uvažování různých vlivů, které se vždy vyskytnou a také souvisejí s běžnou praxí. Do této struktury rovněž patří plánování měření (Design of experiments), které umožní získat experimentální veličiny, s možností aplikovat na ně různé druhy statistických metod, pro obdržení objektivních a relevantních výsledků a závěru měření.[5] Systémový přístup a tvorba plánu měření znamená přechod od intuitivního přístupu k logickému a matematicky podloženému přístupu. Tímto se podařilo zjednodušit a zpřehlednit celý průběh experimentu, neopomenutelnou stránkou je také ekonomický dopad, který rovněž významně posiluje vážnost tohoto přístupu, protože výsledky dosažené intuitivním pojetím jsou časově náročnější, a tedy i ekonomicky méně výhodné. Ekonomické hledisko při použití přístupu plánování měření v této práci nebylo hlavní příčinou pro použití tohoto postupu. Hlavní příčina jeho použití spočívá v tom, že umožnilo dosáhnout lepší úrovně získaných dat v podobě vhodných vlastností jednotlivých statistických charakteristik, při rychlejší a jednodušší realizaci měření.

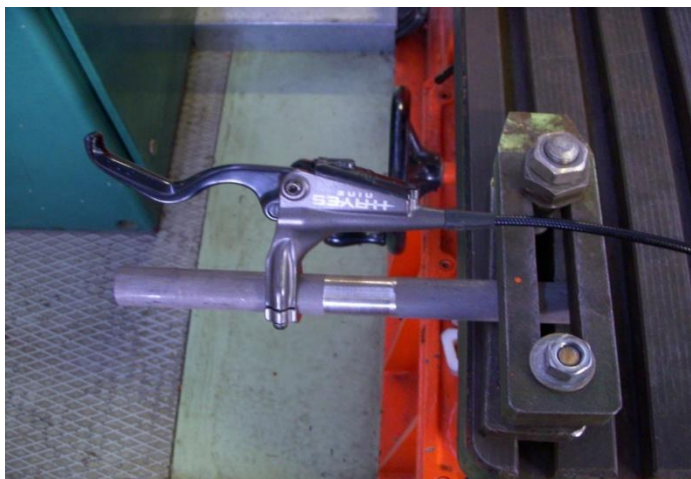
Specifikací každého plánu měření je to, že v sobě zahrnuje činnosti:[5]

- Návrh a počet vstupů měření
- Návrh počtu opakovaných měření při každé hodnotě jednotlivého vstupu měření tak, aby splňoval určitá kritéria optimálnosti měření

Správné sestavení plánu měření je důležitou součástí celého experimentu. Při navrhování plánu měření je potřeba si ujasnit, jaká data (jednorozměrná, vícerozměrná) a jakou statistickou metodou (regresní, disperzní analýza) budou data zpracována. V této fázi je nutné se zabývat jak navrhovanými metodami pro plánování měření, tak i metodami pro zpracování naměřených hodnot. Pomocí vhodně zvolené statistické metody se dosáhne přesnějších statistických charakteristik (nejčastěji rozptyl, zúžení hledané oblasti). Dodržení uvedené strategie sestavení plánu měření přispívá ke zvýšení efektivnosti měření.[4] Při nejjednodušších plánech se může jednat o měření čtyř hodnot, které dokáží postihnout celou oblast hodnot měřeného objektu, jenž bychom při intuitivním měření obdrželi až po několika desítkách měřených bodů.

- **Návrh a počet vstupů měření:**

Jako vstupní faktory byly určeny veličiny, které nejvíce ovlivňují chování brzdového kotouče z hlediska řešení daného problému. Jsou jimi již zmiňované faktory - otáčky hřídele elektromotoru (uhlová rychlost) a moment vyvolaný působením hydraulické brzdy. Tyto veličiny byly pro jednotlivé body měření stanoveny plánem měření (viz *Plánování měření*). Otáčky hřídele elektromotoru bylo možno libovolně regulovat a odečítat pomocí otáčkoměru. Regulování a nastavení požadovaných velikostí momentů bylo komplikované z důvodu použitého mechanismu brzdění, a to pomocí hydraulické brzdy. Komplikace spočívala v nastavení a aretaci brzdové páčky pro zajištění požadované velikosti momentu (viz *Obr. 11*). Celý proces byl ještě umocněn časovým hlediskem, které v tomto hrálo velkou roli z důvodu časové závislosti mezi brzděním a teplotou měřeného objektu (brzdového kotouče). Tento faktor vnáší do procesu měření určitou chybu. Velikost momentu byla kontrolována pomocí dynamometru, který je periferním zařízením elektromotoru. Výstupním faktorem je teplotní pole měřeného objektu pro jednotlivé body měření. Tento faktor byl měřen a zaznamenáván pomocí termokamery.



Obr. 11 Brzdová páčka sloužící k nastavení momentů

Jako vhodná statistická metoda pro sestavení plánu měření pro uvedený experiment (viz *Návrh experimentu*) byla zvolena regresní analýza, a to proto, že se používá v případech, v nichž jsou nezávislé a závislé proměnné spojité veličiny a hledá se mezi nimi kauzální závislost. Podstata této metody spočívá v tom, že se statistickým způsobem prověřuje, zda navržená regresní závislost ve tvaru:

$$y(\beta, X) \rightarrow y\beta_0 + \beta_1 f_1(X_1) + \beta_2 f_2(X_2) + \dots + \beta_n f_n(X_n) + \beta_d f_d(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (5.1)$$

je dobře „přilnavá“ k souboru získaných dat závisle na nezávisle proměnných. Primární úlohou regresní analýzy je zjistit, jakým způsobem je možno ze souboru naměřených hodnot stanovit bodové a intervalové odhady regresních parametrů β_i . Nezávisle proměnné X_j jsou označovány jako faktory. Podle počtu těchto faktorů rozlišujeme jedno a více faktorovou regresní analýzu. Dále u regresní analýzy rozlišujeme plány měření I. řádu, týkají se případů s lineární závislostí. Plány měření II. řádu, se používají při kvadratické závislosti $y(\beta, X)$. [4]

Prvním krokem při sestavení plánu měření je určení faktorů, které mají podstatný vliv na měřené hodnoty. V tomto případě jsou to dva faktory, a to: otáčky kotouče a velikost působícího momentu. Následně sestavíme plán měření I. řádu. Z takto naměřených hodnot je možno sestavit lineární regresní model, lineární vzhledem k proměnným i koeficientům:

$$y = \beta_0 + \sum_{j=1}^n \beta_j x_j + \varepsilon \quad (5.2)$$

Pokud je tento model v dané experimentální oblasti vyhovující, určíme nový centrální bod měření metodou největšího spádu a pokračujeme stejným způsobem až do oblasti hledaného optima, kde přestává hodnota odezvy v daném směru růst, nebo klesat. Toto může

být způsobeno také slabou shodou mezi lineárním modelem a naměřenými hodnotami. Při této příležitosti je vhodnější použít plán měření II. řádu, který umožní sestavení kvadratického regresního modelu:

$$y = \beta_0 + \sum_{j=1}^n \beta_j x_j + \sum_{j=1}^n \beta_{jj} x_{jj}^2 + \sum_{j < j'}^n \sum_{j'} \beta_{jj'} x_j x_{j'} + \varepsilon \quad (5.3)$$

Při návrhu plánu měření nás zajímá počet regresních koeficientů β , pro různý počet faktorů n . Počet regresních koeficientů p_β kvadratické regresní funkce je závislý na počtu měřených faktorů, dle vztahu:

$$p_\beta = 2^n + n \quad (5.4)$$

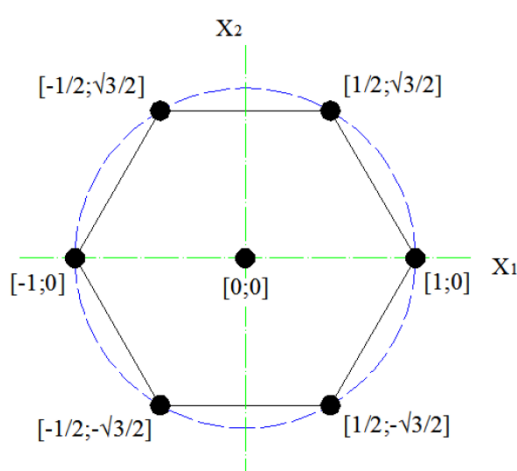
Pro nalezení všech regresních koeficientů, je potřeba minimálně tolik naměřených hodnot, kolik je počet hledaných koeficientů. V tomto případě by regresní funkce aproximovala vstupní data přesně, včetně chyb měření. Protože však existují odchylky regresní funkce od vstupních naměřených dat, přišli bychom o možnost vyhodnotit shodu mezi nalezenou regresní funkcí a skutečnými fyzikálními závislostmi naměřených hodnot. Z tohoto důvodu se používají plány měření s větším počtem měřených hodnot, než je p_β . [6]

Pro sestavení plánu měření pro uvedený experiment byl použit plán měření II. Řádu z toho důvodu, že nemusím hledat oblast měření pomocí lineární regrese, protože tato oblast je limitována podmínkami, při kterých je možno měřit. Aby byl odhad regresních koeficientů co nejpřesnější, je nutno, aby byl návrh ortogonální. To znamená, že jakékoliv dva sloupce matice X faktorů x_1, x_2, \dots (v tomto případě pouze x_1, x_2) jsou ortogonální a všechny prvky matice $X'X$ mimo hlavní diagonálu se rovnají nule. Příkladem ortogonálních návrhů jsou např. úplný faktoriální experiment 2^n doplněný o $2n$ axiálními body, ze kterých vycházejí rotační návrhy a kompozitní návrhy, nebo faktoriální návrhy 3^n atd. [6]

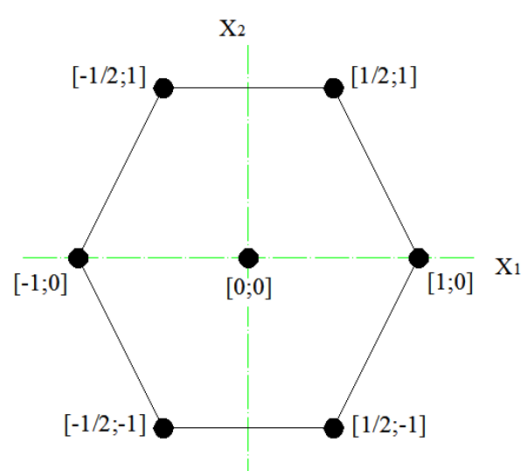
Vhodnými návrhy pro experimenty se dvěma, nebo třemi faktory jsou rotační návrhy. Pro větší počet faktorů se obtížně hledají souřadnice jednotlivých bodů. Z toho důvodu byl pro tento experiment vybrán taktéž tento návrh. V tomto návrhu obvykle tvoří experimentální body vrcholy mnohoúhelníka, pro tři faktory vrcholy mnohostěnu. Při dvou faktorech, což je tento případ, se používá pětiúhelník, nebo šestiúhelník s minimálně jedním centrálním bodem. [6] Avšak dodržení podmínky pravidelnosti mnohoúhelníka není výhradně nutné. Podstatnou podmínkou je splnění ortogonalitativy návrhu. Při dodržení této nutné podmínky jsem vytvořil plán měření, který vykazuje charakteristiky rotačního návrhu, přestože není pravidelným šestiúhelníkem, změna spočívá v posunutí čtyř bodů, kterých souřadnice jsou

následující: $[-1/2; \sqrt{3}/2]$, $[1/2; \sqrt{3}/2]$, $[1/2; -\sqrt{3}/2]$, $[-1/2; -\sqrt{3}/2]$ (Obr. 12) po změně jsou souřadnice $[-1/2; 1]$, $[1/2; 1]$, $[1/2; -1]$, $[-1/2; -1]$, jak je patrné z Obr. 13. Důvodem, této úpravy byla jednodušší měřitelnost a dosažitelnost těchto bodů, při dodržení ortogonality.

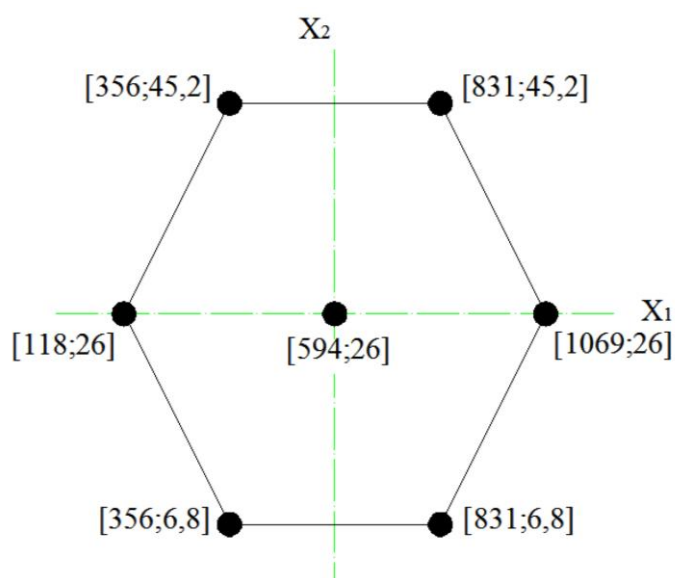
Modifikovaný rotační návrh tedy splnil veškeré nutné požadavky, pro zachování všech výhod, které regresní analýza při sestavení plánu měření nabízí, a které jsou výše uvedeny. Konkrétní plán měření, který byl použit pro zmíněné faktory (otáčky, momenty), je uveden na Obr. 14. Podle této struktury byl koordinován celý proces měření.



Obr. 12 Rotační návrh



Obr. 13 Modifikovaný rotační návrh



Obr. 14 Navržený plán měření

Uvedené hodnoty v plánu měření byly získány tak, že se nejdříve určil měřitelný rozsah jednotlivých faktorů. Pro otáčky byl rozsah předurčen vstupními hodnotami, které odpovídají rychlostem, při kterých je kotoučová brzda používána. Tyto rychlosti byly stanoveny od nejnižší hodnoty 10km/h (viz *Tab. 6*), až do rychlosti 90km/h . Tyto dvě hodnoty jsou krajními ve vrcholech navrženého mnohoúhelníku, další hodnoty jsou určeny dle *Obr. 14*. Rozsah momentů byl určen z mezních hodnot, které bylo možné vyvodit pomocí hydraulické brzdy, a to 2 až 50Nm (*Tab. 7*). Tyto krajní hodnoty však nebylo možno použít jako vrcholové, protože při 2Nm se kotouč téměř nebrzdil a při hodnotě 50Nm zase úplně stál. Proto byl jako první krajní bod použit 6,8Nm, což je o 10% navýšená hodnota z uvedeného rozsahu a druhý krajní bod byl 45,2Nm, což je o 10% snížená hodnota. Další body jsou patrný z *Obr. 14*.

Bod návrhu	v [km/h]	n [ot/min]
v[-1;0]	10	118
v[1;0]	90	1069
v[0;0]	50	594
v[-1/2;-1]	30	356
v[1/2;-1]	70	831

Tab. 6 Použité hodnoty otáček pro návrh experimentu

Bod návrhu	M [N/m]	Rr=M ₅₀ – M ₂ [N/m]
M ₂	2	
M ₅₀	50	
Rr		48

Tab. 7 Použité hodnoty momentů pro návrh experimentu

$$V_{[0;0]} = \frac{V_{[1;0]} + V_{[-1;0]}}{2} = \frac{90+10}{2} = 50 \text{ km/h} \quad (5.5)$$

$$V_{[-1/2;-1]} = V_{[-1/2;1]} = \frac{V_{[0;0]} + V_{[-1;0]}}{2} = \frac{50+10}{2} = 30 \text{ km/h} \quad (5.6)$$

$$V_{[1/2;-1]} = V_{[1/2;1]} = \frac{V_{[0;0]} + V_{[1;0]}}{2} = \frac{50+90}{2} = 70 \text{ km/h} \quad (5.7)$$

$$M_{[-1/2;-1]} = M_{[1/2;-1]} = \frac{Rr}{100} 10 + M_2 = \frac{48}{100} 10 + 2 = 6,8 \text{ Nm} \quad (5.8)$$

$$M_{[-1;0]} = M_{[0;0]} = M_{[1;0]} = \frac{M_2 + M_{50}}{2} = \frac{2+50}{2} = 26 \text{ Nm} \quad (5.9)$$

$$M_{[-1/2;1]} = M_{[1/2;1]} = M_{10} - \frac{Rr}{100} 10 = 50 - \frac{48}{100} 10 = 45,2 \text{ Nm} \quad (5.10)$$

Z důvodu jednoduchosti, která spočívala pouze v tom, že experiment obsahoval jen dva faktory, nebylo obtížné sestavit tento jednoduchý plán měření, který velkou mírou přispěl k rychlému a hladkému průběhu celého měření. Této podkapitole bylo věnováno hodně prostoru a to zejména z důvodu systematickosti přístupu k celému experimentu a návaznosti na vyhodnocení naměřených hodnot.

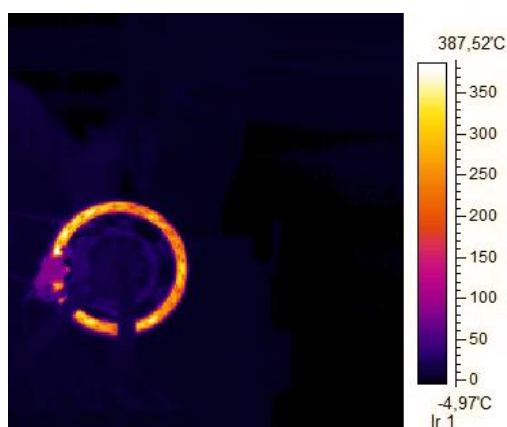
- **Návrh počtu opakovaných měření:**

Tento bod plánu měření je důležitou součástí celého plánování a to z důvodu vyloučení všech druhů chyb, kterých se můžeme dopustit při samotném měření, ale také i přesností vyhodnocených dat, chyb samotné matematické metody pro zpracování výsledků.

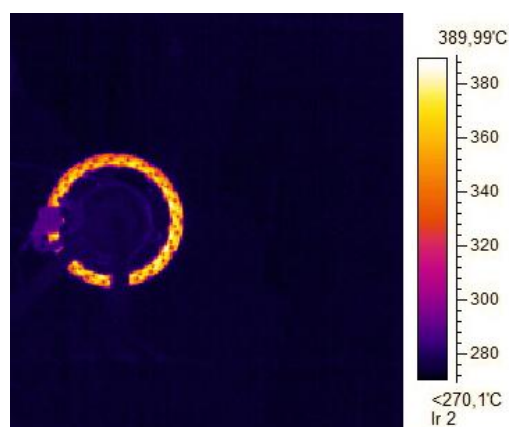
Tento bod plánování měření jsem z objektivních důvodů nebyl schopen splnit. Důvody nesplnění spočívají v tom, že celý průběh měření byl velice náročný na jednotlivé komponenty celé experimentální soustavy a zejména experimentálního objektu. Náročnost spočívala ve velikém mechanickém a tepelném zatížení experimentálního objektu při některých bodech navrženého plánu měření. Přesné hodnoty jsou na *Obr. 14*. Toto nadměrné zatížení bylo nutno provést z důvodu postižení celé možné oblasti použití a dosažení těch nejextrémnějších podmínek, při kterých je experimentální objekt používán. Postižení celé oblasti bylo důležité pro další vyhodnocování charakteru experimentálního objektu. Toto zatěžování však způsobilo překročení mezní hodnoty únosnosti experimentálního objektu, co vedlo k znemožnění opakování měření a rovněž možnosti splnění tohoto bodu plánování měření. Možnost použití dalšího experimentálního objektu již nebyla dostupná z důvodu

velké finanční náročnosti. Provádění měření na jiných experimentálních objektech by také vneslo do měření další chyby související s různými odlišnostmi jednotlivých experimentálních objektů. Pro opakování měření by tedy bylo potřeba několik těchto objektů, což by bylo neúměrně drahé, a nemuselo by to přinést výrazné zlepšení naměřených dat.

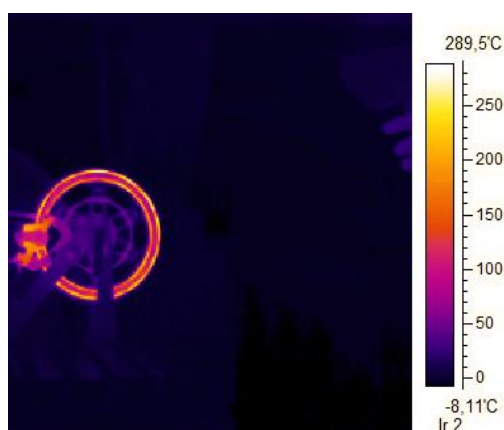
Jsem si vědom tohoto omezení v podobě neopakovatelnosti měření, avšak opatření, která byla provedena před samotným měřením, mi dávají určitou záruku věrohodnosti tohoto měření. Opatřeními myslím předběžná měření, které jsme provedli před samotným spuštěním „ostrého“ měření. Tato předběžná měření sloužila ke kalibraci měřicí techniky, vyladění různých technických problémů a přípravě pro konečné měření. Porovnání předběžných výsledků s „ostrými“ výsledky, jsou zobrazena na záznamu z použité termokamery (viz *Obr. 15, Obr. 15-17*). Naměřená teplotní pole jsou zobrazena při přibližně stejných okrajových podmínkách, v jednom případě při použití mechanické brzdy místo hydraulické (*Obr. 17*).



Obr. 15 Teplotní pole „ostrého“ měření



Obr. 16 Teplotní pole předběžného měření



Obr. 17 Teplotní pole předběžného měření s použitím mechanické brzdy

➤ **Měřicí metoda:**

Při volbě měřicí metody jsme vycházeli z podstaty experimentálního problému, kterým je zaznamenání teplotního pole, které vzniká jako důsledek zatěžování EO. Jako nejvhodnější metodu jsme zvolili metodu termovize. Jde o nepřímou metodu měření teplotního pole. Tato měřicí metoda je velice efektivní a přesná.

Termovize patří mezi nejprogresivnější metody měření teplotních polí. Princip termovize spočívá v bezkontaktním měření intenzity infračerveného záření. Snímání zabezpečuje pole infradetektorů zabudovaných v termokameře, jejich výstupem je analogový a digitální obraz teplotního pole. Součástí každé termovizní techniky je programová podpora pro digitalizaci, zpracování a transformaci nasnímaného teplotního pole. [7]

Přesná specifikace použité termokamery je popsána v *Tab. 8* (viz *Měřicí řetězec*). Pro vyhodnocení naměřených dat, byl použit program, který byl součástí podpory dodávané s termokamerou.

➤ **Vytvoření systému na EO:**

Okolí EO: Experiment byl prováděn v laboratorních podmínkách. Teplota vzduchu byla 21,5°C a relativní vlhkost 32%. EO tak nebyl vystaven žádným jiným ovlivňujícím podmínkám, než těm řízeným. Vhodné zázemí pro realizaci nám bylo poskytnuto na Fakultě elektrotechniky a komunikačních technologií VUT, kde nám byli schopni zabezpečit nutné přístroje, elektromotor s dynamometrem a termokameru.

Topologie a geometrie EO: Pro experiment byl použit přímo řešený brzdový kotouč, proto jsou topologie a geometrie EO totožné. Přesné parametry topologie a geometrie viz *Topologie a geometrie objektu*.

Ostatní atributy systému na EO, kterými jsou: Vazba EO na okolí, Aktivace EO s okolím, Ovlivnění EO s okolím, Vlastnosti struktury EO, Procesy a stavy EO, Projevy EO, Důsledky projevů, jsou totožné s atributy systému, který byl na objektu vytvořen (viz *Systém podstatných veličin*). Tuto shodu se podařilo docílit tím, že celá konstrukce pro experiment byla zkonstruována tak, aby co nejlépe vystihovala realitu, ale i proto, že byl experiment prováděn přímo na řešeném brzdovém kotouči.

➤ **Měřicí řetězec:**

Funkčními prvky v měřícím řetězci jsou brzdové destičky, jejichž působením dochází k procesu oteplování brzdového kotouče. Aktivace a velikost působení brzdových destiček je iniciována zmačknutím hydraulické brzdy. Mezi měřicí prvky je možno zařadit dynamometr, kterým se kontroluje velikost momentu, otáčkoměr, jímž se kontrolují požadované otáčky a termokamera, která snímá teplotní pole jednotlivých měřených bodů. Řídicími prvky jsou vstupní faktory, kterými ovlivňujeme celý proces měření a stanovujeme jednotlivé měřicí body. Vyhodnocovacím prvkem je software, který je dodáván jako příslušenství k použité termokameře. Jednotlivé prvky experimentálního řetězce jsou současně zapojeny do procesu měření.

Pro korektní měření bylo nutné jednotlivé měřicí aparatury správně zkalibrovat. Pro správnou funkci termokamery bylo třeba zjistit emisivitu měřeného objektu, ten se však skládá ze tří rozdílných materiálů. Měření emisivity se provádělo pouze u dvou materiálů, a to, brzdového segmentu a duralového unášeče. Emisivita nýtu byla považována za totžnou s emisivitou brzdového segmentu, protože mají stejnou povrchovou úpravu. Emisivita oceli byla 0,15 a eloxovaného duralu 0,5. Měření emisivit jednotlivých částí měřeného objektu prováděl Ing. Radek Vlach, Ph.D. Dále bylo třeba změřit teplotu okolí, která byla 21,5°C a relativní vlhkost ovzduší, která dosáhla 32%. Uvedené hodnoty byly měřeny pomocí bezkontaktního infra teploměru. Přesná specifikace termokamery viz *Tab. 8*.



Obr. 18 Měření emisivity



Obr. 19 Používaná termokamera

Typ termokamery	SH – 68/HY – 6800
Snímací zařízení	UFPA mikrobolometr 320x240 bodů
Teplotní citlivost	0,08°C
Snímací frekvence	PAL: 50Hz/NTSC: 60Hz
Teplotní rozsah	-10°C až 500°C/ -10°C až 2000°C
Přesnost	±2°C/±2% měřeného rozsahu

Tab. 8 Specifikace termokamery

5.1.2.3. Realizace měření

Měření probíhalo za účasti mé osoby, pana Ing. Lubomíra Houfka, Ph.D a Ing. Lišky z elektrotechnické fakulty. Ing. L. Houfek měl dohled nad celým experimentem a Ing. Liška dohlížel a zároveň řídil elektromotor. Jak jsem již zmínil, ladění experimentu se účastnil Ing. Radek Vlach, PhD a Ing. Martin Houfek Ph.D. Ing. R. Vlach kalibroval měřící techniku a Ing. M. Houfek pomáhal při zprovoznění měřící techniky a celého experimentu. Mou úlohou bylo zaznamenávání jednotlivých bodů měření obsluha termokamery a kontrola dodržení plánu měření.

➤ Realizace měřícího řetězce:

Tato fáze experimentu spočívala v dodržení a aplikaci měřícího řetězce. Funkční prvky byly řízeny a stanoveny dle navrženého plánu měření, přesné nastavení se neobešlo bez komplikací, se kterými se však počítalo. Každý měřený bod byl kontrolován a následně zaznamenán pomocí měřících prvků. Tímto postupem byly řízeny všechny řídicí prvky, a proto bylo možno snímat jednotlivé měřené body a zároveň je s použitím vyhodnocovacích prvků vyhodnocovat.

5.1.2.4. Výsledky měření

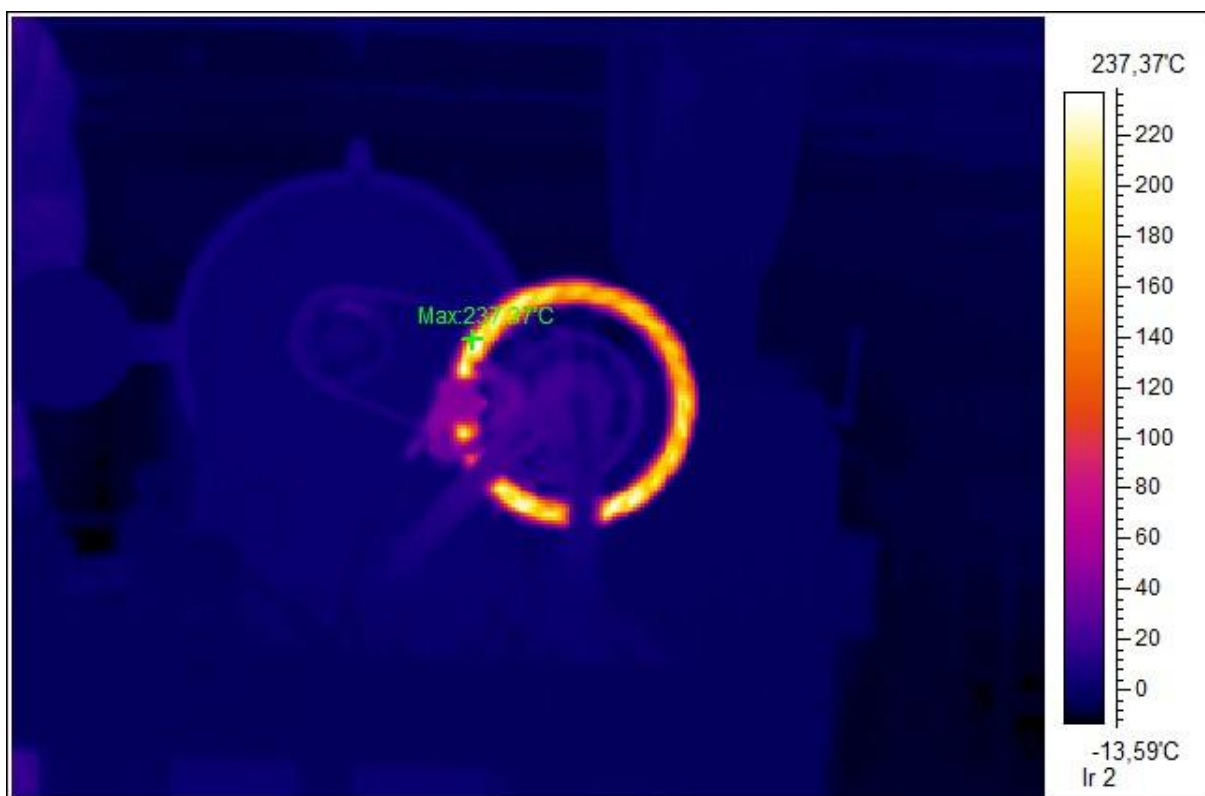
Výsledkem měření bylo získání informací o reálném chování EO, jeho vlastnostech a projevech při zatěžování. Výsledky jsou dvojího druhu, prvním jsou experimentálně naměřená data, která byla naměřena přímo na EO pomocí termokamery. Druhým jsou výsledky získané pomocí programu s použitím regresní analýzy, která byla zvolena pro vyhodnocení navrženého plánu měření se vstupními hodnotami z experimentálně naměřených dat.

➤ **Experimentálně naměřená data:**

Výsledky jsem zpracoval pomocí softwaru SAT Report, který je součástí příslušenství používané termokamery. Získal jsem tak teplotní pole pro každý měřený bod. Jednotlivá teplotní pole pro všechny měřené body jsou znázorněna na obrázcích dle *Tab. 9*.

Souřadnice	[-1/2;-1]	[1/2;-1]	[-1;0]	[0;0]	[1;0]	[-1/2;1]	[1/2;1]
Otáčky [rad/s]	356	831	118	594	1069	356	831
Moment [rad/s]	6,8	6,8	26	26	26	45,2	45,2
Číslo obrázku	<i>Obr. 20</i>	<i>Obr. 21</i>	<i>Obr. 22</i>	<i>Obr. 23</i>	<i>Obr. 24</i>	<i>Obr. 25</i>	<i>Obr. 26</i>

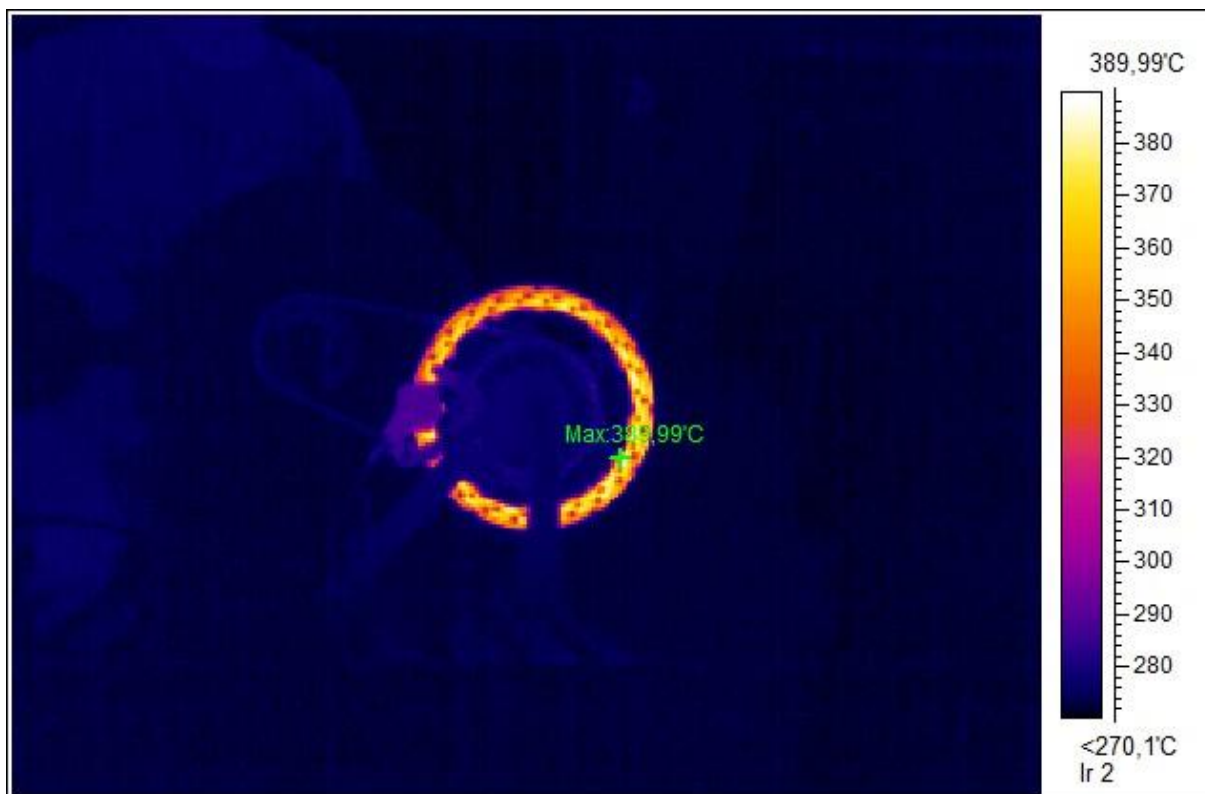
Tab. 9 Čísla obrázků pro měřené body



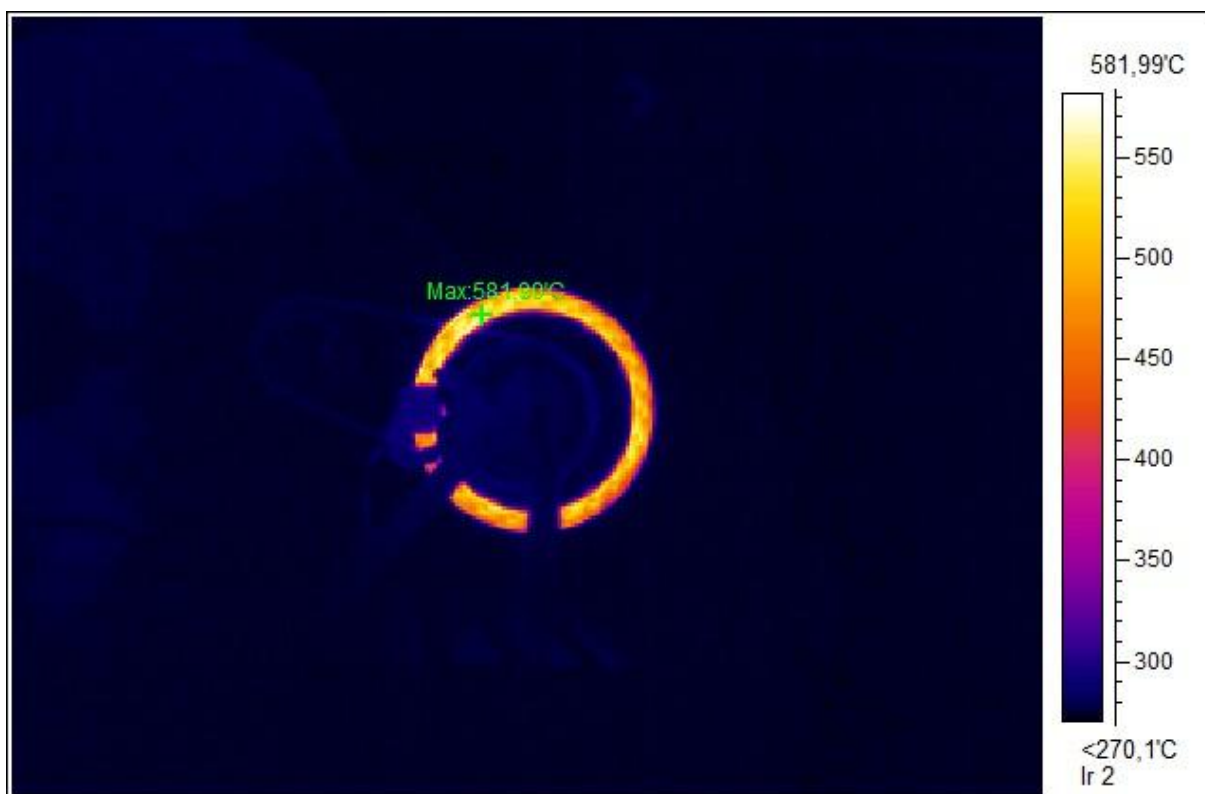
Obr. 20 První měřený bod



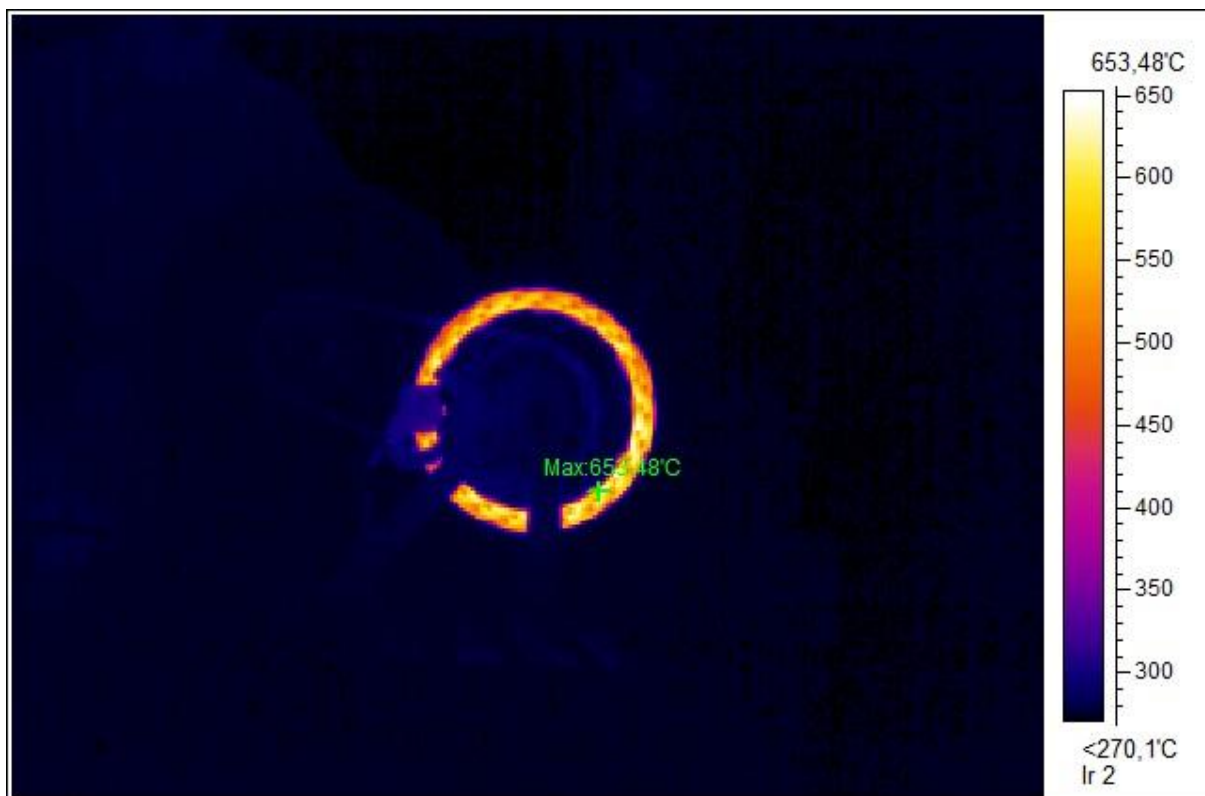
Obr. 21 Druhý měřený bod



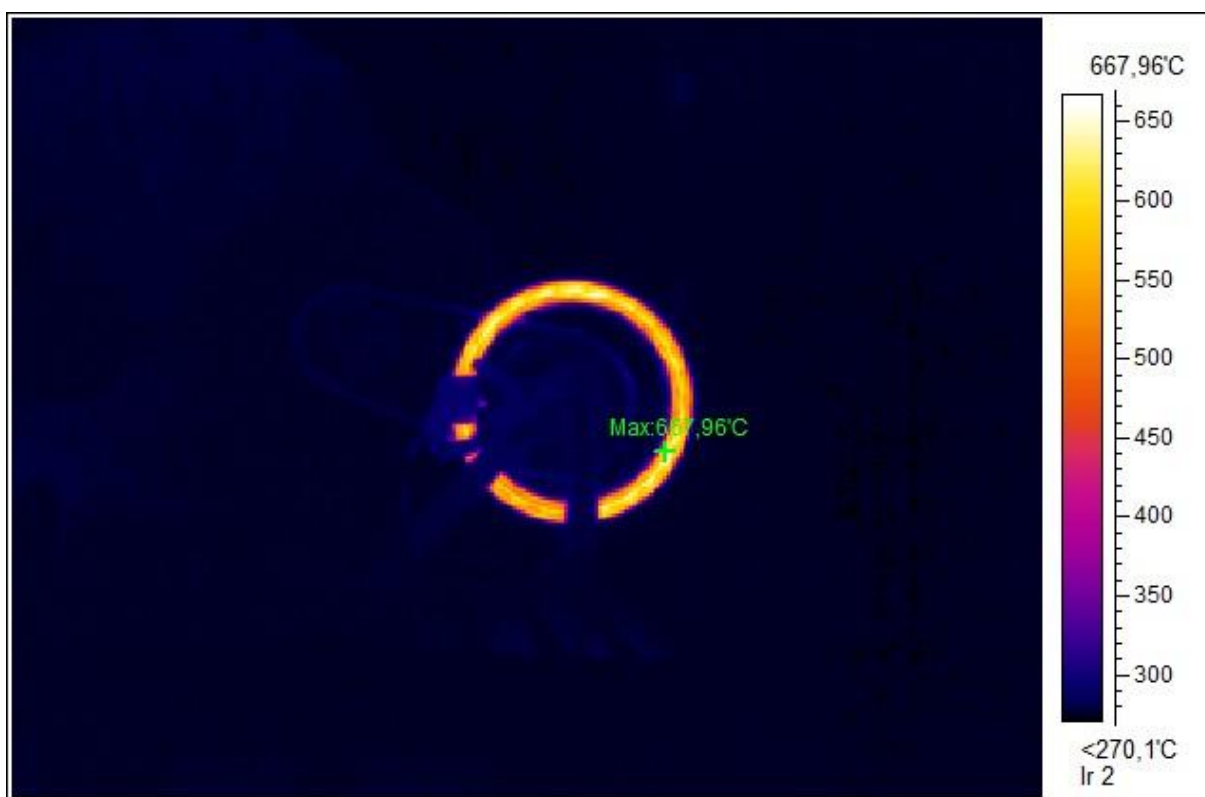
Obr. 22 Třetí měřený bod



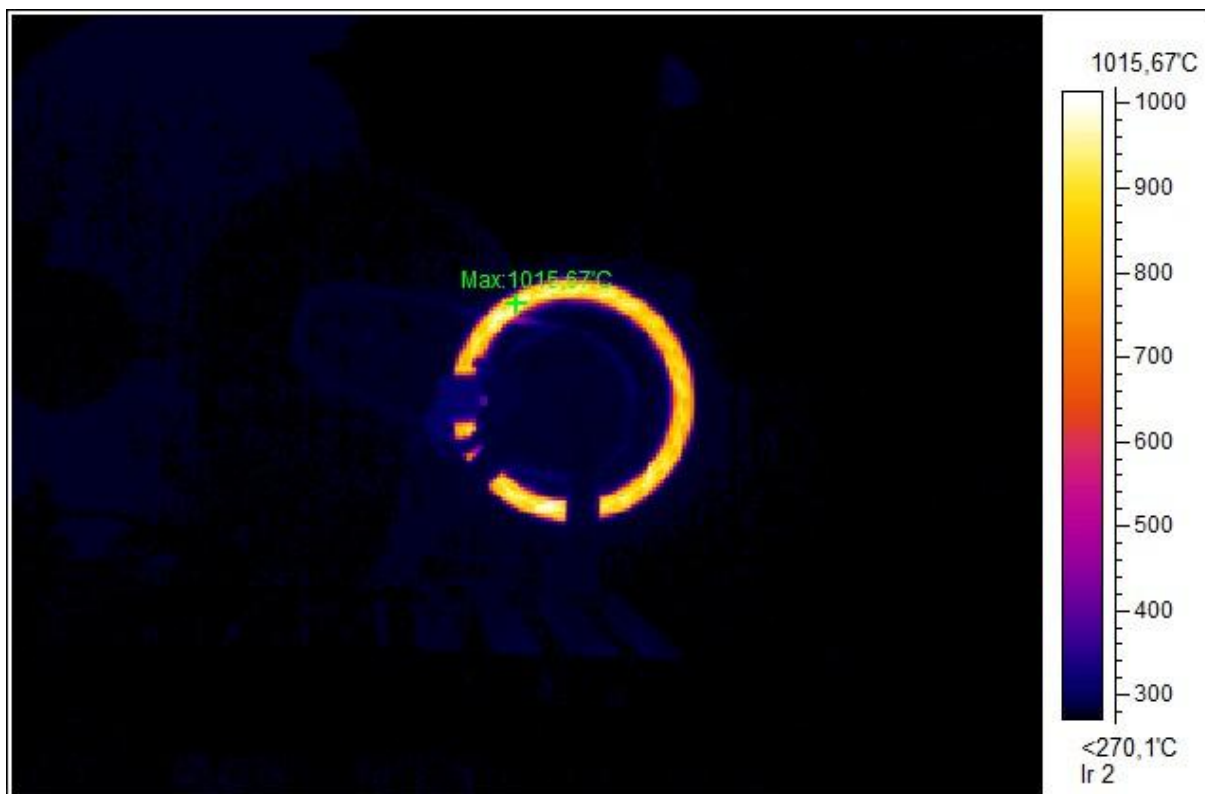
Obr. 23 Čtvrtý měřený bod



Obr. 24 Pátý měřený bod



Obr. 25 Šestý měřený bod



Obr. 26 Sedmý měřený bod

➤ **Vypočtené hodnoty:**

Následující hodnoty byly vypočteny pomocí programu, který byl napsán v programovém systému MATLAB pro zpracování naměřených dat dle navrženého plánu měření. Tento program vytvořil Ing. Michal Sýkora, který mi rovněž tento program poskytnul k zpracování naměřených dat dle mého navrženého plánu měření.

Protože jde o dvoufaktorový návrh plánu měření, vstupními hodnotami do tohoto programu byly parametry, které jsou označené jako vstupní faktory a hodnoty získané z experimentu. Podrobný popis jednotlivých kroků prováděných v programu viz *Příloha 1*.

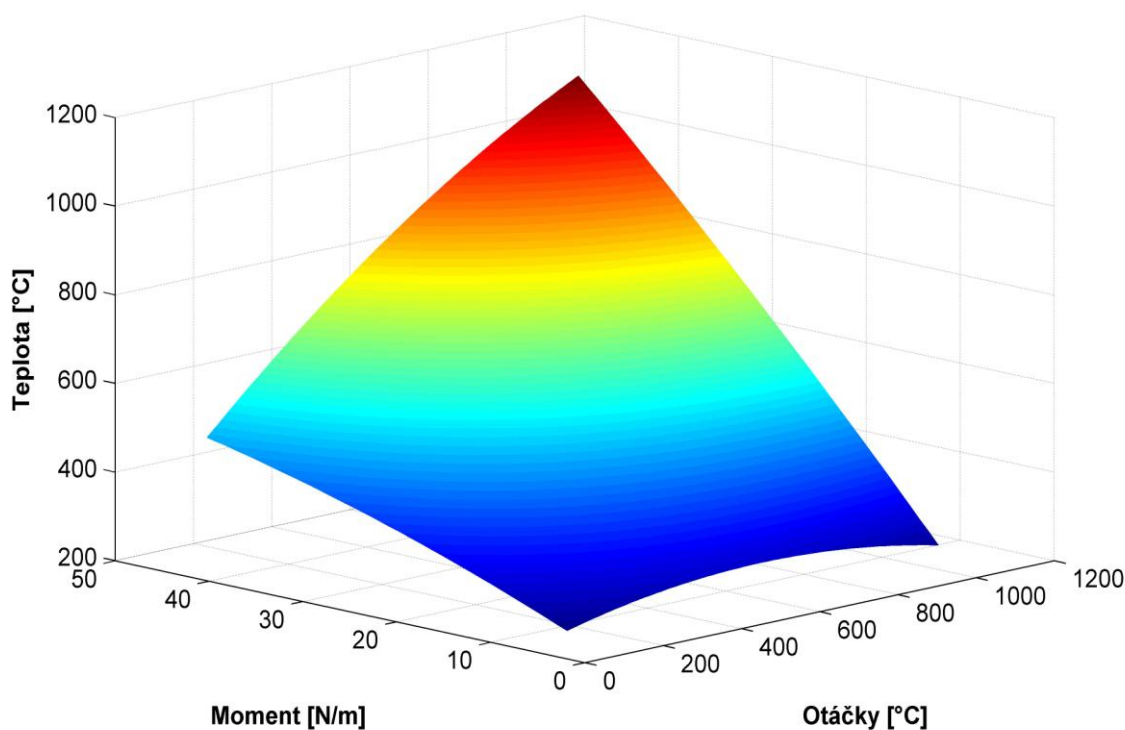
Výsledkem řešení bylo nalezení koeficientů kvadratické regresní funkce (viz rovnice 5.3) podle které se aproximovala celá oblast řešení s využitím pouze sedmi navržených bodů plánu měření. Tato rovnice byla porovnána s rovnicí skutečných naměřených hodnot (viz *Obr. 28*). Dalšími vypočtenými hodnotami byly odchylky regresní funkce od skutečné v měřených bodech (viz *Obr. 29*). Tím jsem získal obraz celého spektra hodnot pro všechny možné zatěžující podmínky, které bych získal jen v případě, že bych je fyzicky změřil. To by

však bylo náročné na čas i prostředky. Celá oblast vypočtených hodnot znázorňuje *Obr. 27*. Bližší popis teorie plánování měření a hledané regresní funkce viz *Plánování měření*.

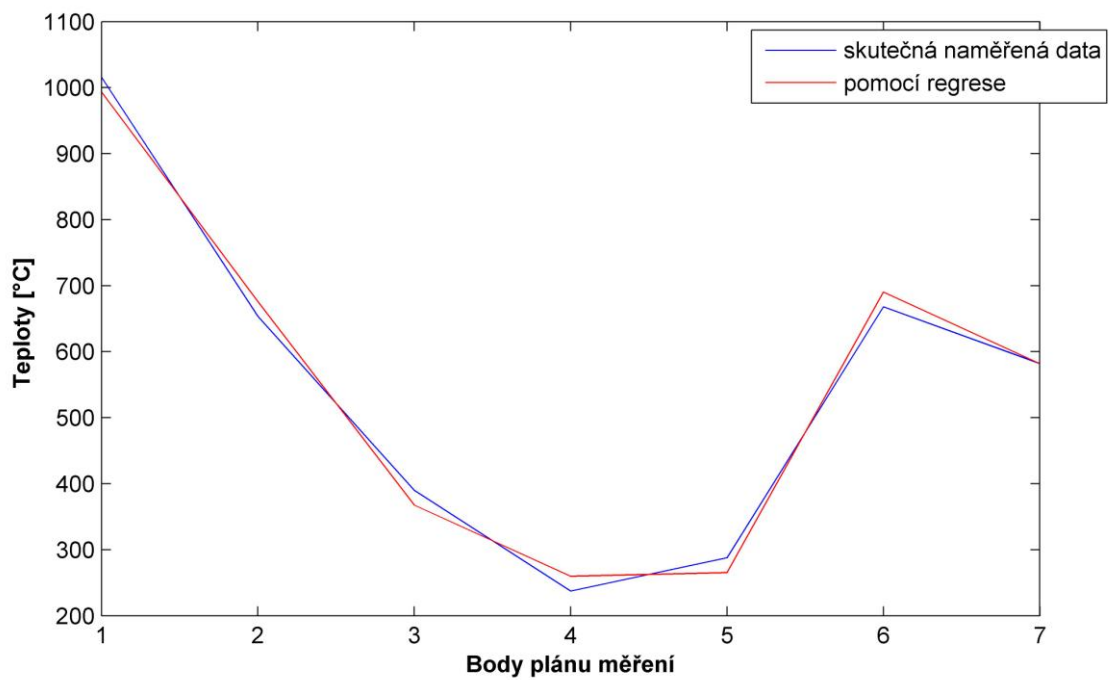
Hledané koeficienty kvadratické regresní funkce jsou zapsané v následující rovnici:

$$y=581,9999+161,4176x_1+282,0249x_2-52,9999x_1^2-20,1750x_2^2+155,9502x_1x_2 \quad (5.11)$$

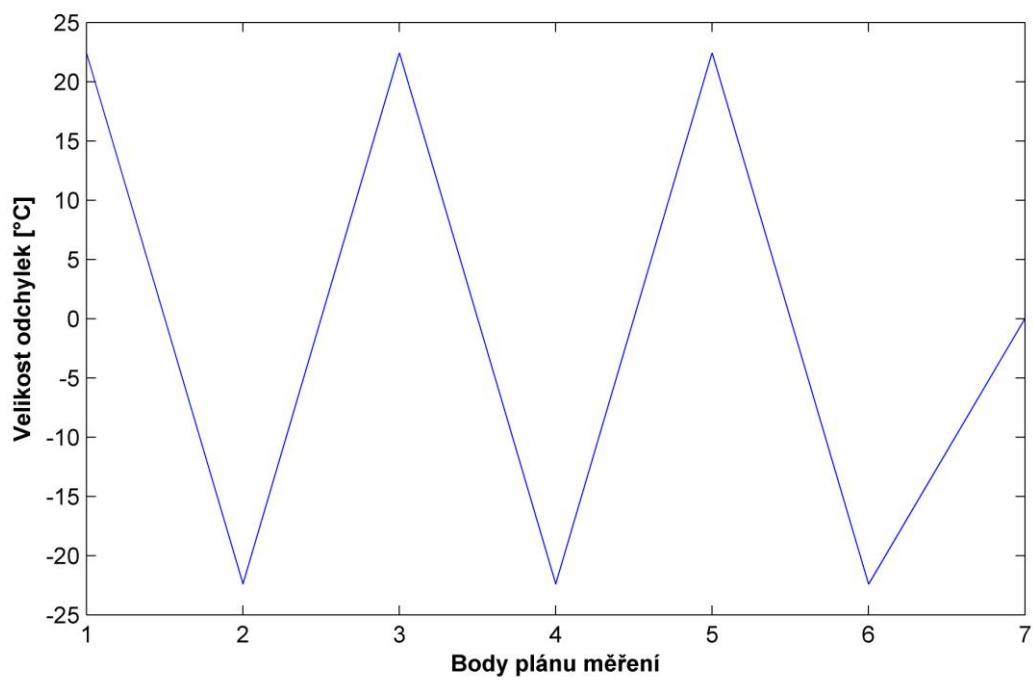
Maximální odchylka od skutečných hodnot je 22,4167 což činí při nejnižší teplotě zhruba hodnotu 9,5% a při nejvyšší teplotě zhruba 2,2%. Hodnota největší odchylky je při teplotě 582°C tedy čtvrtý bod měření (viz *Obr. 29*), kde činí přibližně 3,9%. Velikost této odchylky je pod 10%, proto ji můžeme zanedbat.



Obr. 27 Oblast teplot získaná pomocí vypočtené kvadratické regresní funkce



Obr. 28 Odchylka mezi skutečnými a vypočtenými daty



Obr. 29 Velikosti odchylek od skutečné funkce

5.1.2.5. Zhodnocení experimentu

Z podstaty problému vyplývá význam tohoto experimentu, kterým bylo postihnoutí a zjištění vlastností kotoučové brzdy při jejím zatížení. Celé toto měření se obešlo bez výrazných komplikací a dokonce bylo sofistikovaně řešeno pomocí plánu měření, který pomohl k jeho zjednodušení a urychlení při dodržení dobré úrovně výsledků. Jediným nepříznivým faktorem experimentu byla neopakovatelnost měření, která byla způsobena poškozením experimentálního objektu vlivem zatěžování. Experimentální objekt po ukončení experimentu nebyl způsobilý k dalšímu měření, tento stav dokládají *Obr. 30-32*.

Jak je vidět z výše uvedených obrázků naměřených a dopočtených dat, experiment splnil vytčené cíle a přinesl potřebné informace pro další řešení formulovaného problému (viz *Formulace problému a jeho komplexní analýza*). Provedený experiment a jeho výsledky potvrdily skutečnost, která byla příčinou vzniku problémové situace, a jež ve stručnosti spočívá ve velkých tepelných rozdílech mezi jednotlivými materiály, kdy dochází k tepelně ovlivněným oblastem (viz *Obr. 31-32*) a následnému uvolňování nýtových spojů. Na obrázcích z termokamery je tento fakt patrný. Největší teplo je soustředěno v brzdovém segmentu a duralový unášec je téměř studený. Hypotéza tedy byla potvrzena, a proto je možno pokračovat ve výpočetní části a následné optimalizaci brzdového kotouče.

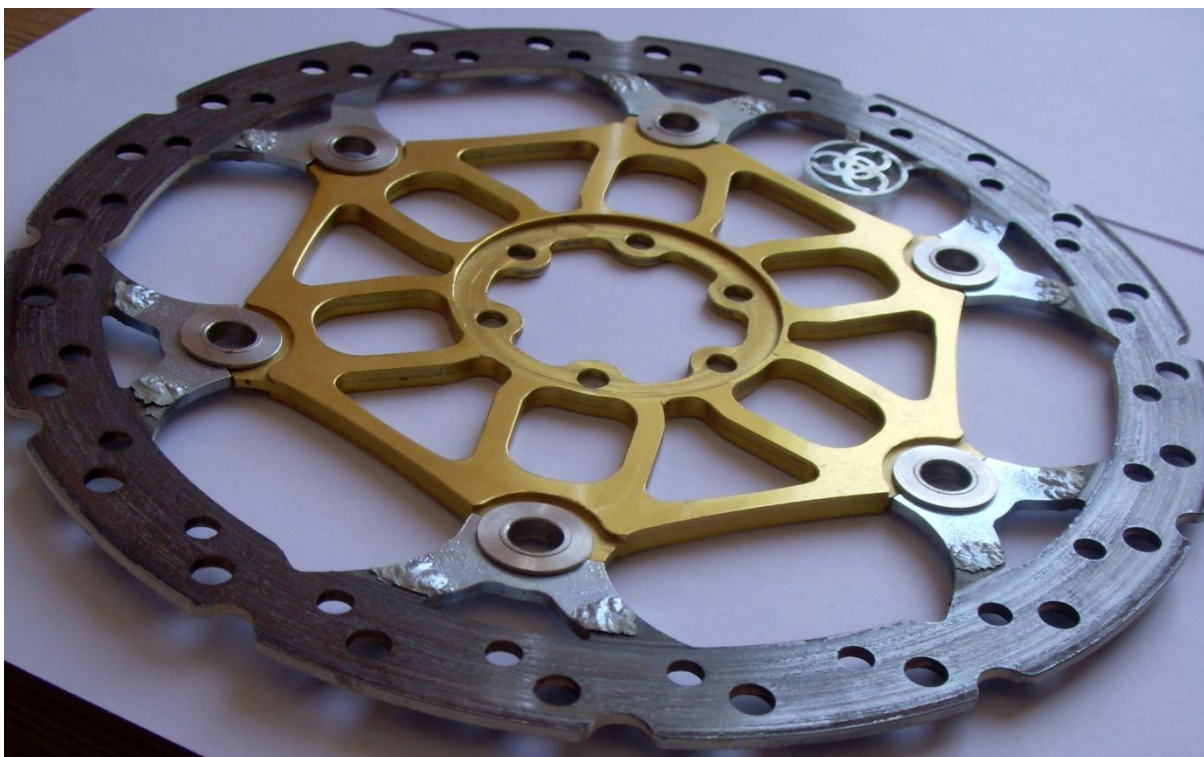
V dalším kroku tedy použiji naměřená tepelná pole k naladění výpočtového modelu tak, abych se co nejpřesněji přiblížil k reálnému chování brzdového kotouče. K tomu mi také poslouží vypočtená oblast dat, kterou jsem získal pomocí aplikované metody pro vyhodnocení plánu měření.



Obr. 30 Konečný stav brzdového kotouče po ukončení experimentu



Obr. 31 Stav brzdového kotouče po sedmém bodě měření a teplotě 1016°C



Obr. 32 Viditelné teplotně ovlivněné oblasti po ukončení experimentu

6. VÝPOČTOVÁ ANALÝZA

Tato kapitola je nedílnou součástí řešení daného problému (*Formulace problému a jeho komplexní analýza*) a přímo navazuje na experimentální část. Na základě naměřených dat budu dále ladit výpočtový model a simulovat na něm procesy, které probíhaly přímo na fyzickém objektu. Porovnání reálného chování a chování výpočtového modelu budu ověřovat pomocí naměřených dat. Budu provádět simulace teplotního pole, jako statickou teplotní úlohu, abych se přiblížil skutečným naměřeným a vypočteným hodnotám z experimentální části. Zjednodušení však bude v způsobu zatěžování výpočtového modelu, to bude generováno vypočteným tepelným tokem a nebude tak reálným zatížením jako u fyzického objektu v experimentu. Ten byl zatěžován působením normálových sil hydraulické brzdy, s tím spojeným krouticím momentem a zahříván prostřednictvím třecích sil brzdových destiček. K zanedbání normálových sil jsem přistoupil z důvodu malého vlivu na zkoumané veličiny, toto tvrzení jsem ověřil výpočtem. Po naladění výpočtového modelu s dosažením shodných teplotních polí jako u experimentu bude následovat deformačně-napět'ová analýza takto naladěného objektu. V této analýze rovněž zanedbám působení normálových sil a krouticího momentu ze stejných důvodů jako u předešlého výpočtu (zanedbatelný vliv na konečný výsledek). Pomocí těchto výpočtů budu moci definitivně potvrdit nebo vyvrátit hypotézu o vlivu teplotních dilatací jednotlivých dílů brzdového kotouče, které následně mohou způsobovat degradaci nýtového spojení, a tím snižovat životnost brzdového kotouče. Po potvrzení této hypotézy přistoupím k řešení tohoto problému pomocí nalezení optimální konfigurace, která sníží riziko poškození nýtového spojení, a zlepší tak vlastnosti celého brzdového kotouče.

6.1. Volba metody řešení

Pro statickou teplotní úlohu a následnou deformačně napjatostní analýzu jsem použil výpočtové modelování. Teploty a deformace jsou aproximovány pomocí metody konečných prvků (dále jen MKP). Použil jsem teplotní a deformační variantu MKP výpočtového programu ANSYS WORKBENCH. Problém jsem řešil jako přímý, protože znám příčiny a hledám důsledky způsobené těmito příčinami. Pomocí MKP jsem tedy simuloval příčiny i důsledky teplotního zatěžování řešeného objektu.

Jako optimalizační metodu pro hledání optimálního řešení problému jsem zvolil regresní analýzu, na které je založena metoda plánování výpočtu (měření). Tuto metodu jsem již použil při návrhu a řešení experimentu. Veškerá potřebná teorie k regresní analýze a plánování měření je popsána v kapitole *Návrh experimentu*. Konkrétní plán zvolený pro optimalizaci je popsán v kapitole *Optimalizační analýza*. Tuto metodu jsem použil z důvodu její jednoduchosti a dostupnosti výpočetních bodů (měřících bodů), při dosažení dostatečně přesných výsledků. Dostupnost „měřících bodů“ spočívá v tom, že při vhodném návrhu plánu výpočtu se velký počet těžko dosažitelných bodů výpočtu (z důvodu náročnosti na přípravu, způsobu zatěžování atd.) dá nahradit jen několika těmito body a dosáhnout přitom porovnatelných výsledků jako při vypočtení (měření) všech těchto bodů. Pro zpracování a vyhodnocení výsledků z navrženého plánu výpočtu (vypočtených hodnot v jednotlivých bodech plánu měření) jsem použil programový systém MATLAB. Vyhodnocení probíhalo podobným způsobem jako u vyhodnocení experimentu, a to pomocí vytvořeného programu v programovém systému MATLAB pro vyhodnocování plánů měření.

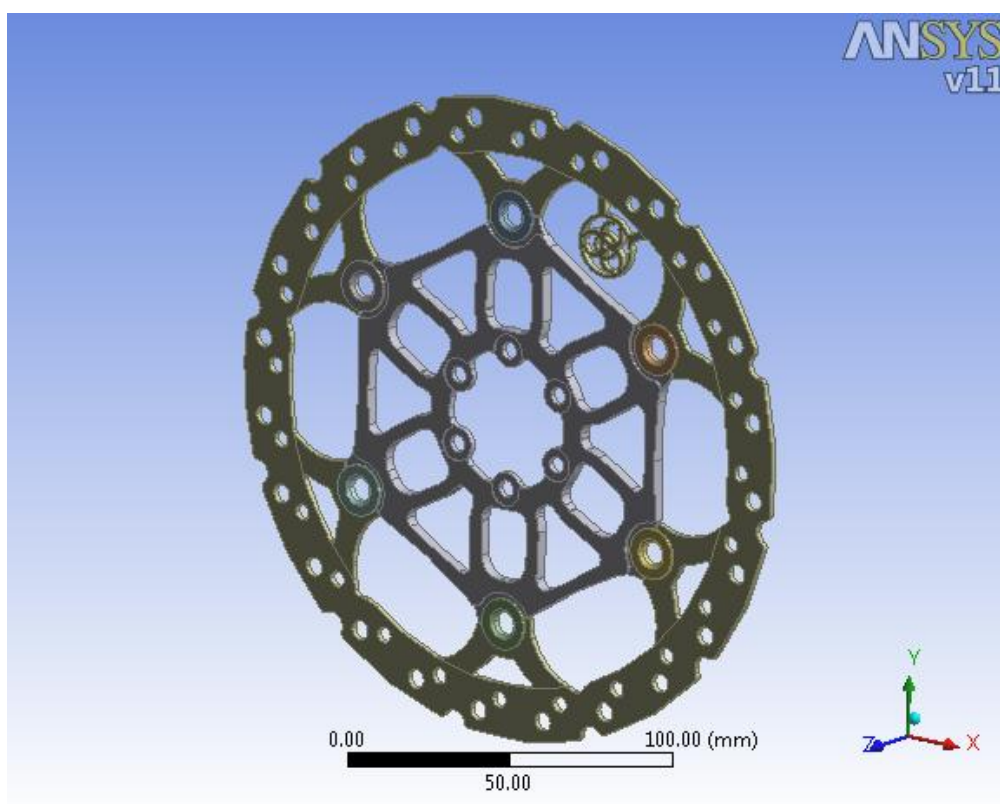
Na základě nalezení optimálního řešení, jehož výsledkem jsou lepší vlastnosti brzdového kotouče po stránce odvodu tepla a tím i zmírnění velkých dilatací jednotlivých součástí, jsem navrhl konstrukci, která využívá výsledky této optimalizační analýzy. Tento návrh nakonec zkontroluji při stejných podmínkách jako výchozí návrh ve stejném výpočtovém systému ANSYS WORKBENCH.

6.2. Dílčí modely výpočtového algoritmu

V této části popisují jednotlivé modely, které vstupují do výpočtu a postupně na sebe navazují. Všechna data, která jsem do jednotlivých modelů zaváděl, mají deterministický charakter. Proto mají rovněž i výsledky všech výpočtů, ve kterých jsou jednotlivé modely použity, deterministický charakter.

6.2.1. Model topologie a geometrie

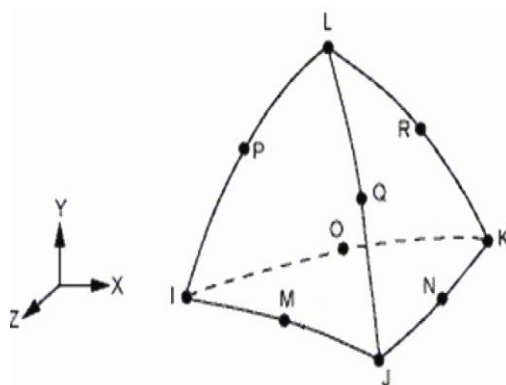
Vstupní geometrie a topologie byla součástí vstupních dat, které jsem dostal při zadání této práce, proto jsem ji neměnil, ani nijak zásadně neupravoval. Výkresy, které byly součástí zadání, jsou na *Obr. 4-6*. Mým zásahem byla pouze příprava jednotlivých ploch, určených pro zadávání okrajových podmínek a transformace výchozí 2D geometrie z programu AUTO CAD do programu SOLIDWORKS na 3D geometrii. Takto transformovanou geometrii jsem pak vložil pomocí modulu Design Modeler, který je součástí výpočtového programu ANSYS WORKBENCH, tím se stala vstupním modelem geometrie (viz *Obr. 33*).



Obr. 33 Model topologie a geometrie

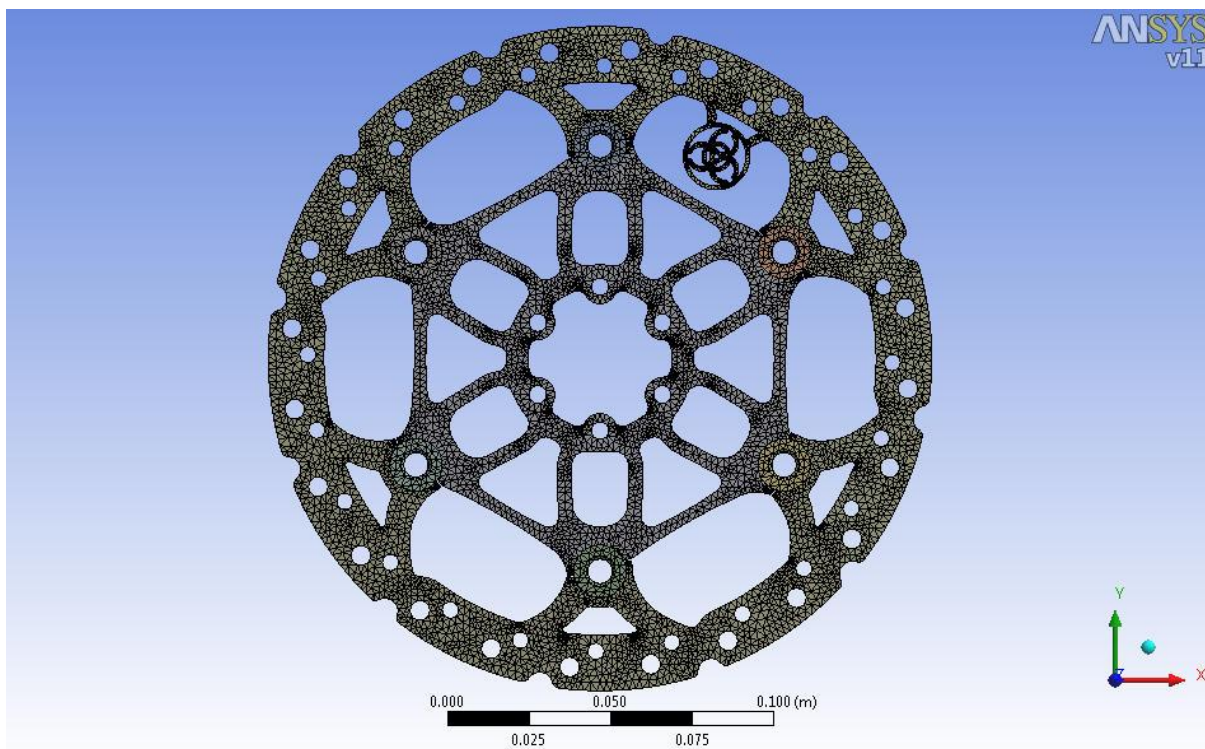
Po přepnutí výpočtového programu z modulu Design Modeler do modulu Simulation, který má stejnou funkci jako klasické prostředí systému ANSYS, byl automaticky převeden model geometrie do tohoto prostředí. Dalším krokem v přípravě tohoto modelu pro výpočet je jeho diskretizace. Diskretizace znamená vytvoření sítě zvoleným způsobem a tomu odpovídající kvalitě tak, aby umožnila dostatečně přesně vystihnout celou geometrii při dostatečně přesných výsledcích.

Pro tvorbu sítě při statické teplotní úloze jsem zvolil teplotní prvek SOLID87. Tento prvek je prostorový desetiuzlový teplotní prvek s kvadratickou bázovou funkcí, a má tvar čtyřstěnu (viz Obr. 34). Je vhodný pro tvorbu nepravidelné sítě, která je aplikována na importovanou geometrii z různých CAD/CAM systémů. Tento prvek má jeden stupeň volnosti v každém uzlu. Tímto stupněm volnosti je teplota. Je vhodný jak pro ustálenou teplotní úlohu, tak i pro přechodovou teplotní úlohu.

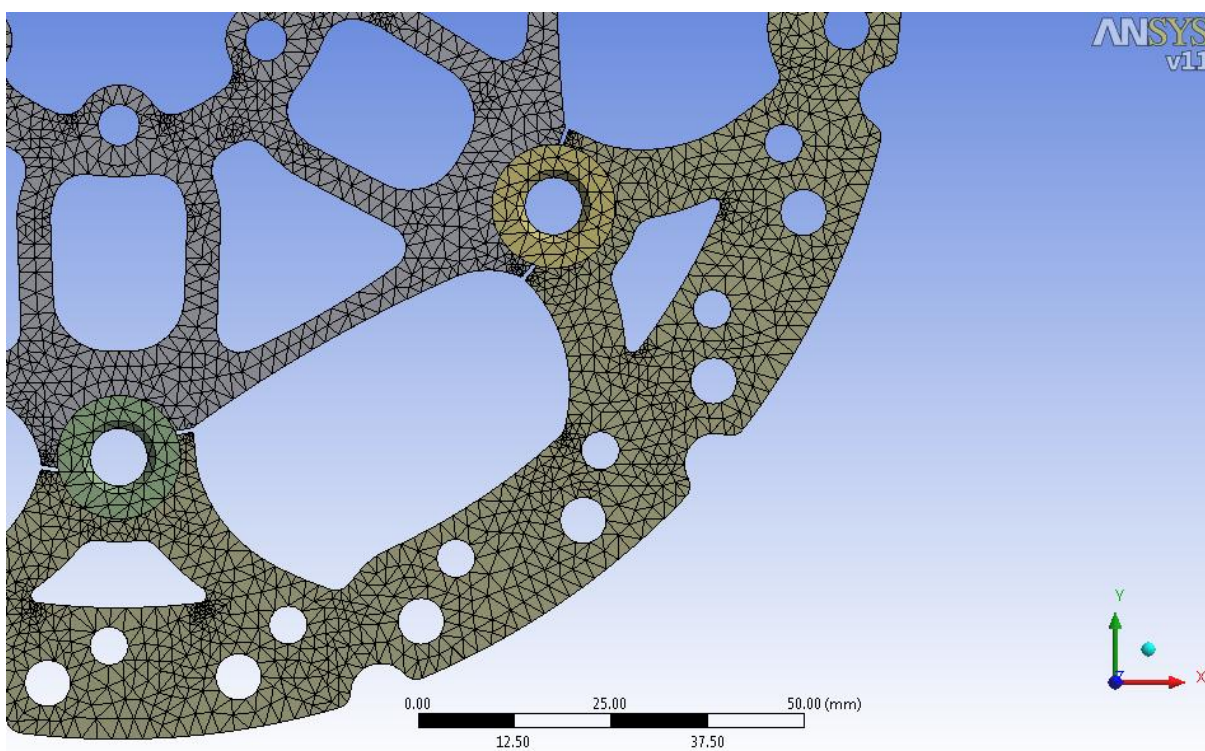


Obr. 34 Prvek SOLID 87

Diskretizaci celého modelu geometrie jsem zadal globálně s velikostí prvku 2mm. Síť byla generována pomocí algoritmu „Patch conforming“, co představuje techniku tvorby sítě, která všechny povrchy a jejich hranice (které obsahují nepřesnosti, úhly...) záplatuje s velmi malou tolerancí, a jsou tak respektovány v dané části. Dalším nastavením sítě bylo vyhlazování nerovností na střední hodnotu a přechody mezi jednotlivými nerovnostmi na pomalé. Tak byla vytvořena síť, která se snaží respektovat všechny nerovnosti a zaoblení, které se na modelu nacházejí, a které by mohly vést ke vzniku různých singularit (viz Obr. 35, 36). Pomocí tohoto nastavení se sice podařilo vyhladit některá problémová místa, ne však všechna. K jejich odstranění by bylo nutné celý model geometrie diskretizovat metodou nazvanou „mapování“, což by však bylo z důvodu složité geometrie zdlouhavé a neefektivní.



Obr. 35 Diskretizovaný model geometrie

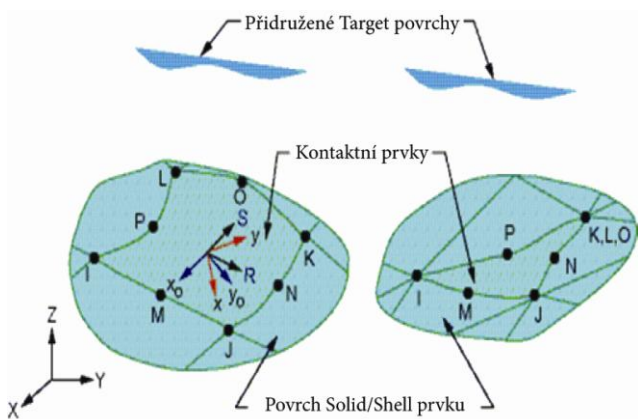


Obr. 36 Detail diskretizovaného modelu geometrie

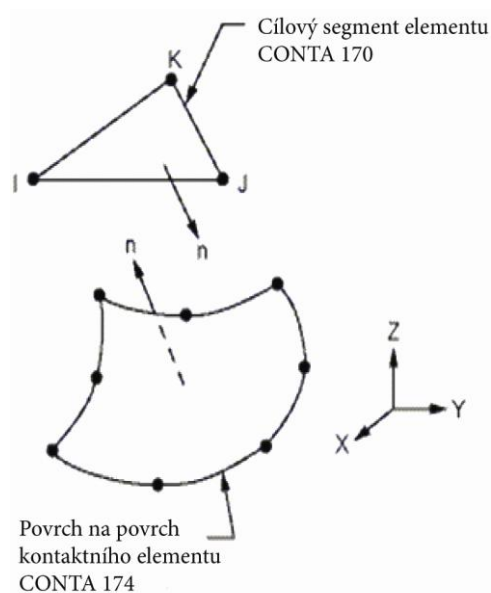
6.2.2. Model vazeb

V modulu Simulation byly automaticky vygenerovány kontakty mezi brzdovým segmentem a nýty, duralovým unášečem a nýty. Po automatické generaci kontaktů jsem u některých musel změnit „target“ na „kontakt“ plochy a naopak, z důvodu dodržení pravidla, které zní: tvrdší materiál by měl být „target“ a měkčí „kontakt“. „Target“ plochy byly diskretizovány pomocí prvků TARGE170 (viz Obr. 37), a „kontaktní“ plochy pomocí CONTA174 prvků (viz Obr. 38). Kontakty jsou jedinými vazbami, které se v modelu vyskytují.

Pro dobrou konvergenci úlohy, bylo nutno nastavit některé parametry kontaktů. Typ kontaktu jsem definoval jako slepený (bonded) a nesymetrický. Velikost prvků byla stejná jako u celého modelu geometrie 2mm. Metodu řešení kontaktního spojení jsem zvolil MPC (multi point constraint), která zaručuje dodržení nastavených podmínek při překročení kontaktních povrchů nebo hraničních podmínek. Vnesení kontaktní úlohy do řešení vede k nelinearitám a někdy k problémům s konvergencí úlohy. Takto nastavené kontakty však problém s konvergencí neměly.



Obr. 37 Prvek TARGE170



Obr. 38 Prvek CONTA174

6.2.3. Model okrajových podmínek a zatížení

Tuto část rozdělují na dvě skupiny. První skupina okrajových podmínek (dále jen O.P.) a zatížení se vztahuje ke statické teplotní úloze, ladění teplotních polí měřených bodů. Druhá skupina O.P. a zatížení se vztahuje k následné deformačně-napěťové analýze.

➤ **O.P. pro statickou teplotní úlohu:**

Vstupními hodnotami pro tyto O.P. a zatížení byly výsledky naměřených dat z experimentu. Na jejich základě jsem ladil teplotní pole jednotlivých měřených a vypočtených bodů (dle *Výsledky měření*). Pro správnou simulaci a ladění bylo nutné zadat zatížení tohoto typu: tepelný tok (heat flux) a O.P: koeficient přestupu tepla (convection). Tepelný tok byla veličina, kterou jsem nahradil působení tření na plochách, na kterých působilo, a jehož důsledkem bylo oteplování celé kotoučové brzdy. Tepelný tok jsem vypočítal jako energii, která vzniká při daných otáčkách a momentu, který se při těchto otáčkách generuje prostřednictvím hydraulické brzdy, působící na danou plochu. Obě tyto veličiny byly při experimentu určující. Jednotlivé hodnoty tepelného toku jsou v *Tab. 10*. Rovnice, které jsem použil pro výpočet:

$$P = M \cdot \omega \tag{6.1}$$

$$P_z = \frac{P}{2} \cdot A \tag{6.2}$$

O.P. koeficient přestupu tepla jsem zadával na všechny plochy, které byly v kontaktu s okolím. Tato podmínka je závislá na vzdálenosti od počátku objektu, v tomto případě je závislá na poloměru, jak je vidět z rovnice 6.4. Funkce pro zadávání této podmínky v závislosti na poloměru ve výpočtovém programu ANSYS neexistuje, a proto jsem tuto podmínku nahradil tím, že jsem hodnoty koeficientu přestupu tepla zadával po částech, a to tak, že jsem si na jednotlivých částech modelu geometrie v závislosti na poloměru spočítal průměrnou hodnotu a tu jsem poté zadal jako deterministickou hodnotu koeficientu přestupu tepla. Dopustil jsem se tak určité nepřesnosti, která však nemá významný vliv na konečné výsledky, což mi potvrdili odborníci z Energetického ústavu. Hodnoty koeficientu přestupu tepla jsem počítal z rovnice pro rotující desky. Tato rovnice neodpovídá přesně mému případu,

protože model není přesná rotující deska, proto bylo nutné některé koeficienty rovnice zvolit tak, abych se přiblížil reálnému chování kotoučové brzdy. Rovnice, ze které jsem počítal koeficienty přestupu tepla má tedy tvar:

$$\alpha = 1 + (U_r + 0,5)^k \quad k = 1,25 \div 1,35 \quad (6.3)$$

$$U_r = \omega * r \quad (6.4)$$

Hodnoty koeficientu přestupu tepla pro první bod měření jsou v *Tab. 11*.

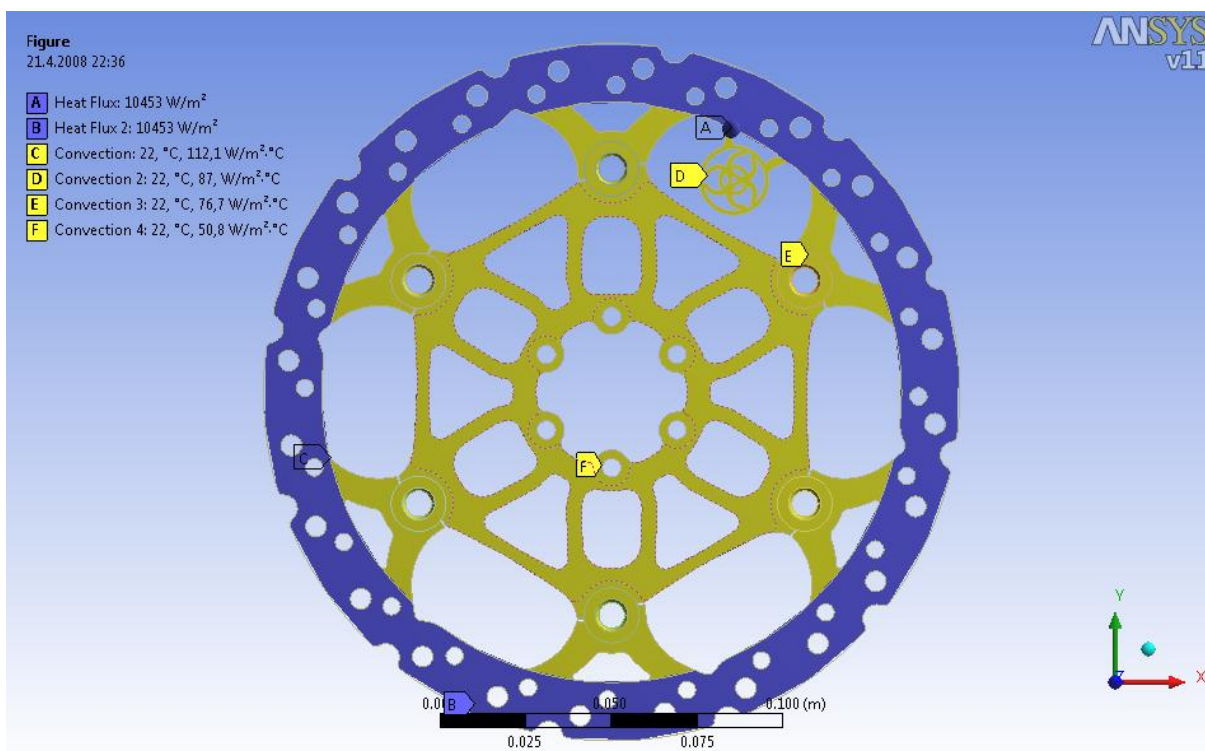
Bod měření	ω [rad/s]	M [Nm]	A [mm ²]	P _z [W/m ²]
1	25,64	6,8	0,0084	10378,1
2	59,83	6,8	0,0084	24216,9
3	8,55	26	0,0084	13232,1
4	42,74	26	0,0084	66145,1
5	25,64	45,2	0,0084	68983,8
6	76,92	26	0,0084	119042,9
7	59,83	45,2	0,0084	160971,2

Tab. 10 Dopočtené hodnoty tepelného toku v bodech měření

ω [rad/s]	r ₁ .r ₄ [mm]				α_1 . α_4 [W/m ² °C]			
25,64	84,5-101,5	61,8-84,8	57-73	16,8-66,8	112,1	86,9	76,7	50,8

Tab. 11 Koeficienty přestupu tepla pro první bod měření

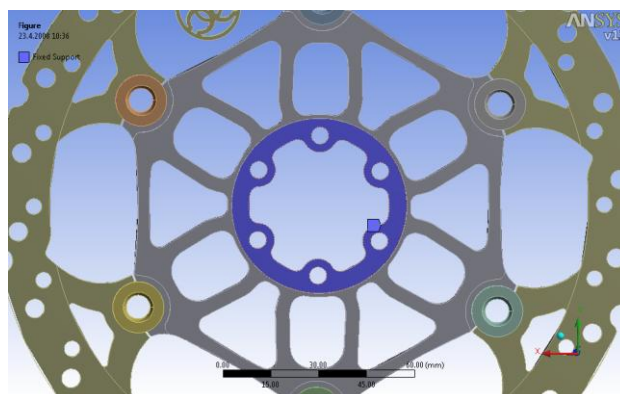
Všechny požité O.P. a zatížení byly zadány dle výše uvedených tabulek. Přesné umístění jednotlivých O.P. a zatížení jsou patrné z *Obr 39*. Modrou barvou jsou na tomto obrázku znázorněny tepelné toky a žlutou barvou koeficienty přestupu tepla.



Obr. 39 O.P. a zatížení pro statickou teplotní úlohu

➤ **O.P. a zatížení pro deformačně napěťovou analýzu:**

Jelikož byla deformačně napěťová analýza odezvou na statickou teplotní analýzu, zatížení bylo do této úlohy implementováno v podobě teplotního pole, které bylo výstupem statické teplotní analýzy. O.P. bylo zabránění posuvů ve všech směrech (fixed support) v oblasti uchycení duralového unášedce na Obr. 40 je znázorněna modrou barvou. Touto podmínkou jsem snížil počet stupňů volnosti modelu geometrie a úloha se stala staticky určitou.



Obr. 40 O. P. zabránění posuvů

6.2.4. Model materiálu

Geometrický model se skládá ze tří různých částí, a proto bylo nutno pro každou tuto část zadat její materiálové charakteristiky, které byly nutné pro výpočet. Jelikož se jedná o kombinaci tepelné úlohy s úlohou strukturální, bylo potřeba zadávat některé materiálové charakteristiky v závislosti na teplotě. Materiálové charakteristiky, které vstupovaly do výpočtu, jsou uvedeny v *Tab. 12*.

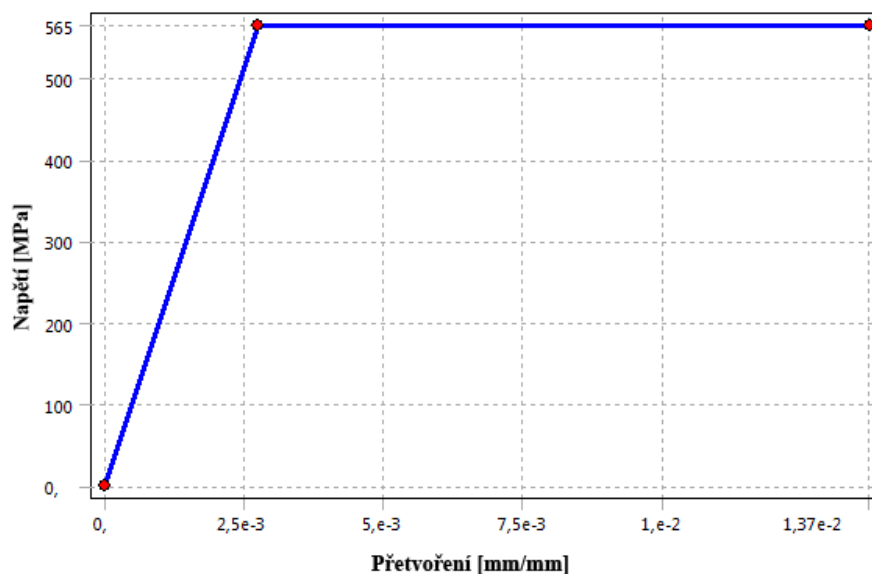
Mat. charakteristika	Brzdový segment	Nýt	Unášeč
Modul pružnosti [MPa]	<i>Obr. 42</i>	<i>Obr. 44</i>	71000
Poissonovo číslo	0,3	0,3	0,33
Tečný modul pružnosti [MPa]	1	1	1
Hustota [kg/m ³]	7850	7850	2770
Mez kluzu [MPa]	565	156	280
Mez pevnosti [MPa]	931	686	310
Tepelná roztažnost [1/°C]	1,2e-5	1,2e-5	2,3e-5
Specifické teplo [J/kg°C]	434	434	875

Tab. 12 Materiálové charakteristiky

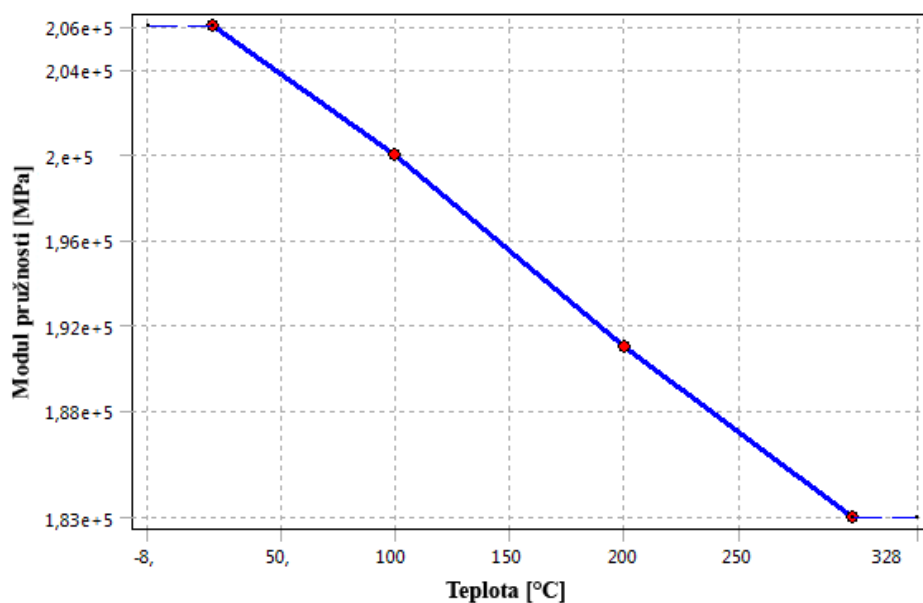
V případě duralového unášeče nebylo nutno zadávat modul pružnosti v závislosti na teplotě, protože bylo z experimentu patrné, že u této části v žádném měřeném bodě nepřekročila teplota hodnotu ani 50°C, což není hodnota, při které by se měnily materiálové vlastnosti duralu. Tento fakt byl potvrzen i při výpočtu. Ze stejného důvodu je také zadána mez kluzu při teplotě 20°C. Důvod pro zadání modulu pružnosti v závislosti na teplotě (viz *Obr. 42, 44*) je ten, že objekt po teplotní úloze dosahoval teploty do 300°C a pro strukturální úlohu bylo nutné tyto hodnoty aplikovat. Hodnotu meze kluzu brzdového segmentu jsem uvažoval při teplotě 300°C a hodnotu meze kluzu nýtů při teplotě 100°C. Všechny modely materiálu jsem zadával jako bilineární izotropním se zpevněním (viz *Obr. 41, 43, 45*), které vyžaduje hodnotu meze kluzu a tečného modulu pružnosti (E_T). Byly zavedeny nelineární

vlastnosti modelu materiálů z důvodu vysokých napětí, které se objevili při prvních výpočtech.

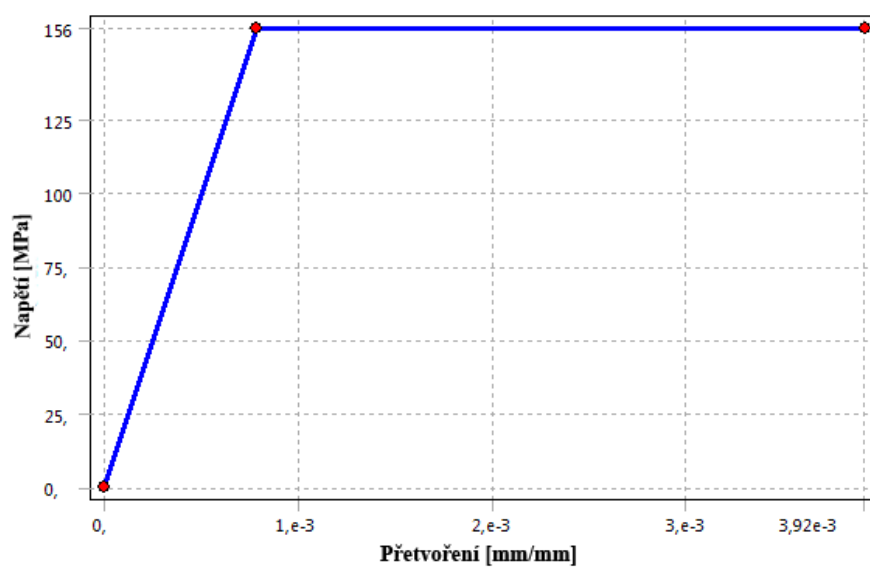
Jednotlivé hodnoty materiálových charakteristik jsem získal z výpočtového programu ANSYS WORKBENCH a materiálových katalogů, které mi byly poskytnuty na Ústavu materiálových věd a inženýrství.



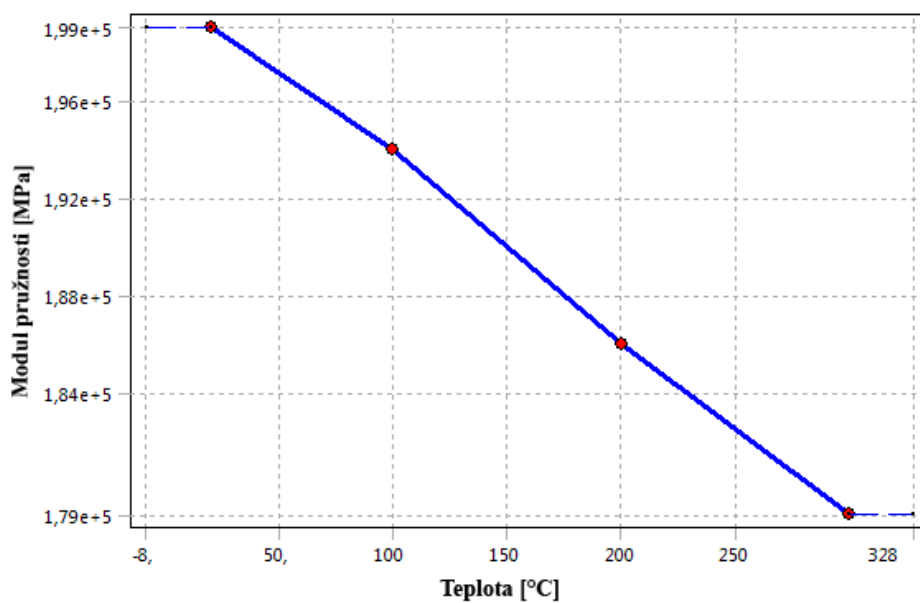
Obr. 41 Bilineární izotropní model materiálu se zpevněním pro brzdový segment



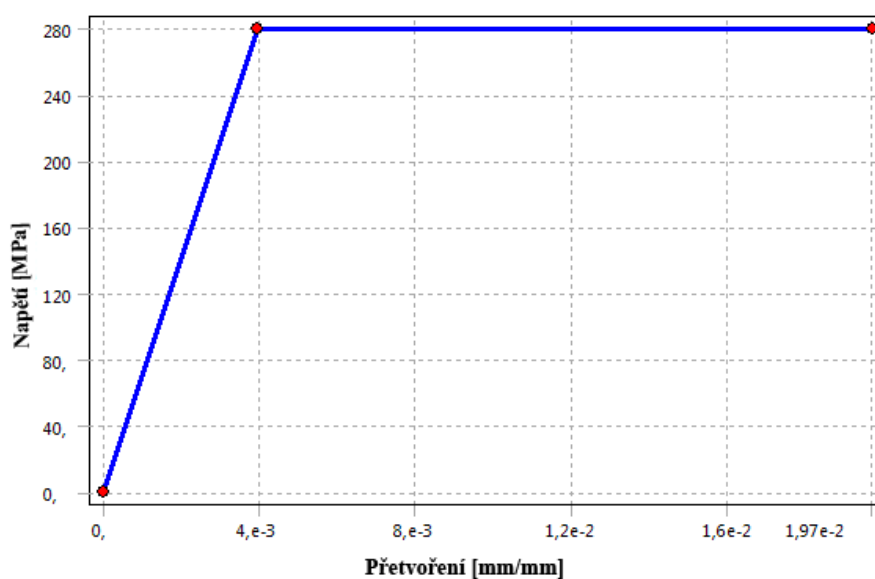
Obr. 42 Modul pružnosti brzdového segmentu



Obr. 43 Bilineární izotropní model materiálu se zpevněním pro nýty



Obr. 44 Modul pružnosti nýtů



Obr. 45 Bilineární izotropní model materiálu se zpevněním pro unášeč

6.2.5. Model projevů

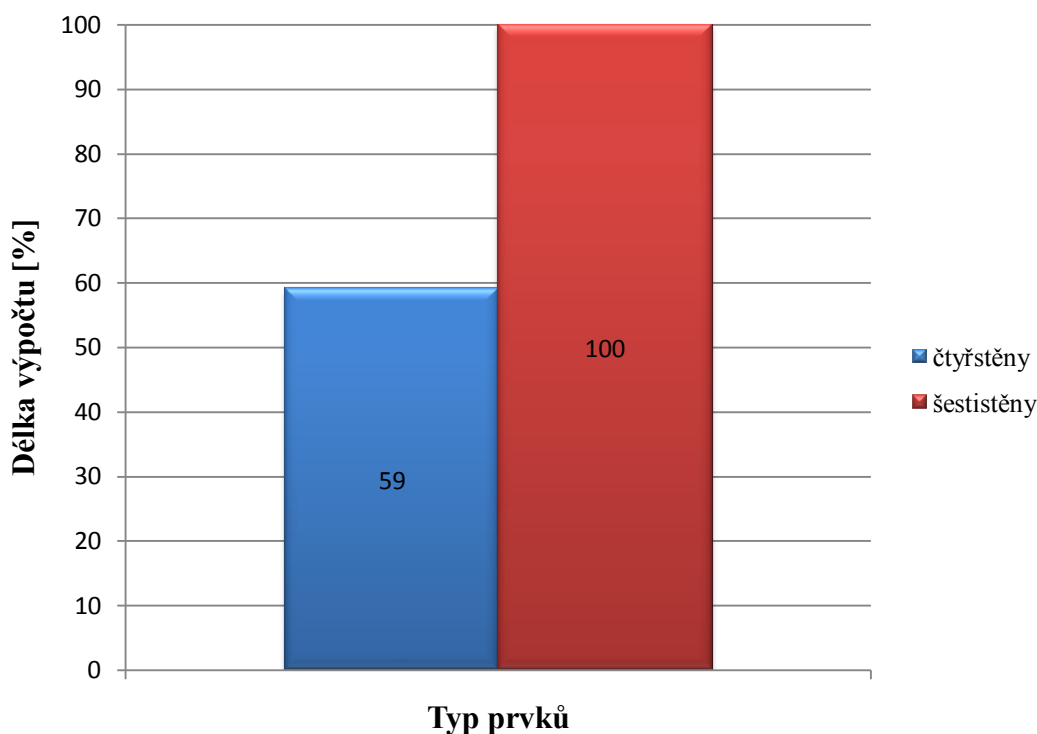
Z komplexního hlediska na celou soustavu modelů, které se ve výpočtu objevují, jsou nelinearity jedním z nejvýznamnějších projevů celé této soustavy. Nelinearity se objevují v modelu vazeb, kde jsou v podobě kontaktů, které tam byly vygenerovány v nýtovém spojení. Kontaktní úloha je silně nelineární a špatně podmíněná. Dalšími nelinearitami jsou materiálové nelinearity, které jsou důsledkem zadání nelineárních materiálových charakteristik (bilineární izotropní se zpevněním), které bylo nutno vnést do výpočtu z důvodu vysokých napětí, která vznikala u prvních výpočtů při lineárních materiálových charakteristikách. Při řešení bylo také nutno zapnout volbu velkých deformací, která respektuje a kontroluje hodnoty velkých přetvoření, která by se v průběhu výpočtu nelineární úlohy mohla vyskytnout.

Všechny tyto nelinearity vedou ke zdlohavější přípravě, zvedají náročnost úlohy, kladou větší nároky na používaný hardware, vnášejí do řešení velkou míru nestability, zhoršují konvergenci a prodlužují výpočetní čas.

6.3. Realizace ověřovacích výpočtů

Do této kategorie výpočtů řadím ty, které jsem provedl na stávajícím modelu kotoučové brzdy, abych tak na základě vstupních dat z experimentu a pomocí vytvořených modelů simuloval chování kotoučové brzdy. Opět jsem rozdělil výpočty na statické teplotní a statické strukturní. Pro řešení obou výpočtů jsem zvolil výše uvedené modely.

Při realizaci těchto výpočtů jsem porovnával také typy prvků pro diskretizaci modelu geometrie. Porovnával jsem kvalitu výsledků s časovou náročností dvou typů diskretizace. Prvním typem byla diskretizace pomocí čtyřstěňů, prvky SOLID87,187, kterou jsem popsal v odstavci *Model topologie a geometrie*. Druhým typem byla diskretizace pomocí šestistěňů, prvky SOLID90,186. Diskretizace provedená pomocí čtyřstěňů nebyla pravidelná, ale její tvorba byla rychlejší se srovnatelnými výsledky jako u diskretizace pomocí šestistěňů, jejichž aplikace byla delší. Výsledky tohoto porovnání dokládá *Obr. 46*. Typ diskretizace měl největší vliv při samotném procesu diskretizace modelu geometrie a na délku výpočtu ve strukturální úloze, v tepelné úloze nebyl tento vliv významný. Z těchto důvodů jsem se rozhodl použít pro další výpočty prvky SOLID87,187, abych tak snížil výpočetní čas.

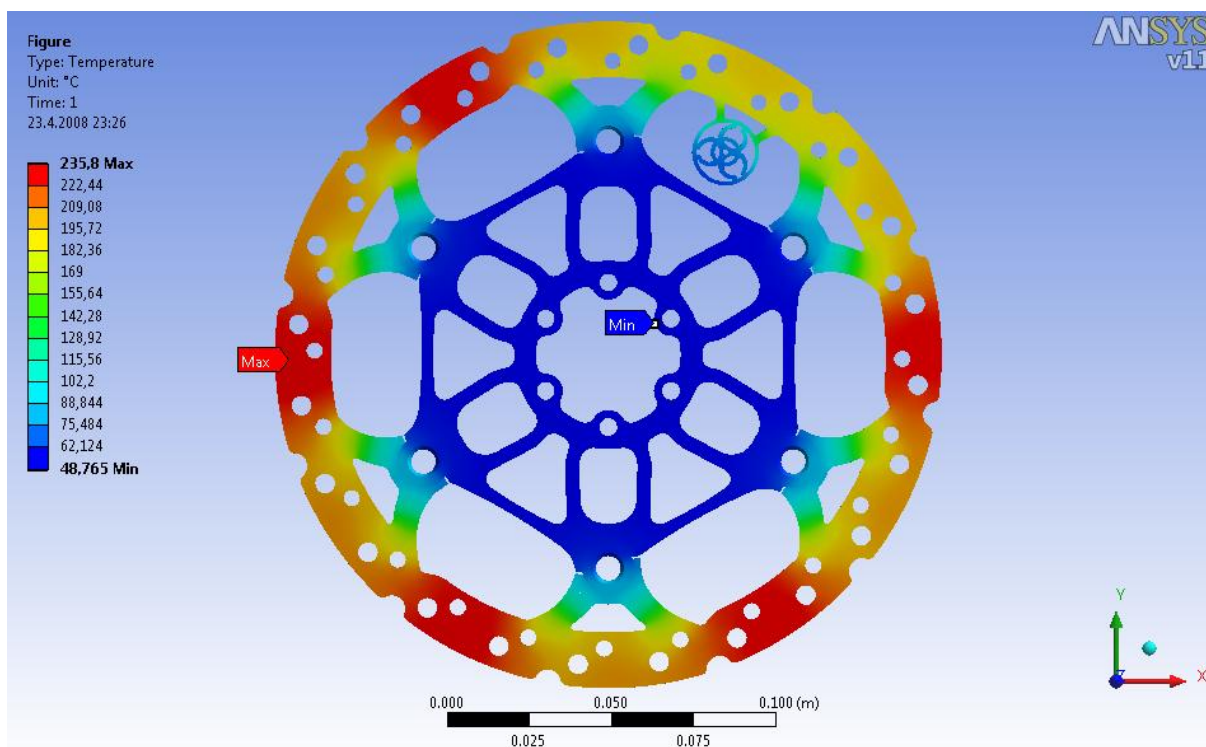


Obr. 46 Porovnání typu diskretizace

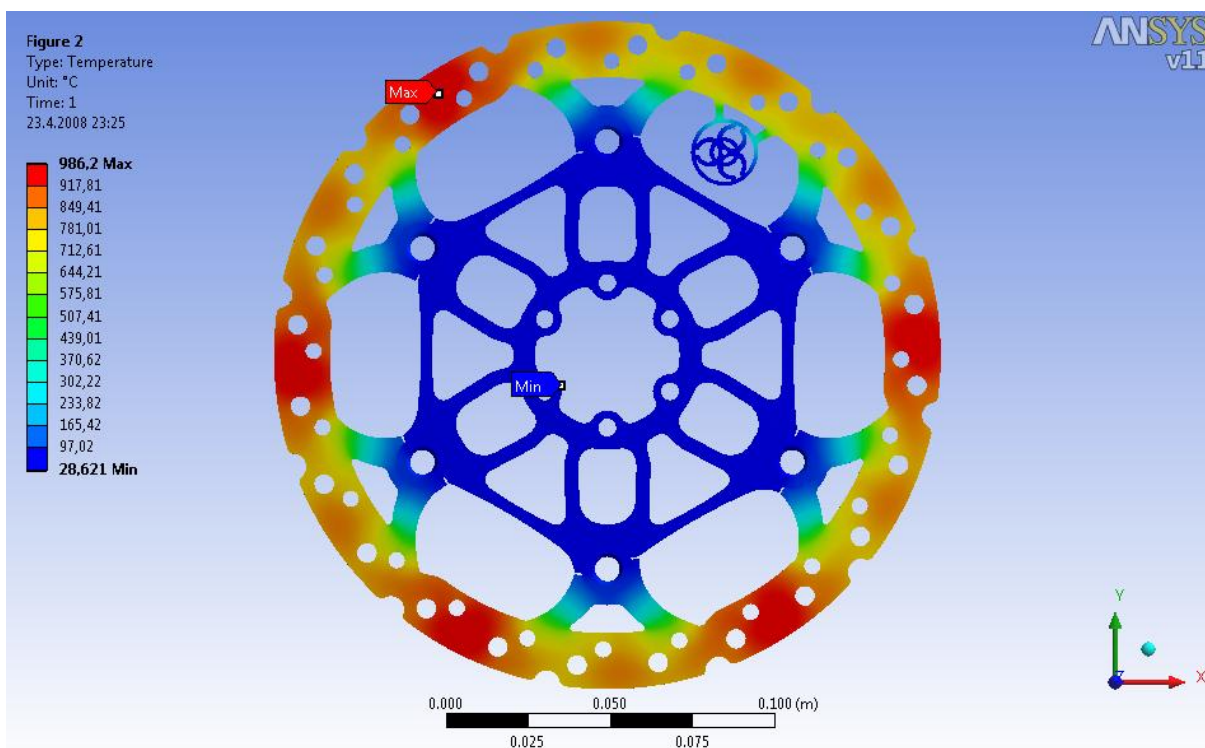
6.3.1. Ověřovací statická teplotní analýza

Tato analýza sloužila k nalezení souladu mezi experimentálně naměřenými daty a vypočtenými hodnotami tepelných polí v libovolně zvolených bodech. Jak jsem již zmínil, pro výpočet jsem použil výpočtové modelování s výše uvedenými modely. Při výpočtu jsem postupoval tak, že jsem se nejdřív snažil najít shodu přímo mezi naměřenými daty, a posléze jsem shodu ověřoval i u náhodně zvolených bodů, získaných použitím regresní analýzy.

Pro porovnání shody experimentálních a vypočtených dat jsem zde uvedl první a poslední bod měření (viz *Obr. 47, 48*). Další data jsou na *Obr. 49*. Míru shody jsem určoval dle maximálních hodnot dosažené teploty u jednotlivých bodů měření. Jistá nepřesnost ve výpočtovém modelu se projevila ve vypočtených teplotách unášeče. Velikost této nepřesnosti se těžce odhaduje, protože jsem ji nemohl porovnat s experimentálními daty, a to z toho důvodu, že při nastaveném měřícím rozsahu termokamery nebylo možno zaznamenat teploty unášeče, které byly mimo tento rozsah. Tyto nepřesnosti však nemají zásadní vliv, protože se projevují až u vyšších teplot, které jsem dále ve výpočtu neuvažoval. V prvním bodě měření, který jsem dále použil, se tato chyba neprojevuje



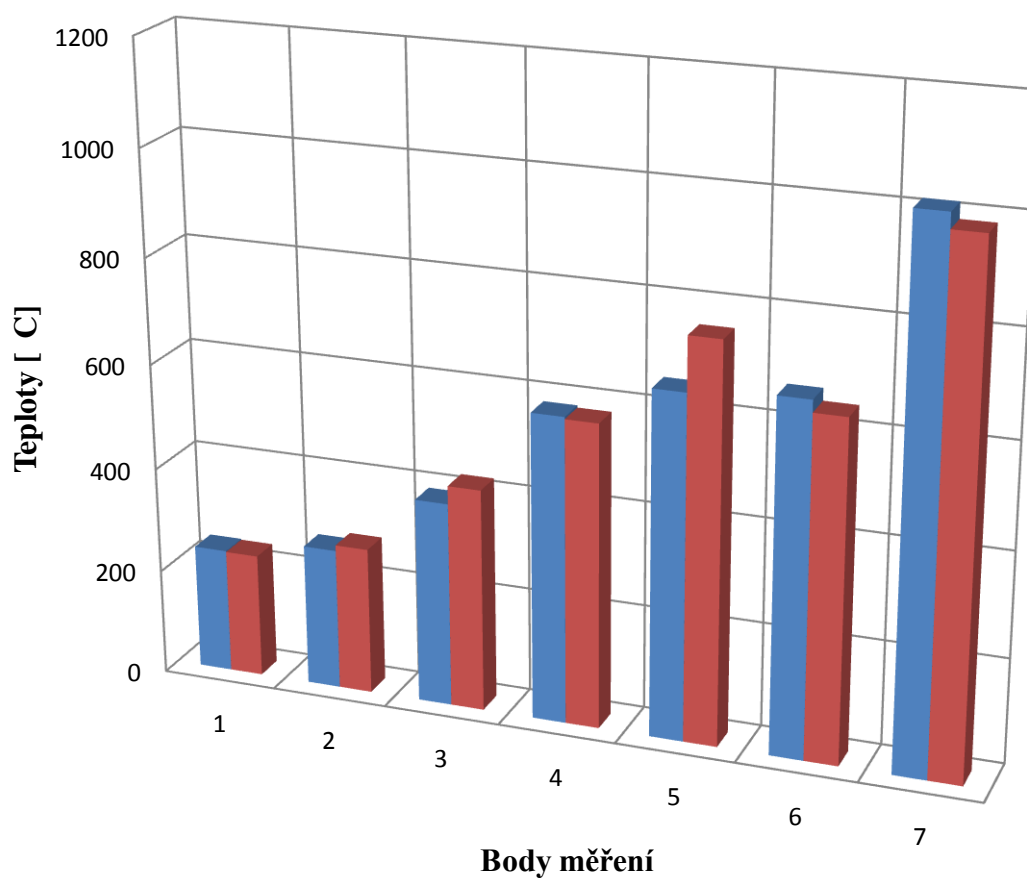
Obr. 47 Vypočtené teplotní pole pro první bod měření



Obr. 48 Vypočtené teplotní pole pro poslední bod měření

Výsledky, kterých jsem dosáhl aplikací vypočtených O.P. a zatížení se ukázaly ve dobré shodě s experimentálně naměřenými hodnotami. U drtivé většiny bodů se experimentální data s vypočtenými daty shodovala do 10%, jen v oblasti bodů se souřadnicemi ($\omega=25\text{rad/s}$ a $M=45,2$), což odpovídá pátému měřenému bodu, dosahovaly odchylky větších hodnot než 10%. Tato nesrovnalost může být způsobena mnoha faktory, např. chybou měření, nepřesností použitého empirického vzorce pro koeficient přestupu tepla atd. Odchylka v této oblasti dat však nemá vliv na další průběh výpočtů, a to z toho důvodu, že pro další výpočty používám hodnoty mimo tuto oblast. Hodnoty odchylek vyčíslených v měřených bodech jsou v *Tab. 13*.

Takto naladěný statický teplotní výpočet dále aplikuji při optimalizační analýze, která bude popsána v kapitole *Optimalizační analýza*.



	1	2	3	4	5	6	7
■ experimentální data	237,4	269,2	390	582	653,5	668	1015,7
■ vypočtená data	235,8	280,2	424,5	577,9	756	645	986,2

Obr. 49 Porovnání experimentálních a vypočtených teplot

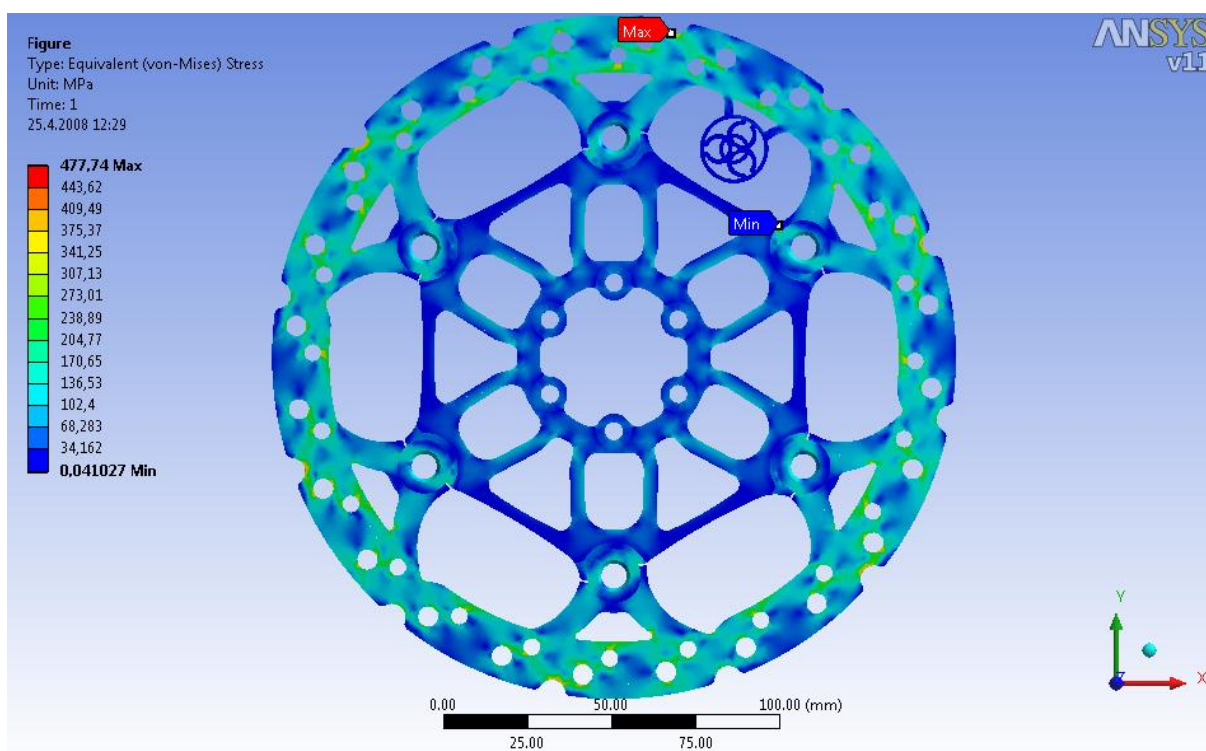
Bod měření	1	2	3	4	5	6	7
Odchylka [%]	0,7	3,9	8,1	0,7	13,6	3,4	2,9

Tab. 13 Odchylky experimentálních a vypočtených teplot v jednotlivých bodech

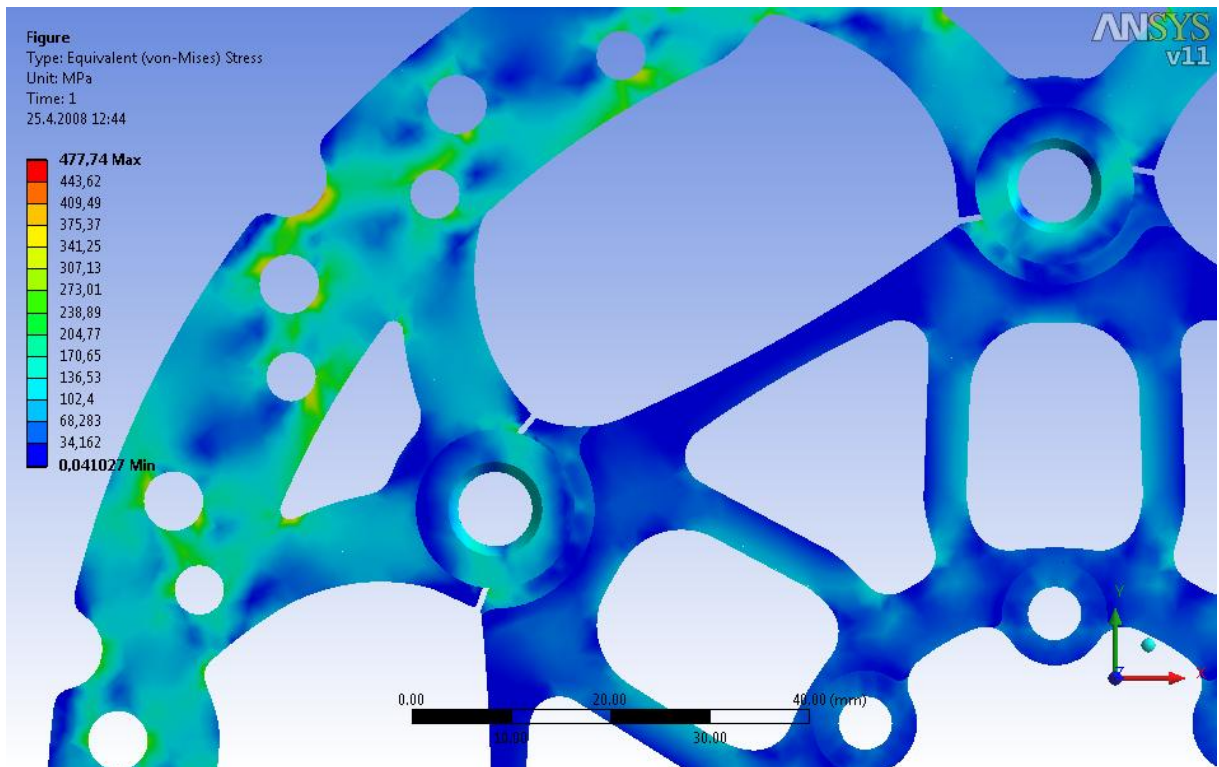
6.3.2. Ověřovací statická strukturní analýza

Důvodem pro použití statické strukturní analýzy bylo zjistit rozložení napětí a velikost deformace po teplotním zatížení modelu geometrie (deformačně-napěťová analýza). Tato analýza tedy proběhla na základě výsledků statické teplotní úlohy, jejíž výsledky byly vstupním zatížením strukturní analýzy.

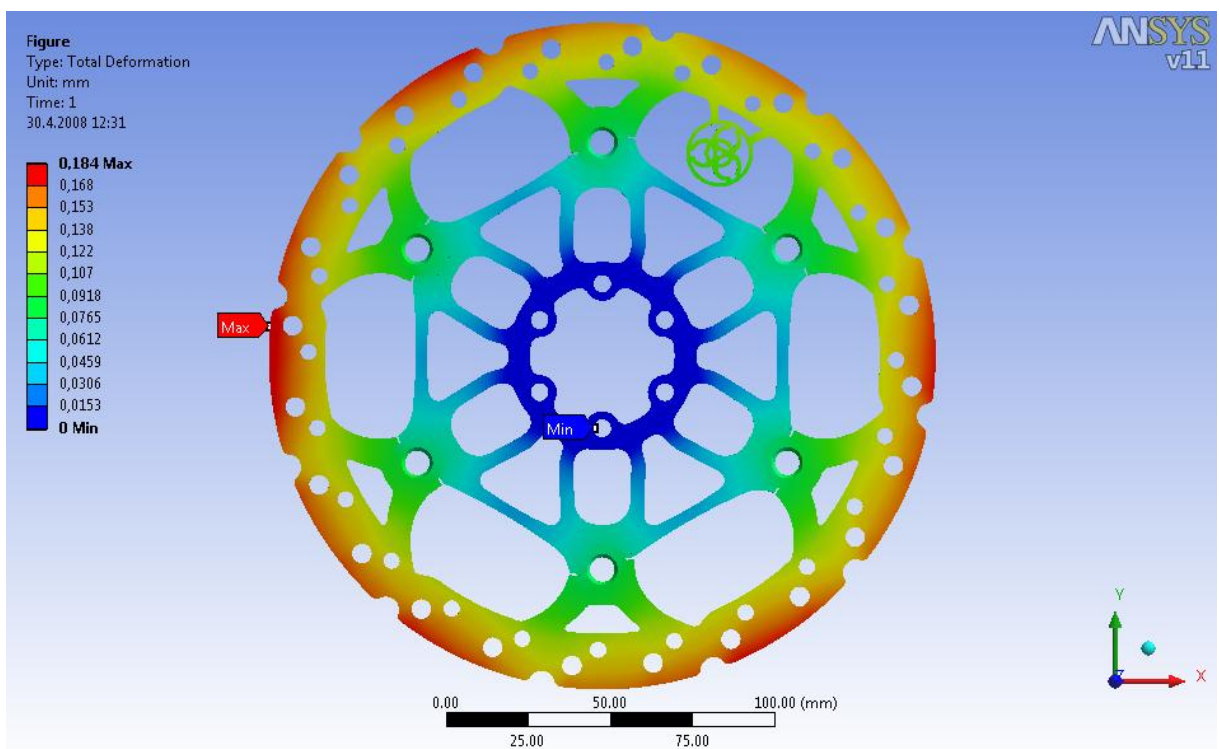
Tento výpočet jsem prováděl s tepelným zatížením, které odpovídá prvnímu bodu měření. Toto teplotní pole je znázorněno na *Obr. 47*. Tento měřený bod jsem vybral proto, že jeho maximální teplota nepřesahovala 300°C, což je hodnota, do které jsou mi známy materiálové charakteristiky jednotlivých materiálů. Omezení výpočtu při tomto bodě spočívá v tom, že zkoumané veličiny jako deformace a napětí nejsou dostatečně ostré, a nedokreslují tak předpoklad o rozdílné dilataci jednotlivých částí, jako by tomu bylo u vyšších měřených bodů, kterým odpovídají vyšší zatěžující podmínky. Avšak použití některého z bodu oblasti vyšších zatížení by bez přesné znalosti potřebných materiálových konstant vneslo do výpočtu chyby a výsledky by nebyly korektní. Z tohoto důvodu proto bylo vhodnější počítat s teplotním polem, při kterém všechny potřebné charakteristiky znám. Výsledky deformačně-napěťové analýzy pro první bod měření znázorňují následující obrázky.



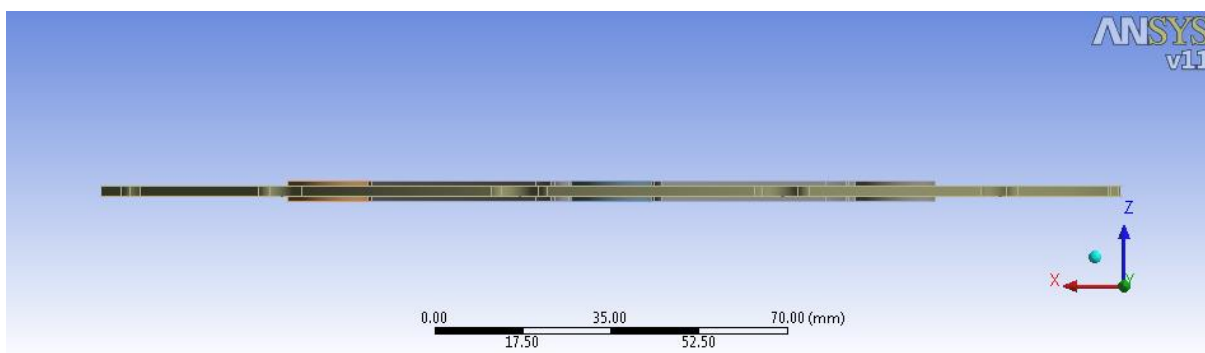
Obr. 50 Redukované napětí při tepelném zatížení prvního měřeného bodu



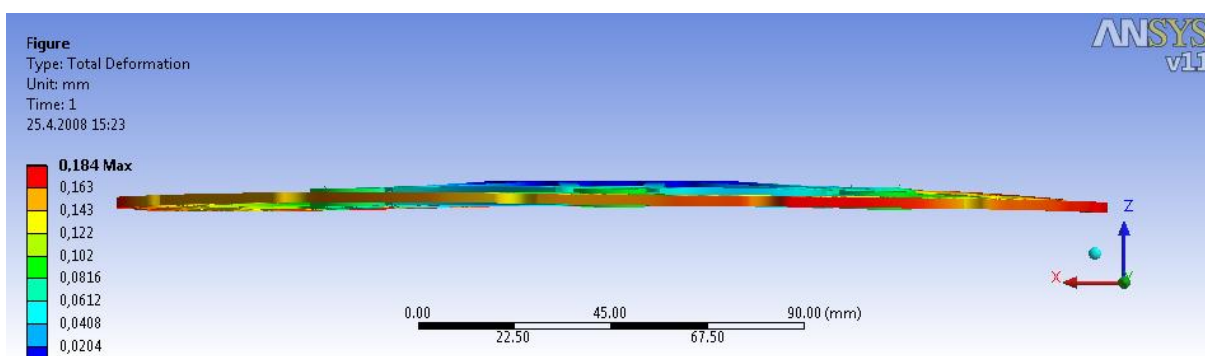
Obr. 51 Detail redukovaného napětí od teplotního zatížení pro první měřený bod



Obr. 52 Celková deformace od teplotního zatížení pro první měření bod



Obr. 53 Nedeformovaný tvar kotoučové brzdy před tepelným zatížením



Obr. 54 Deformovaný tvar kotoučové brzdy po tepelném zatížení

Po deformačně-napěťové analýze jsem tedy zjistil, jakým způsobem je rozloženo redukované napětí (Obr. 50, 51) a celková deformace (Obr. 52, 54), které jsou důsledkem tepelného zatížení. Výsledky celkové deformace dokládají, jakým způsobem se kotouč deformuje i při nejnižším zatížení. Je pravděpodobné, že se tato deformace při vyšších teplotách projeví výrazněji. Tento předpoklad potvrzují i experimentální výsledky, kdy po skončení měření zůstal brzdový kotouč zdeformovaný (viz Obr. 30). Velikost konečné deformace po skončení experimentu dosáhla 6mm. Podle tohoto výsledku se dá usuzovat, že byl v průběhu zatěžování kotouč deformován více, než byla konečná hodnota 6mm, a po vychládnutí se deformace ustálila na této hodnotě. Na velikosti této deformace mělo určitý vliv také nerovnoměrné dosednutí brzdových destiček na brzdový segment při procesu brzdění. Avšak jak je vidět z výsledků výpočtového modelování, větší váhu na deformaci mělo teplotní zatížení. Z těchto výsledků je také patrné, že deformace brzdového segmentu byla větší než deformace ostatních částí (zejména nýtů), což potvrzuje hypotézu o deformačním vlivu teploty na nýtové spojení.

6.4. Optimalizační analýza

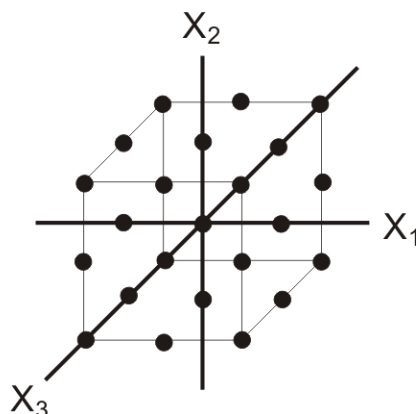
Jako metodu optimalizační analýzy jsem zvolil plánování výpočtu založené na regresní analýze. Potup při tvorbě a aplikaci této metody je stejný jako u plánování měření, tuto metodu jsem použil k efektivnímu získání měřených dat v experimentu. Teorii vztahující se k tvorbě plánování měření jsem popsal v odstavci *Plánování měření*. Z důvodu vysoké efektivity této metody byla také vybrána pro hledání optimálního řešení. Cílem této analýzy je tedy najít optimální řešení, které by pomohlo nalézt cestu, vedoucí k odstranění nebo eliminaci nežádoucích projevů, které zhoršují vlastnosti celého brzdového kotouče, zejména však jeho nýtového spojení. Nutnou podmínkou pro nalezení této cesty je vhodná volba vstupních faktorů a jejich počet.

➤ **Návrh a počet vstupů výpočtu:**

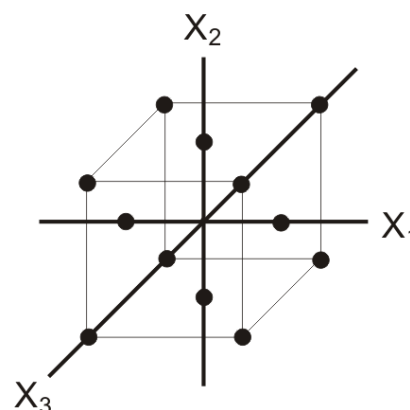
Základním bodem pro plánování výpočtu je navrhnout vstupní veličiny a určit jejich počet. Pro navržení vstupních veličin bylo nutno vycházet z experimentálních a vypočtených výsledků, které vykreslovaly chování a jeho důsledky po zatížení kotoučové brzdy. Podstata celkového chování kotoučové brzdy je výrazně závislá na procesech, které probíhají na nejvíce namáhané části, kterou je brzdový segment, z tohoto důvodu se oblast hledání faktorů zúžila na tuto část kotoučové brzdy. Analyzované výsledky ukázaly, že chování a projevy brzdového segmentu jednoznačně závisí na jeho geometrii a materiálových vlastnostech. Tento závěr byl tedy určující pro výběr vhodných kandidátů na vstupní veličiny. Celkově byly vybrány tři vstupní faktory, které by měly nejvíce ovlivnit chování brzdového segmentu, jeden geometrický a dva materiálové. Mezi materiálové vstupní veličiny byly vybrány: modul pružnosti (faktor x_1) a mez kluzu (faktor x_2). Jako geometrická veličina byla vybrána míra zaplnění plochy brzdového segmentu (faktor x_3).

Vhodnou statistickou metodou pro sestavení plánu výpočtu pro optimalizační analýzu byla zvolena regresní analýza, a to z důvodů, které jsem uvedl v úvodu této kapitoly. Pro navržené tři faktory jsem zvolil plán výpočtu II. řádu a to kompozitní návrh pro tři faktory (*Obr. 56*). Tento návrh vychází z úplného třífaktoriálního návrhu (*Obr. 55*) s tím rozdílem, že pro kompozitní návrh stačí

pouze 15 bodů výpočtů, se kterými je možno postihnout celou výpočetní oblast, což by v úplném třífaktoriálním návrhu znamenalo 27 výpočetních bodů. Toto snížení může být v některých případech cenou za větší odchylku při aproximaci oblasti. Tento aspekt však není pro vybrané faktory podstatný a proto je kompozitní návrh pro tyto účely efektivnější.



Obr. 55 Úplný třífaktoriální návrh



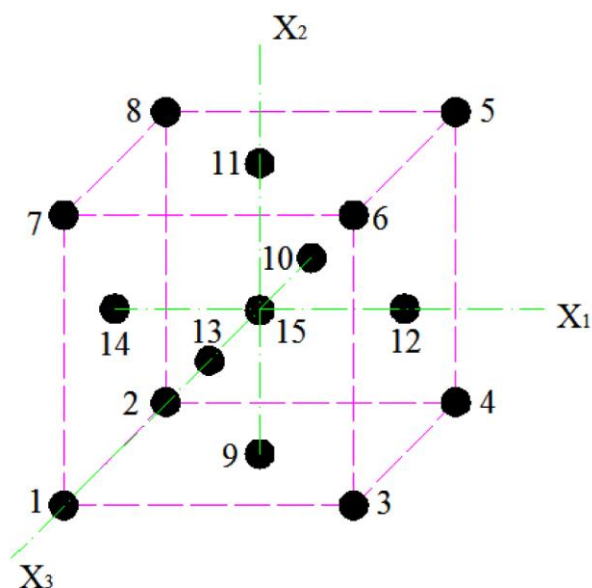
Obr. 56 Kompozitní návrh pro tři faktory

Do takto sestaveného kompozitního návrhu bylo třeba jednotlivé faktory umístit dle příslušných souřadnic a normovat tyto faktory od hodnoty -1:1. Normování faktorů jsem provedl tím, že jsem zvolil jejich rozmezí tak, aby byly přímo normovány. Rozmezí faktoru x_1 a x_2 jsem zvolil dle materiálových listů, ve kterých jsem našel maximální a minimální hodnoty modelu pružnosti a meze kluzu ocelí v závislosti na teplotě, střední hodnotu jsem získal jako aritmetický průměr maxima a minima. Takto jsem určil rozsah pro faktor x_1 a x_2 . Faktor x_3 (míra zaplnění plochy) jsem stanovil tak, že jsem jako maximum vzal úplné zaplnění a minimum nejvíce odstraněné plochy brzdového segmentu, jako střední hodnotu jsem použil stávající zaplnění plochy. Faktor x_3 byl z hlediska přípravy nejnáročnější, protože bylo nutné pro maximální i minimální hodnotu změnit model geometrie v závislosti na velikosti zaplnění plochy brzdového segmentu.

Takto připravené faktory pro zvolený plán výpočtu budou v dalším textu přesně vyčísleny a zobrazeny.

6.4.1. Navržený plán výpočtu

Konečná podoba navrženého kompozitního plánu výpočtu s jednotlivými body měření je na *Obr. 57*. Podrobný popis jednotlivých faktorů, jejich hodnot a souřadnic se nachází v *Tab. 14, 15*. Geometrické konfigurace modelu geometrie pro faktor x_3 jsou znázorněny na *Obr. 58-60*, změny byly provedeny ve 3D programu SOLIDWORKS.



Obr. 57 Navržený plán výpočtu

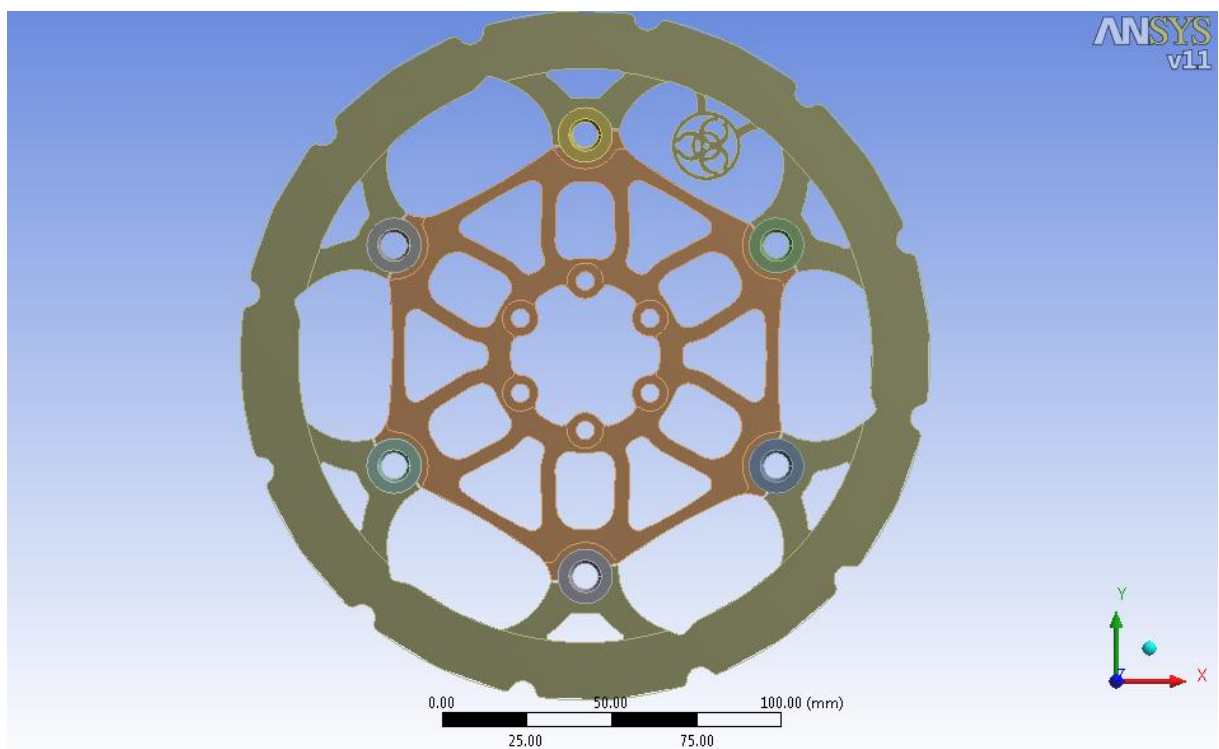
Velikosti faktorů jsou x_1 [177;192;206], x_2 [136;368;600], x_3 [75;88;100]. Hodnoty faktorů jsou v různých jednotkách x_1 [GPa], x_2 [MPa], a x_3 [procentuální podíl zaplnění plochy brzdového segmentu]. Rozdílné jednotky neovlivňují výsledek výpočtu, protože se jedná o veličiny, které jsou na sobě nezávislé. Hodnoty faktoru x_3 byly vytvořeny tak, že byla horní hranice limitována plným zaplněním plochy 100% brzdového segmentu (*Obr. 58*), spodní hranice nulového zaplnění plochy není prakticky možná, proto byl s ohledem na dodržení určité stability této části náhodným způsobem zvolen postup pro dosažení co největšího odebrání materiálu co nejjednodušším způsobem. Takto bylo dosaženo hodnoty 75% (*Obr. 59*), existuje určitě mnoho možností, jak by se dalo dosáhnout stejného výsledku. Hledání správné konfigurace a velikosti odebraného materiálu by bylo náročné a mohlo by se stát námětem pro další optimalizační analýzu. Hodnota 88% je polovina stanoveného rozsahu a stávající konfigurace brzdového segmentu ji splňovala, proto bylo vhodné ji použít.

Bod výpočtu	1	2	3	4	5	6	7
x ₁	177	177	206	206	206	206	177
x ₂	136	136	136	136	600	600	600
x ₃	75	100	75	100	100	75	75

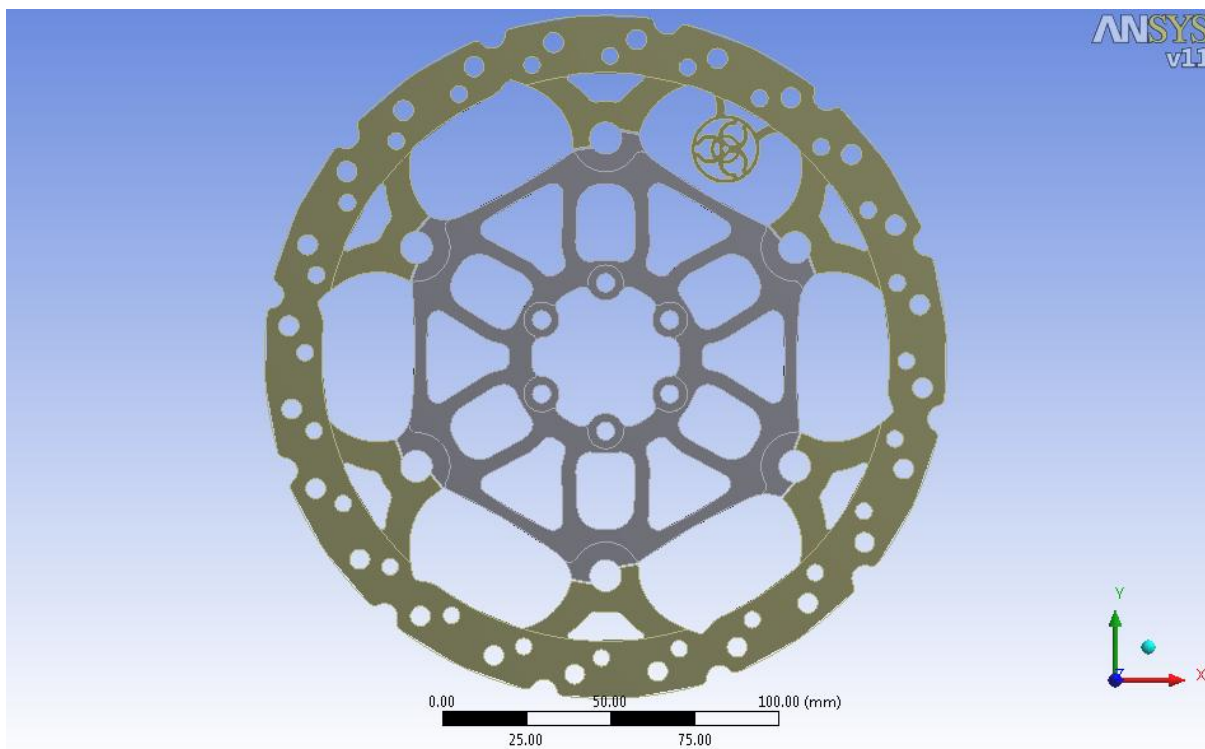
Tab. 14 Souřadnice plánu výpočtu

	8	9	10	11	12	13	14	15
x ₁	177	192	192	192	206	192	177	192
x ₂	600	136	368	600	368	368	368	368
x ₃	100	88	100	88	88	75	88	88

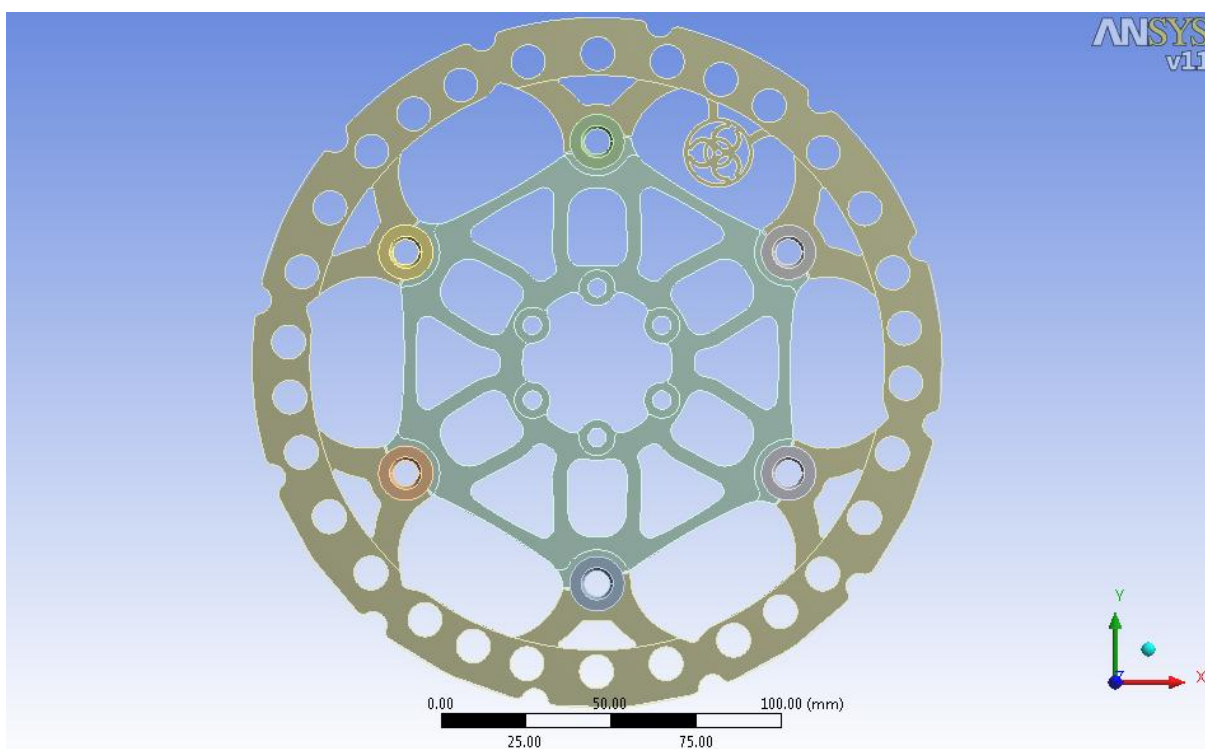
Tab. 15 Souřadnice plánu výpočtu



Obr. 58 100% zaplnění plochy brzdového segmentu (faktor x_3)



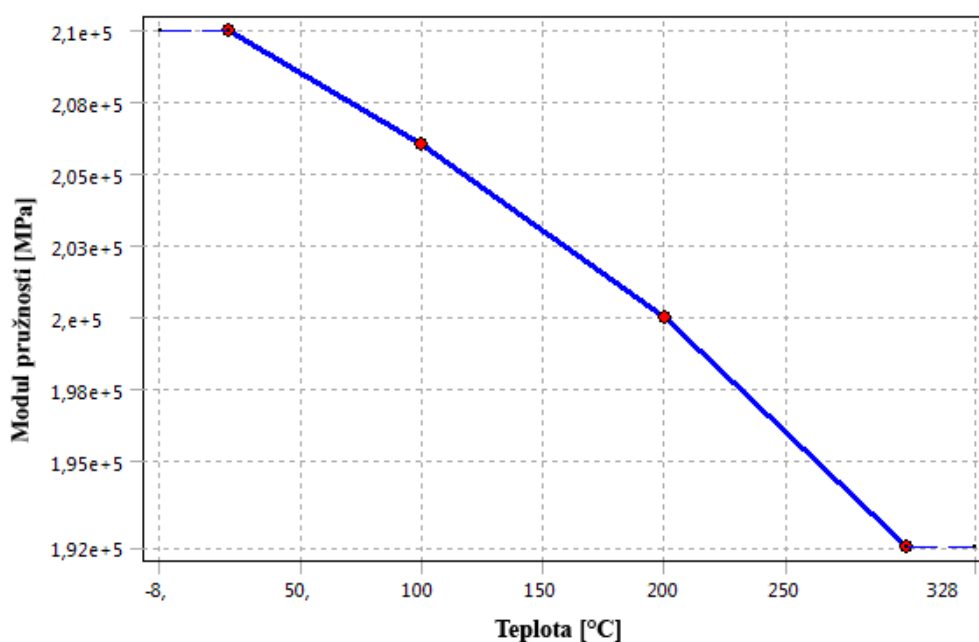
Obr. 59 88% zaplnění povrchu brzdového segmentu (faktor X_3)



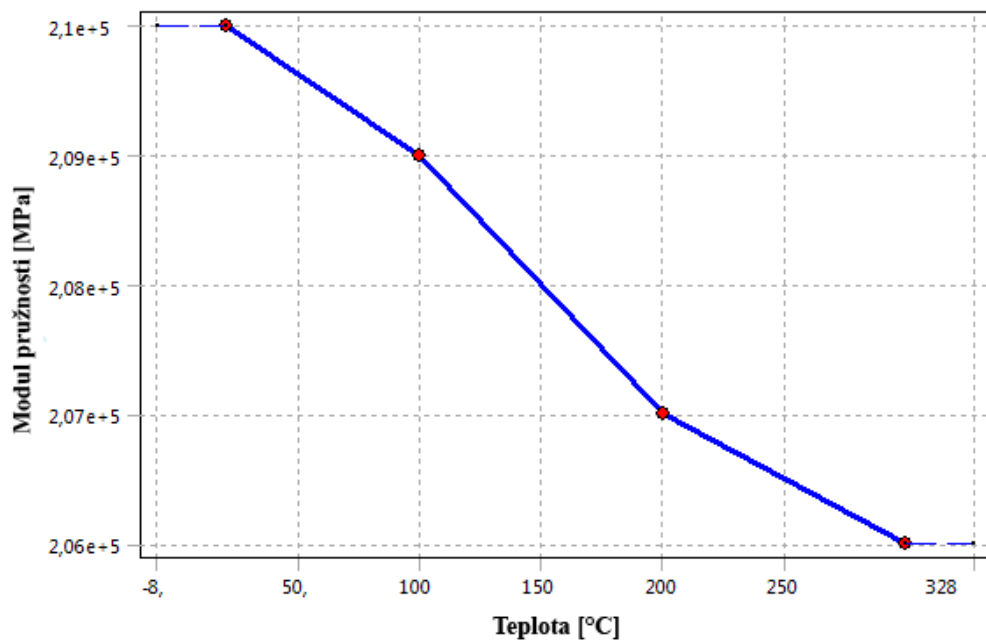
Obr. 60 75% zaplnění povrch brzdového segmentu (faktor X_3)

6.4.2. Realizace plánu výpočtu

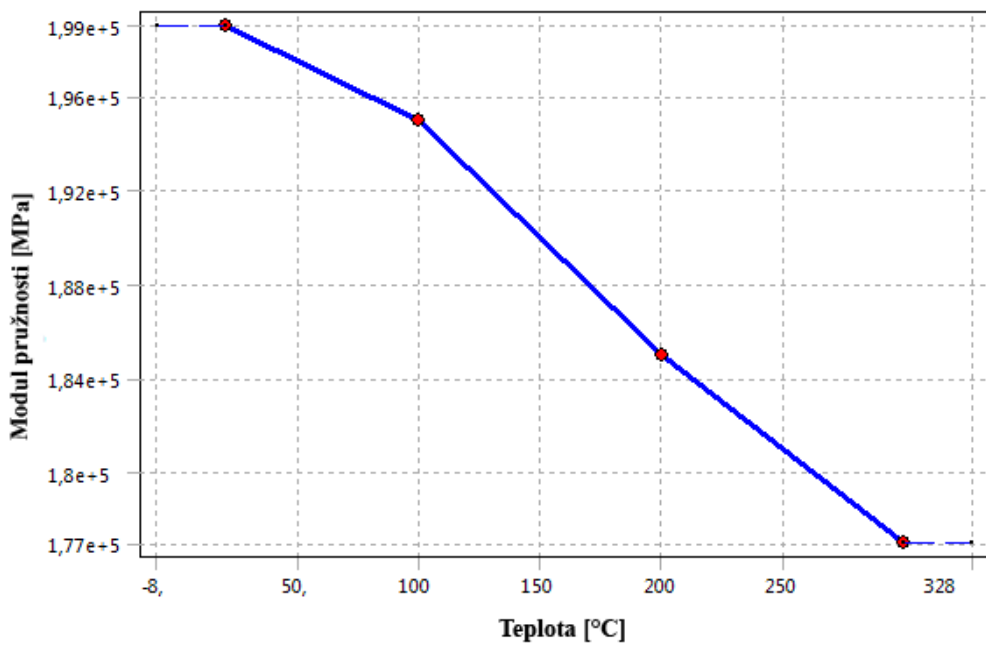
Pro realizaci plánu výpočtu jsem zvolil výpočtové modelování v programu ANSYS WORKBENCH. Postupoval jsem stejným způsobem jako při ověřovacích výpočtech. Nejdříve jsem provedl statickou teplotní analýzu a v návaznosti na její výsledky jsem aplikoval statickou strukturní analýzu. Při teplotní i strukturní analýze jsem postupoval stejným způsobem jako v případě ověřovacích výpočtů, použil jsem stejnou diskretizaci, stejné okrajové podmínky. Jediným rozdílem bylo to, že jsem dle navrženého plánu výpočtu změnil modely geometrie a jím příslušné modely materiálů. Všechny výpočty byly provedeny v duchu navrženého plánu výpočtu. Příslušné modely geometrie jsou na *Obr. 58-60*. Jednotlivé modely materiálů pro brzdový segment mají stejný charakter jako u ověřovacích výpočtů (bilineární izotropní se zpevněním) se stejným tečným modulem pružnosti ($E_T=1$). Rozdíl je v hodnotách meze kluzu a modulech pružnosti, které odpovídají rozsahu určeného dle plánu výpočtu. Všechny tyto hodnoty jsou zadávány v závislosti na teplotě (do hodnoty 300°C). Modely materiálů nýtů a unášeče zůstali stejné jako u ověřovacích výpočtů. Model zatížení byl závislý na výsledcích statické teplotní analýzy, protože zatížení mělo teplotní charakter stejně jako u ověřovacích výpočtů. Po takto nastavených podmínkách bylo provedeno pro každý model geometrie pět výpočtů, celkově jich dle navrženého plánu výpočtu proběhlo patnáct.



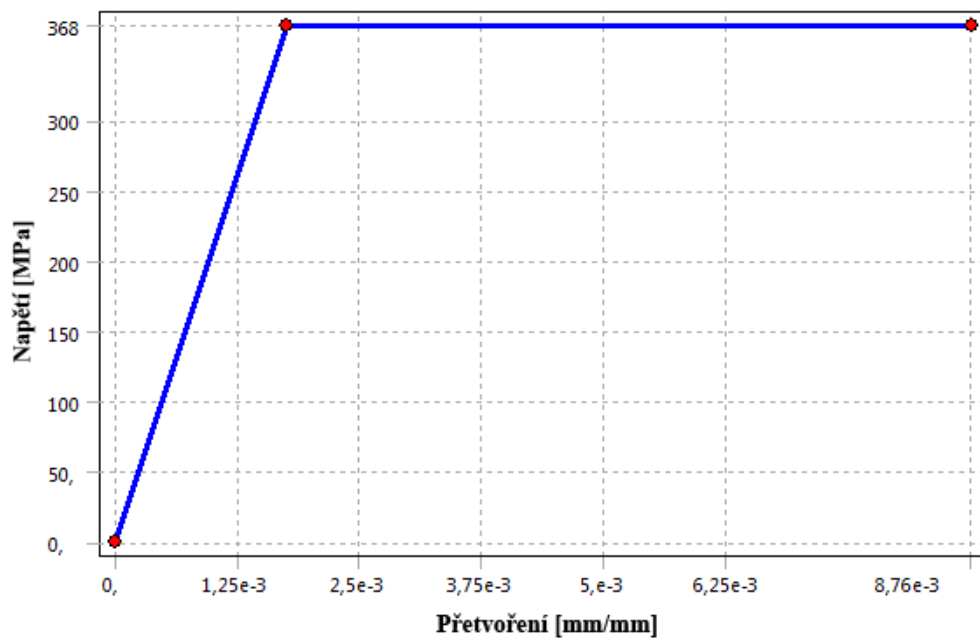
Obr. 61 Hodnoty modulu pružnosti (faktor x_1)



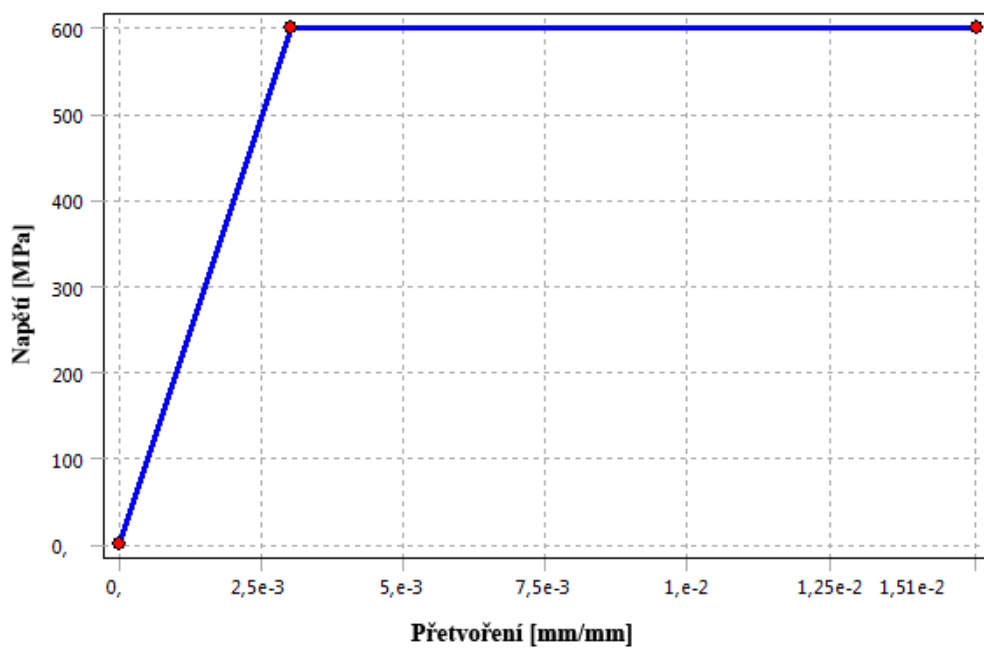
Obr. 62 Hodnoty modulu pružnosti (faktor x_1)



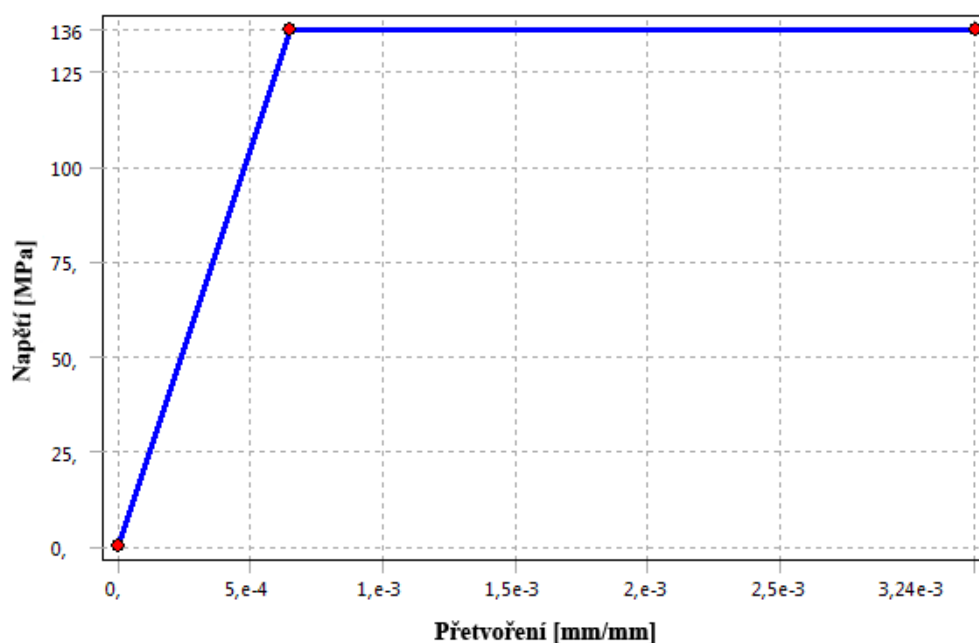
Obr. 63 Hodnoty modulu pružnosti (faktor x_1)



Obr. 64 Hodnota meze kluzu (faktor x_2)



Obr. 65 Hodnota meze kluzu (faktor x_2)



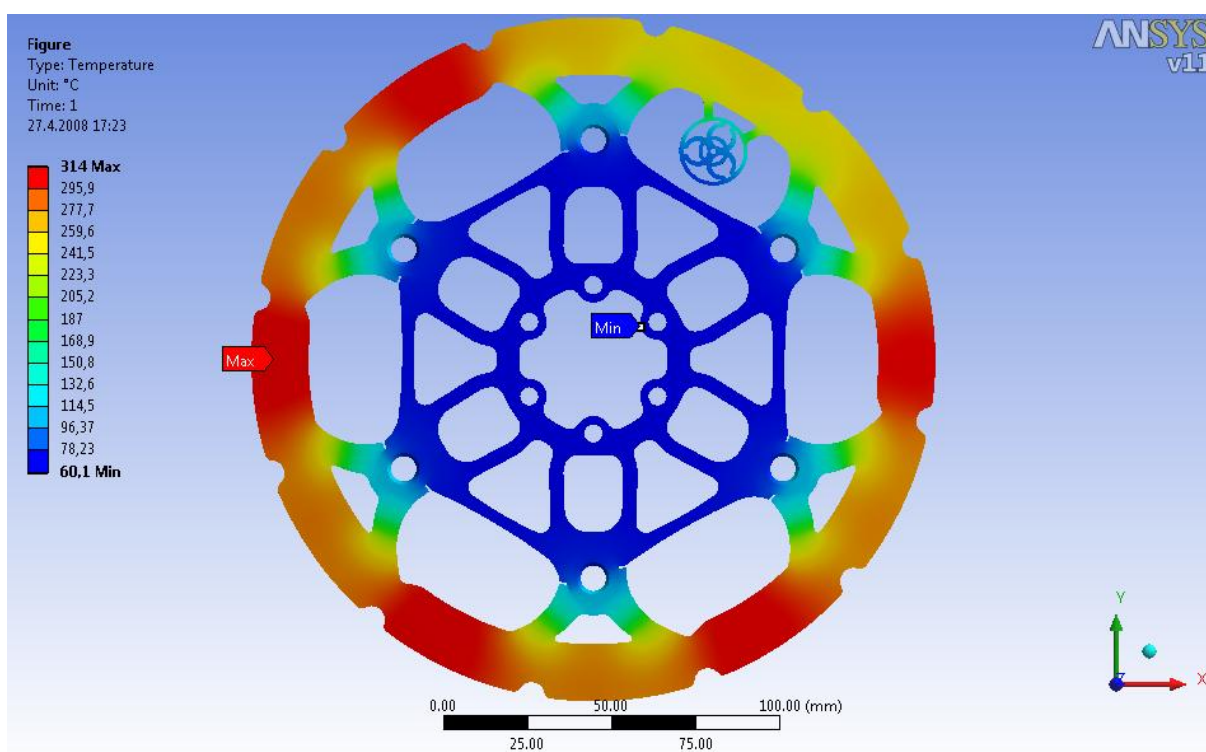
Obr. 66 Hodnota meze kluzu (faktor X_2)

6.4.3. Výsledky plánu výpočtu

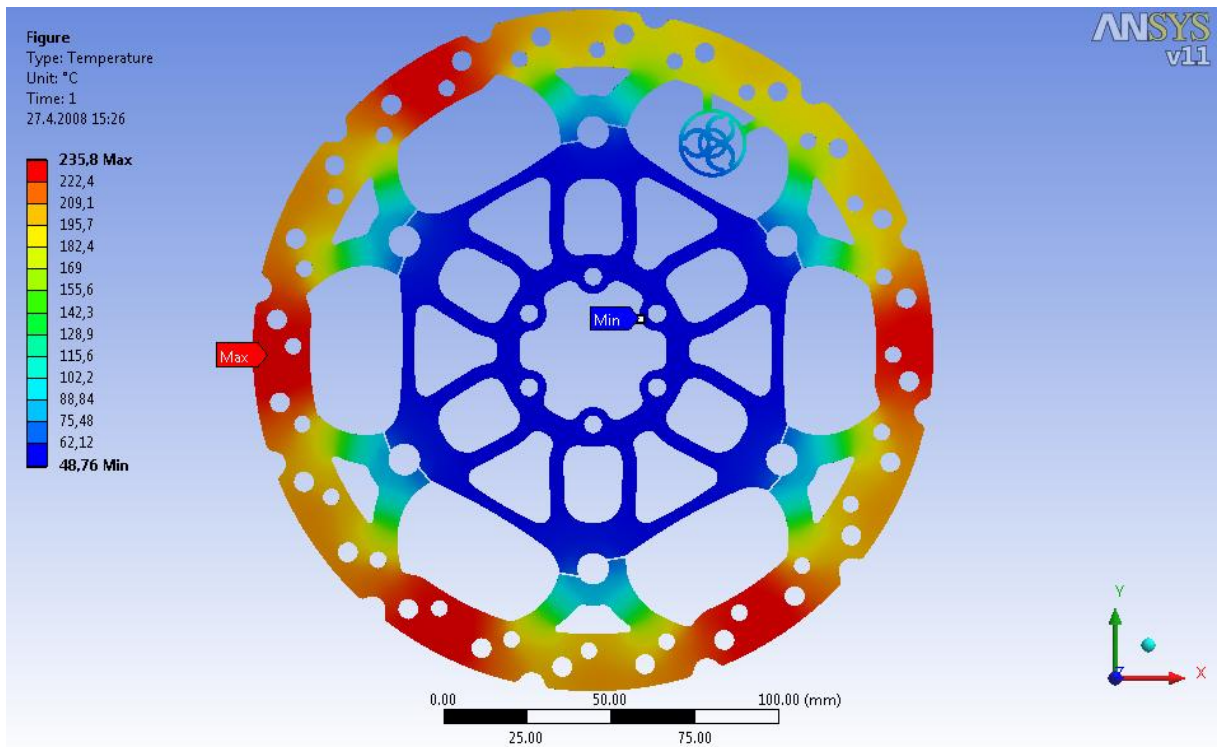
Po dokončení patnácti výpočtů dle navrženého plánu, byly předmětem zájmu (stejně jako u ověřovacích výpočtů) statické teplotní analýzy dosažené teploty v jednotlivých bodech výpočtu a statické strukturní analýzy výsledky redukováného napětí a celkové deformace.

Z výsledků teplotní analýzy bylo patrné, že největší vliv na snížení teplot měl faktor x_3 (percentuální zaplnění povrchu brzdového segmentu), proto při variantě, která byla označena hodnotu 75% dosáhla teplota jen 209,1°C, při variantě označené 88% byla teplota rovná hodnotě 235,8, což se shoduje s teplotou dosaženou při ověřovacích výpočtech, a to z důvodu stejného modelu geometrie. Při variantě označené 100% dosáhla teplota nejvyšší hodnoty 314°C. Tyto výsledky jasně dokládají fakt, že se největšího snížení teploty dosáhne větším odebráním plochy vyplňující brzdový segment. Toto tvrzení dokládají Obr. 67, 68, 69. Výsledky statické strukturní analýzy navazující na teplotní analýzu ukázaly, že je důsledkem vysoké teploty vysoké napětí a deformace. Tyto hodnoty jsou však závislé nejen na faktoru x_3 , ale také na faktorech x_1 a x_2 , tedy na materiálových charakteristikách, což potvrzuje fakt, že v některých bodech plánu výpočtu, které nedosahovaly extrémní teploty, docházelo z důvodu nízké meze kluzu k plastizaci míst s vysokou hodnotou napětí. Platizace, se objevila u všech modelů geometrie označených 100%, 88%, 75%. Výsledky, které dokazují vznik plastických

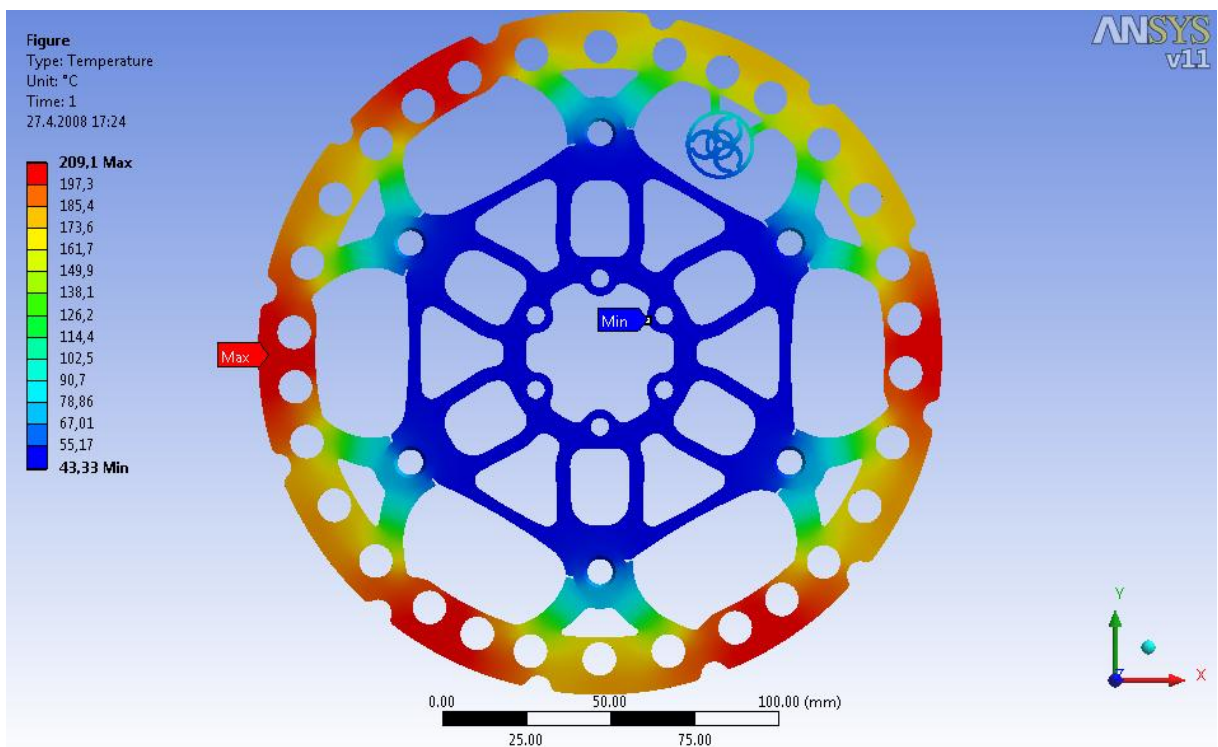
oblastí (viz *Obr. 70, 71, 72*), nastiňují odpověď na otázku trvalé deformace, která po experimentu zůstala na kotoučové brzdě. Je tedy důvod se domnívat, že při vysokém zatížení, kdy bylo dosaženo vysokých teplot, došlo opakovaně k plastizaci brzdového segmentu a po ukončení zatěžování tato deformace zůstala trvalá. Plastizace v tomto případě neprospívá, protože na jedné straně zpevňuje materiál, ale na druhé straně ho dělá křehčím, a tím snižuje jeho houževnatost a tedy i odolnost proti dalšímu namáhání. Tato plastizace má tedy za následek trvalou deformaci, která má vliv na celou soustavu brzdového kotouče a tedy i na jeho nýtové spojení, které bylo při testech poškozeno. Plastizace a následná trvalá deformace má s největší pravděpodobností negativní vliv na proces degradace nýtového spojení. Proto jsem se pomocí optimalizační analýzy pokusil najít cestu, která by ukázala na vhodnou kombinaci faktorů, které by tento negativní vliv odstranily, nebo eliminovaly, a přispěly tak k zlepšení vlastností celé kotoučové brzdy.



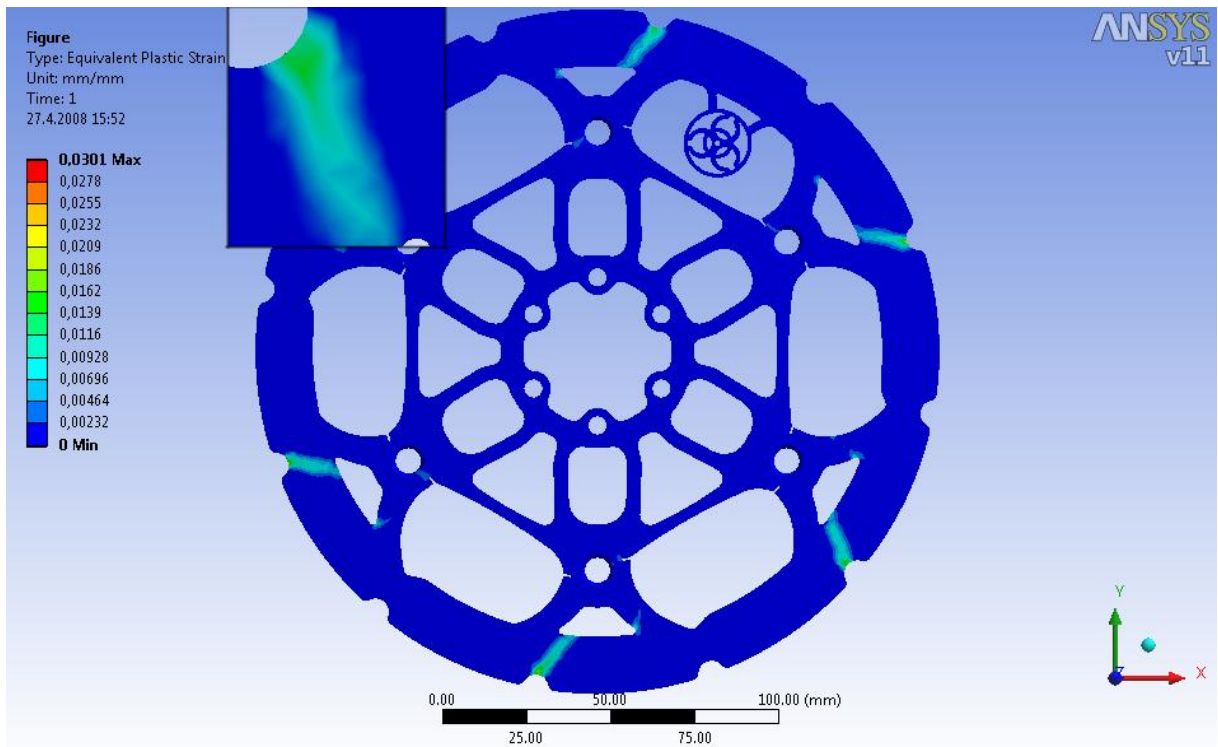
Obr. 67 Vypočtené teplotní pole pro konfiguraci 100%



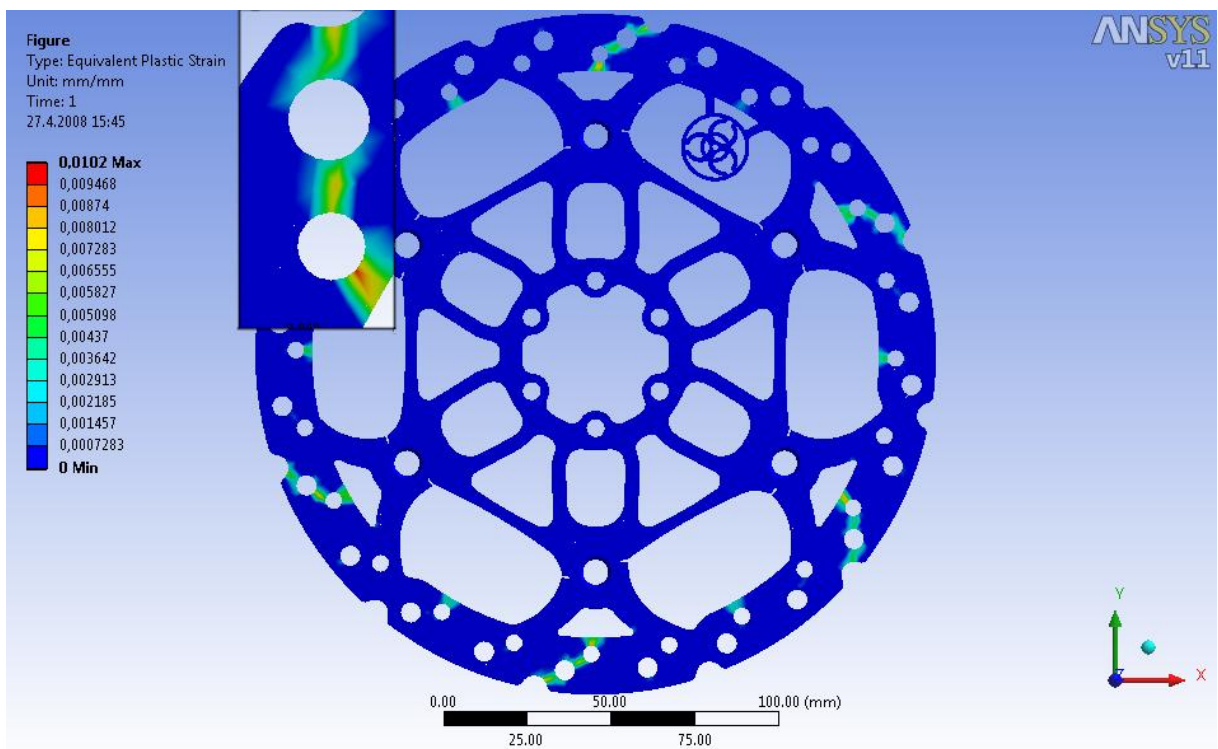
Obr. 68 Vypočtené teplotní pole pro konfiguraci 88%



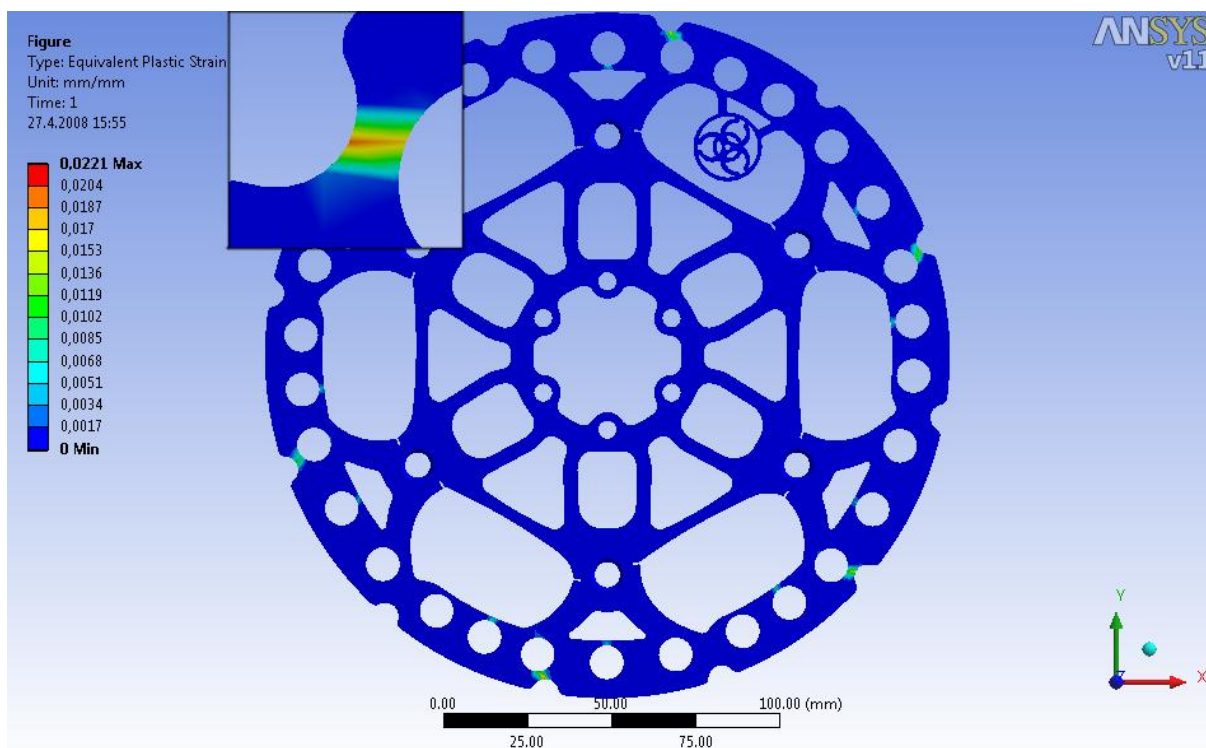
Obr. 69 Vypočtené teplotní pole pro konfiguraci 75%



Obr. 70 Plastická oblast pro 4. bod plánu výpočtu



Obr. 71 Plastická oblast pro 9. bod plánu výpočtu



Obr. 72 Plastická oblast pro 3. bod plánu výpočtu

6.4.4. Realizace optimalizační analýzy

Realizace optimalizační analýzy spočívala v aplikaci výsledků plánu výpočtu do připraveného algoritmu regresní analýzy. Pro tento účel byl použit stejný programový systém (MATLAB), jako v případě vyhodnocení experimentálních dat. Rozdíl byl v tom, že u experimentálních dat vstupovaly do vyhodnocení dva faktory, kdežto tady to byly tři faktory, což znamenalo větší nároky na přípravu a zhodnocení výsledků.

Jako nezávislé proměnné vstupovaly do optimalizačního algoritmu faktory x_1 , x_2 , x_3 . Závislé byly zvoleny tři proměnné (označené jako y_0) a to: maximální teplota, poměrná napětí a celková deformace. Volba tří proměnných byla z důvodu důkladnějšího nalezení a vystihnutí hledaného optima, a to jak z pohledu změn v modelu geometrie, tak z pohledu modelů materiálů. Do programu pro hledání minima (viz Příloha 2) jsem zanášel přímo jednotlivá data, která jsem obdržel pro jednotlivé body výpočtu dle navrženého plánu výpočtu. Redukované napětí, které vstupovalo do optimalizačního algoritmu, jsem musel upravit na poměrné hodnoty napětí a to z toho důvodu, abych mohl srovnávat výsledky redukovaného napětí u bodů, při kterých docházelo k plastizaci s body, ve kterých zůstaly výsledky napětí v elastické oblasti. Poměrná napětí jsem počítal jako, poměr vypočteného

redukovaného napětí k odpovídající mezi kluzu. Hodnoty, které přesáhly velikost jedné, byly v nebezpečné oblasti výpočtu, a hodnoty, které se nacházely pod jedničkou, byly v bezpečné oblasti výpočtu. Tímto způsobem bylo možno porovnat hodnoty redukovaného napětí, jak pro ty u kterých se objevila plastizace (byla překročena mez kluzu), tak pro ty, které zůstaly pod mezi kluzu a tedy v elastické oblasti. Na vypočtených hodnotách redukovaného napětí se však projeví i chyby, které byly způsobeny nedokonalou interpolací metody konečných prvků, která je matematickým aparátem výpočtového systému ANSYS. Tyto nepřesnosti jsou způsobeny špatnou interpolací mezi hodnotami spočítanými v integračních bodech jednotlivých prvků diskretizace. Proto v některých vypočtených bodech plánu výpočtu překročily hodnoty redukovaného napětí hodnotu meze kluzu, ve skutečnosti to však bylo způsobeno špatnou interpolací mezi integračními body a uzly prvků. Tento fakt byl prokázán tím, že nebyly nalezeny žádné plastické deformace. Z těchto důvodů jsem podmínku minima redukovaného napětí hodnotil jako poslední, s nejmenší vahou na konečný výsledek. Konečné hodnoty, které vstupovaly do optimalizačního algoritmu, jsou uvedeny v *Tab. 16-18*.

Bod měření	1	2	3	4	5	6	7	8
y_0 [°C]	209	314	209	314	314	209	209	314
Bod měření	9	10	11	12	13	14	15	
y_0 [°C]	209	314	236	236	209	236	236	

Tab. 16 Vstupující hodnoty teplot do optimalizační analýzy

Bod měření	1	2	3	4	5	6	7	8
y_0 [mm]	0,144	0,266	0,144	0,256	0,426	0,151	0,150	0,312
Bod měření	9	10	11	12	13	14	15	
y_0 [mm]	0,172	0,307	0,185	0,187	0,150	0,182	0,186	

Tab. 17 Vstupující hodnoty celkové deformace do optimalizační analýzy

Bod měření	1	2	3	4	5	6	7	8
y₀ [-]	1,22	1,10	1,22	1,11	0,98	1,02	1,01	0,99
Bod měření	9	10	11	12	13	14	15	
y₀ [-]	1,17	1,10	0,84	1,11	1,06	1,09	1,08	

Tab. 18 Vstupní hodnoty poměrného napětí do optimalizační analýzy

6.4.5. Prezentace a zhodnocení výsledků optimalizační analýzy

Zpracování optimalizační analýzy bylo provedeno v programovém systému MATLAB. Níže prezentované výsledky jsou výstupem z tohoto programového systému. Přesný popis použitého programu pro zpracování a vyhodnocení je uveden v *Příloze 2*. Prezentované výsledky navazují na předcházející kapitolu *Realizace optimalizační analýzy*.

Protože byly zvoleny tři vstupní faktory, výsledkem optimalizační analýzy je čtyřrozměrný prostor, to však není možné zobrazit, proto bylo nutné zvolit pro vykreslení výsledků metodu, která bude jeden ze vstupních faktorů považovat za konstantu, a ostatní faktory a závislé budou zobrazeny ve třírozměrném prostoru, čímž se odstraní jedna dimenze. Jako konstantní faktor jsem zvolil faktor x_3 (procentuální podíl zaplnění plochy). Abych však dokázal vykreslit výsledky i pro tento faktor, zobrazoval jsem nad sebe plochy pro všechny hodnoty faktoru x_3 , čímž jsem získal obraz o všech plochách pro všechny závislé na všech faktorech. Po vyhodnocení a vykreslení všech těchto ploch dále použitý program hledal minimum mezi všemi body jednotlivých ploch. Toto minimum vypovídalo o optimálním řešení v zadané oblasti (teplot, deformací, poměrných napětí). Hodnoty jednotlivých minim jsou uvedeny v *Tab. 19*.

Faktor	x₁ (E [GPa])	x₂ (Re [MPa])	x₃ (S [%])	Minimum
Teplota [°C]	192,2	600	76,2	209
Deformace [mm]	197,7	158,1	81	0,137
Poměrné napětí [-]	192,2	600	89,3	0,907

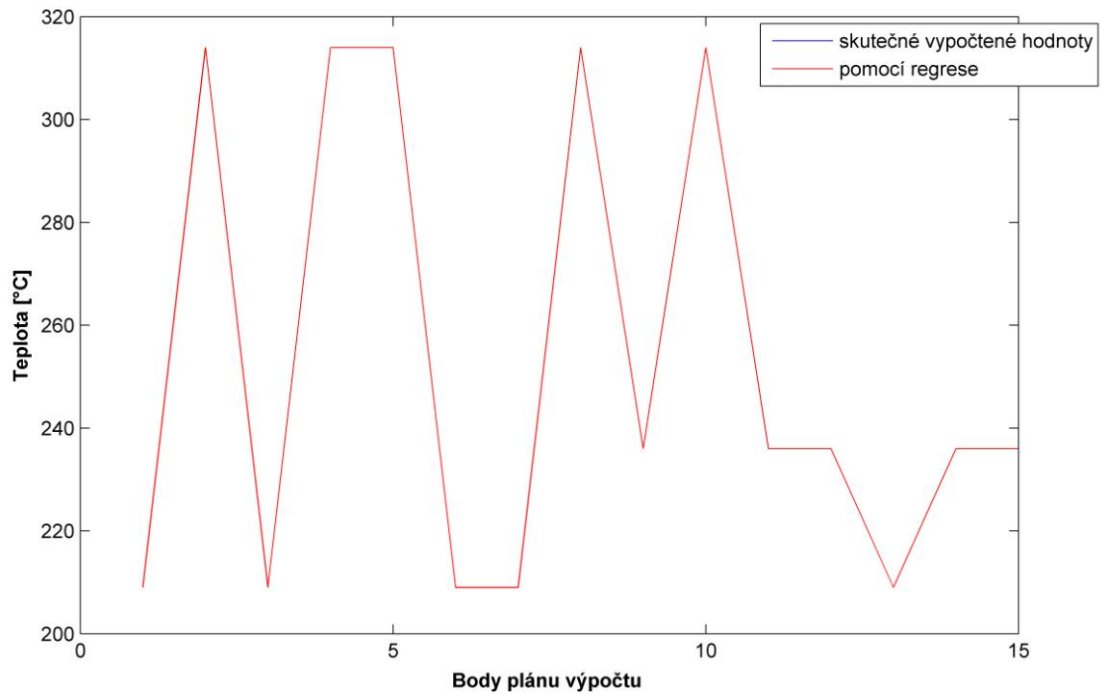
Tab. 19 Výsledky minimálních hodnot optimalizační analýzy

Regresní funkce pro tři vstupující faktory je ve tvaru 6.5, jednotlivé koeficienty b(1) až b(11), pro hledané teploty, deformace a poměrná napětí, které byly nalezeny použitou regresní analýzou, jsou uvedeny v *Tab. 20*. Porovnání vypočtených a regresních funkcí je patrné z *Obr. 73*. Odchytky nalezených regresních funkcí od skutečných vypočtených hodnot jsou na *Obr. 74*. Maximální odchylka pro teploty činila $2,4e-14^{\circ}\text{C}$, což se dá považovat za nulovou hodnotu, maximální odchylka pro deformaci byla 0,001mm, což je pro nejnižší hodnotu deformace (0,144mm) zhruba 0,7%, tuto odchylku také není nutno dále považovat za významnou. Maximální odchylka pro poměrné napětí byla 0,0116, což pro nejnižší hodnotu (0,84) činí přibližně 1,4%, tato hodnota je také velice nízká, proto ji dále zanedbávám. Tyto odchylky dokazují dobrou shodu mezi vypočtenými daty a regresní analýzou, což znamená vhodnou volbu plánu výpočtu II.řádu. Konečné grafické provedení všech výsledků regresní analýzy zobrazující jednotlivé plochy pro teploty, deformace a poměrná napětí jsou uvedeny na *Obr. 76, 77, 79*.

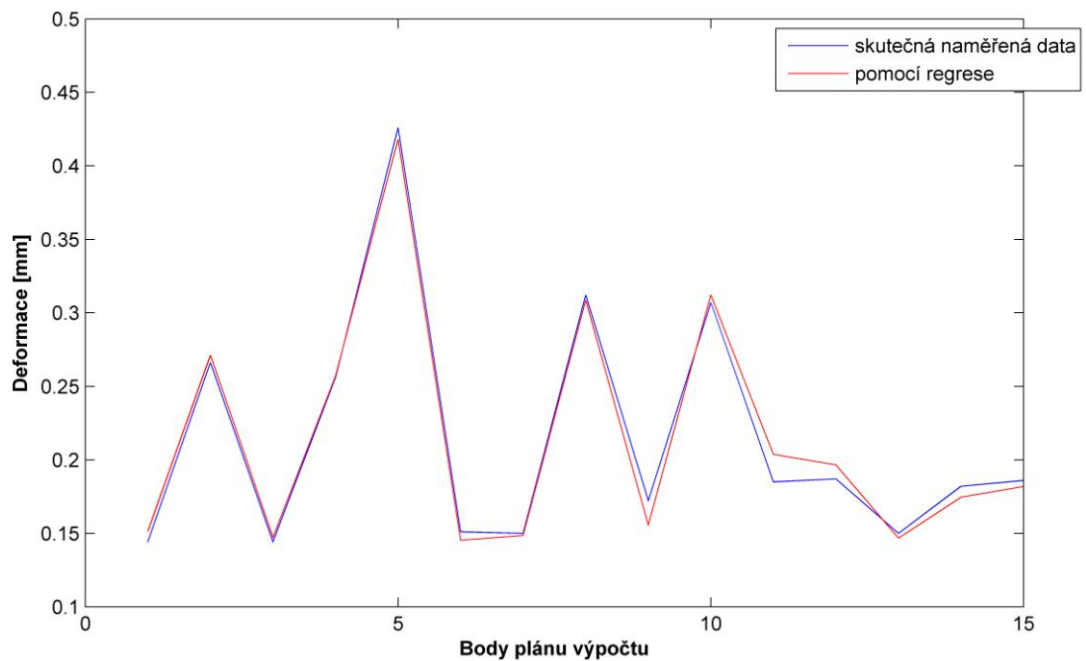
$$y=b(1)+b(2)x_1+b(3)x_2+b(4)x_3+b(5)x_1^2+b(6)x_2^2+b(7)x_3^2+b(8)x_1x_2++b(9)x_1x_3 + \\ +b(10)x_2x_3+b(11)x_1x_2x_3 \quad (6.5)$$

Koeficienty	b(1)	b(2)	b(3)	b(4)	b(5)
Teplota	236	0	0	52	0
Deformace	0,1819	0,0110	0,0242	0,0828	0,0037
Poměrná napětí	1,0760	0,003	-0,098	-0,034	0,025
b(6)	b(7)	b(8)	b(9)	b(10)	b(11)
0	25,5	0	0	0	0
-0,0023	0,0477	0,0156	0,0129	0,0254	0,0154
-0,07	0,05	-0,0013	-0,0012	0,0212	-0,0038

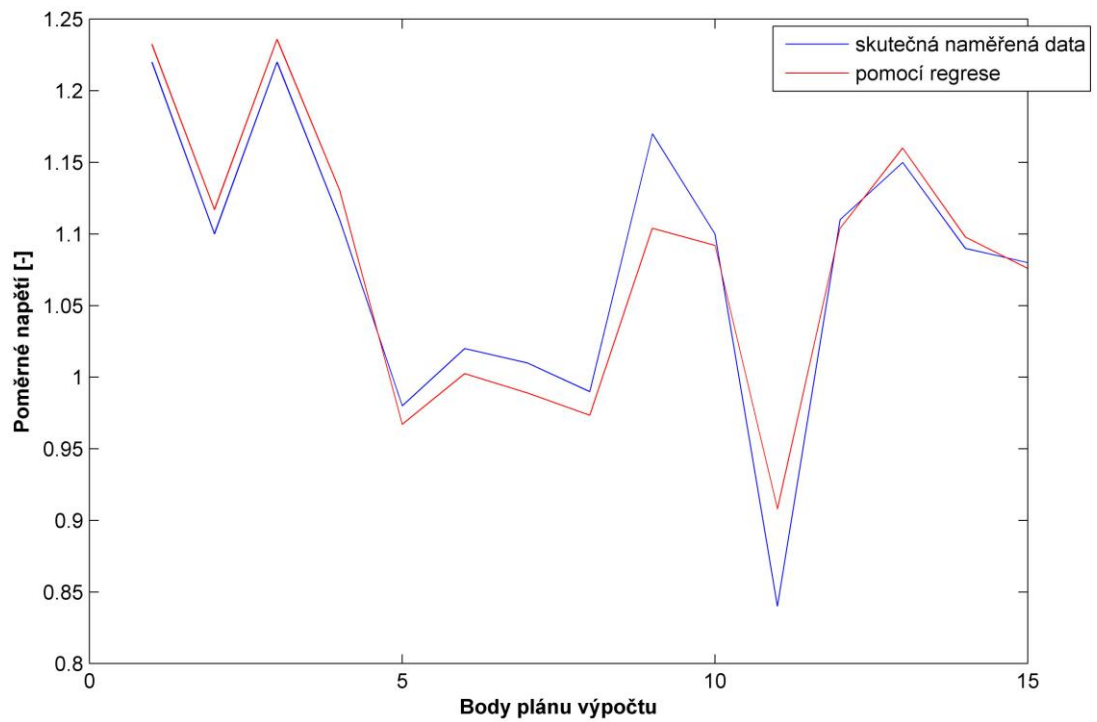
Tab. 20 Vypočtené regresní koeficienty



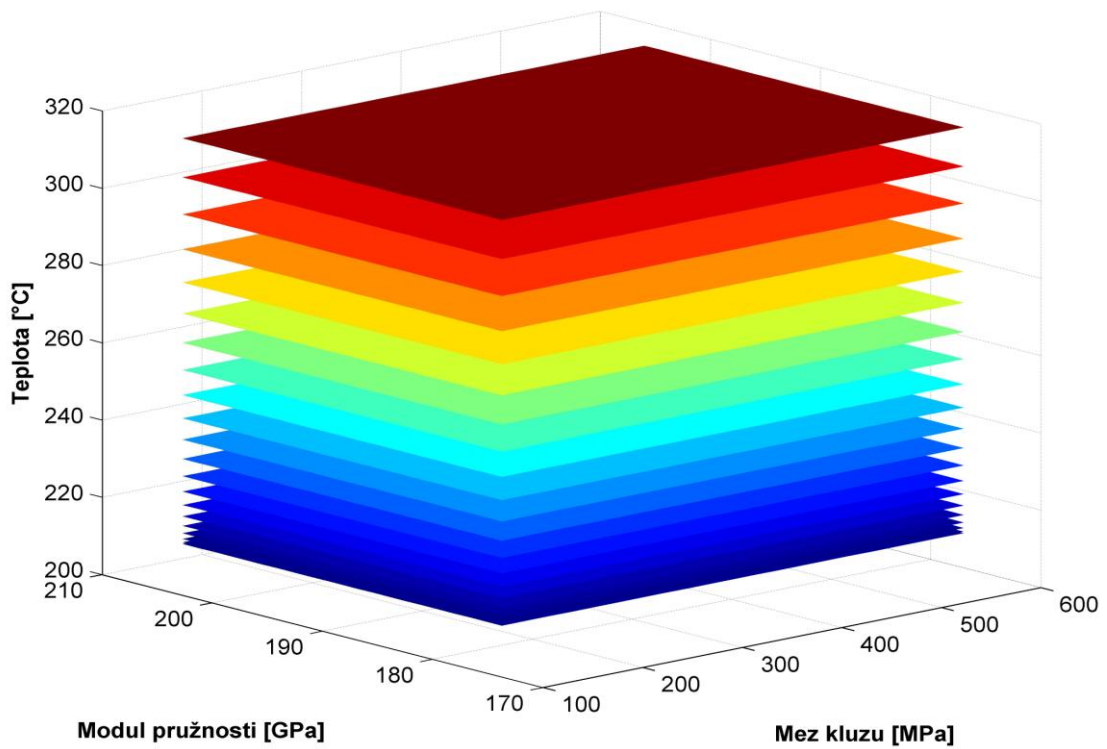
Obr. 73 Odchylky od skutečných a regresních dat pro teploty



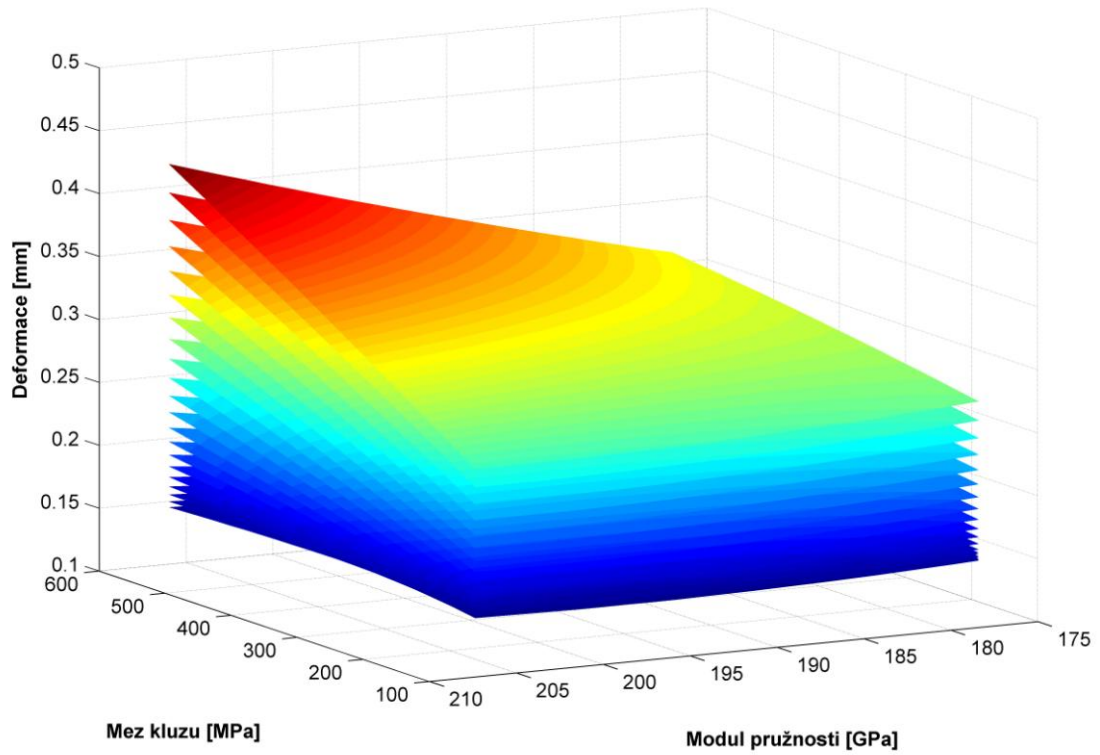
Obr. 74 Odchylky od skutečných a regresních dat pro deformace



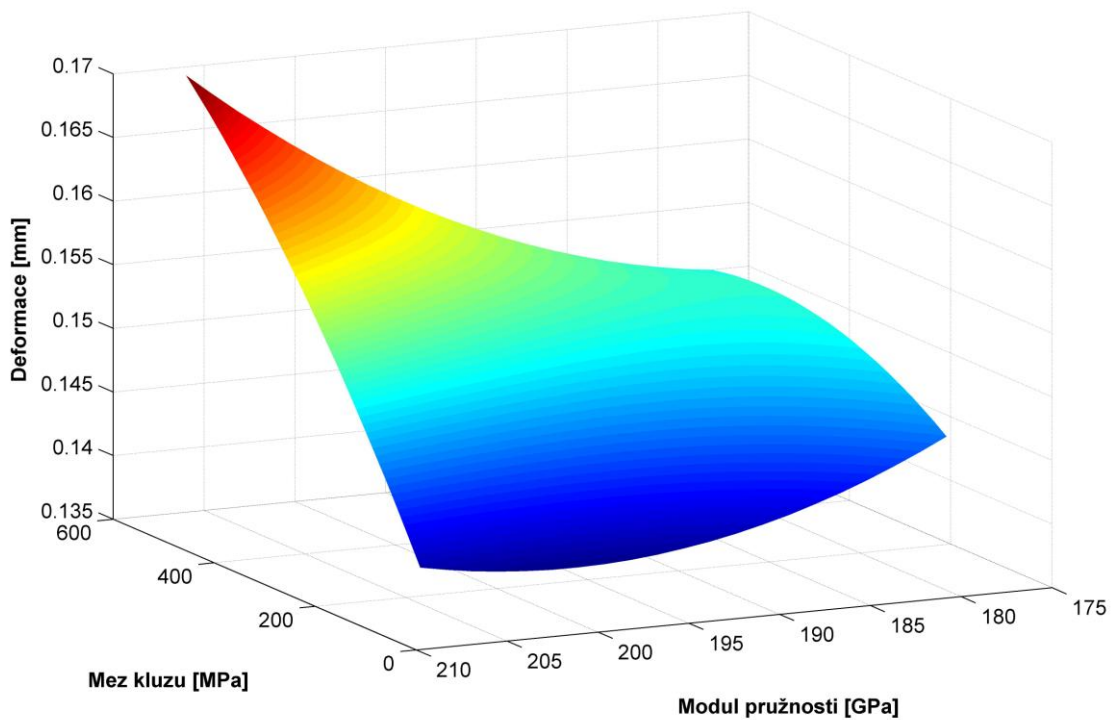
Obr. 75 Odchylky od skutečných a regresních dat pro poměrná napětí



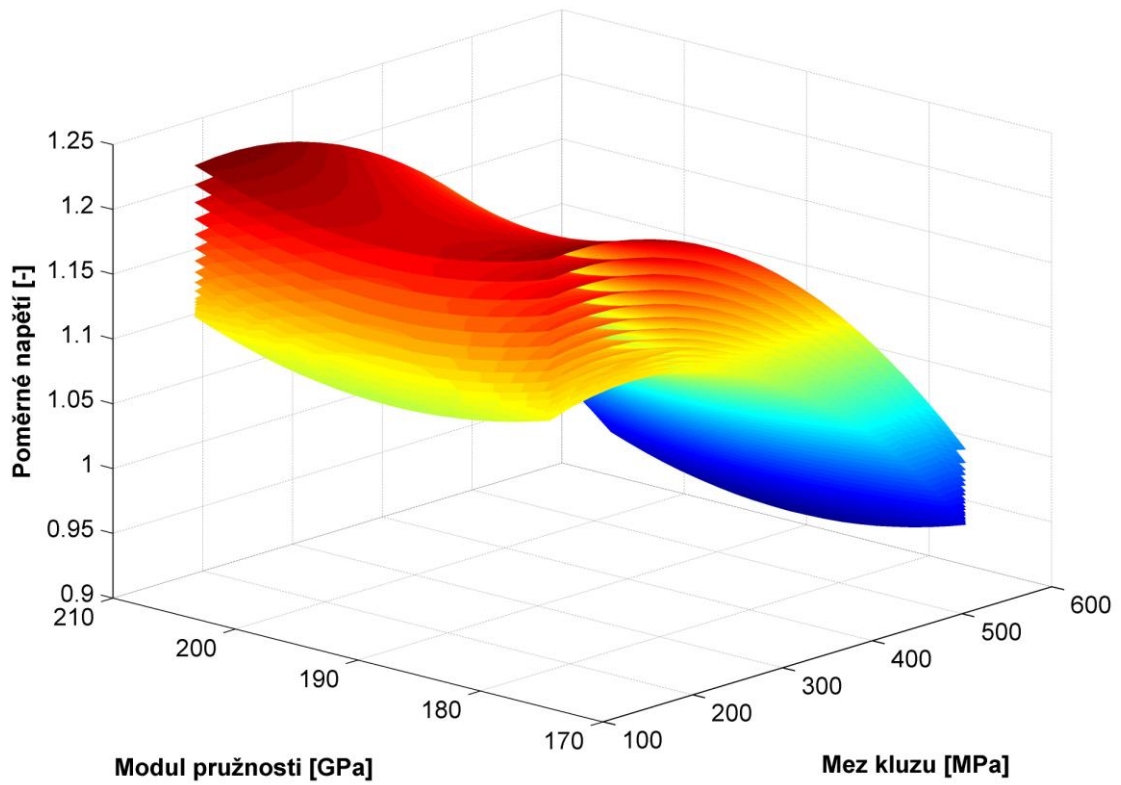
Obr. 76 Grafické znázornění výsledných teplot v podobě řezů



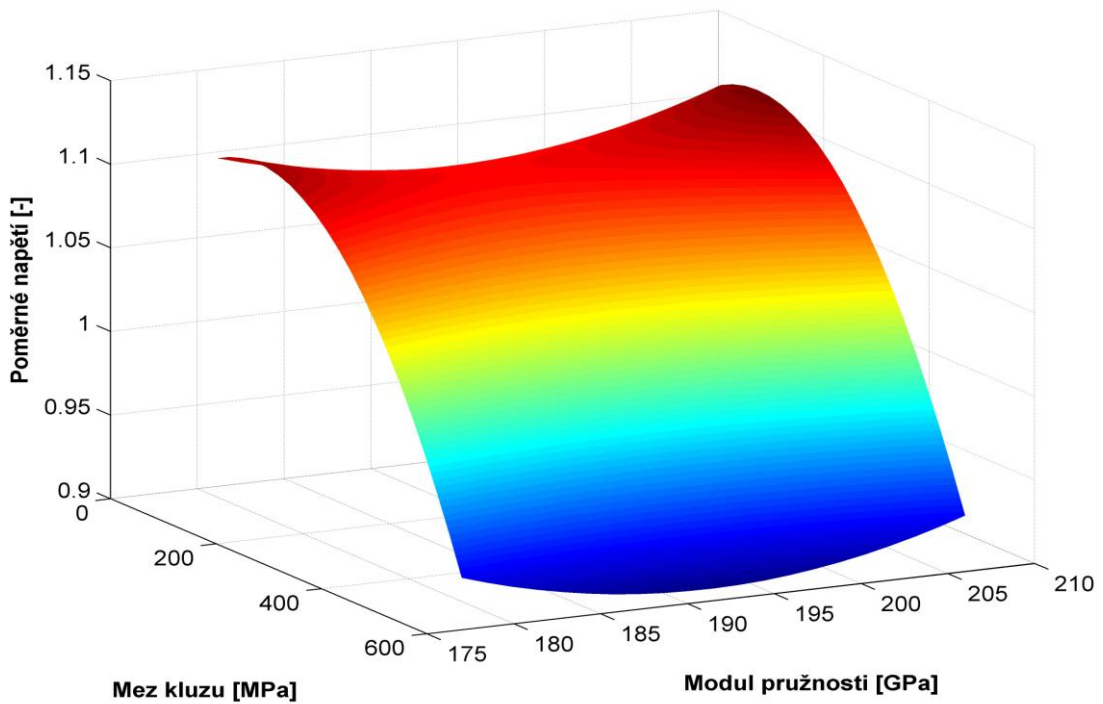
Obr. 77 Grafické znázornění výsledných deformací v podobě řezů



Obr. 78 Plocha obsahující minimální hodnotu deformace



Obr. 79 Grafické znázornění poměrných napětí v podobě řezů



Obr. 80 Plocha obsahující minimální hodnotu poměrného napětí

Výsledky optimalizační analýzy, kterých bylo dosaženo pomocí zvolené regresní metody, a které jsou výše prezentovány, potvrzují viditelné závislosti, které jsou patrné v kapitole *Výsledky plánu výpočtu*. Metoda regresní analýzy však tyto výsledky sjednotila a zpřehlednila jejich prezentaci.

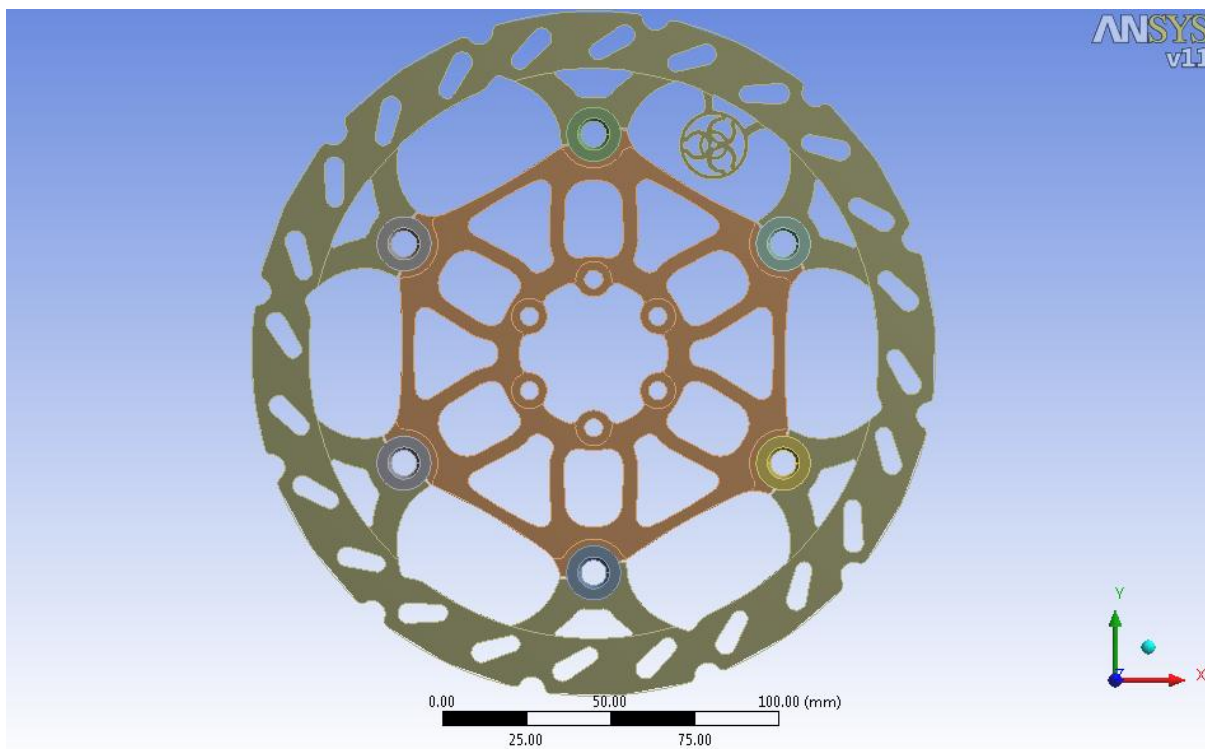
Prvním výsledkem z pohledu zlepšení vlastností kotoučové brzdy je, že při snížení teploty brzdového segmentu se sníží tak markantní teplotní rozdíly mezi jednotlivými částmi tohoto objektu. Tím, že se sníží tyto velké teplotní rozdíly, nebude docházet k výrazným rozdílům v dilatacích mezi jednotlivými částmi a nebude tedy tak rychle nastávat porušení jak v oblasti nezatíženého brzdového segmentu, tak v oblasti nýtového spojení. Možnost jak neefektivněji snížit teplotu, je odebrat větší plochu z oblasti brzdového segmentu, avšak v rozumném množství, jak je patrné z výsledků, které jsou prezentovány v *Tab. 21* a na *Obr. 76*. Další výsledek optimalizační analýzy, který z pohledu deformací potvrzuje předešlé tvrzení, že je vhodnější konfigurace, která má odebranou větší část plochy brzdového segmentu, a to z důvodu přímé souvislosti mezi hodnotou teploty a deformace ukázalo, že čím byla teplota vyšší, tím také docházelo k větší deformaci. Velké deformace se také negativně podepisují na celkovém chování kotoučové brzdy a to z pohledu deformování jednotlivých částí, které vede k znehodnocení brzdového segmentu pro další použití a znehodnocení nýtového spojení, u kterého se mohou právě tímto důsledkem objevit pozorované jevy u zkoušeného prototypu, a to uvolňování jednotlivých nýtů. I když velikosti dosažených deformací nedosahují ve výpočtu vysokých hodnot, je třeba si uvědomit, že výpočty byly prováděny při nejnižších zátěžných podmínkách, a tedy je nanejvýš pravděpodobné, že by při větším zatížení docházelo i k větším deformacím. Hodnoty, při kterých bylo dosaženo optimální hodnoty deformace, jsou uvedeny v *Tab. 21* a na *Obr. 78*. Poslední výsledek této analýzy potvrzuje všechna tato fakta a dokladuje, že snížení teploty výrazně zlepšuje vlastnosti objektu, a že teplota má také přímou vazbu na velikost redukováného napětí. Velikost napětí je důležitá z důvodu dodržení mezního stavu pružnosti, ke kterému dochází při překročení meze kluzu, což se u některých variant také vyskytlo. Při dosažení mezního stavu pružnosti dochází ke snížení bezpečnosti a zejména k plastickým a tedy nevratným deformacím, které mají negativní vliv na chování kotoučové brzdy a snížení její celkové životnosti. Tuto podmínku však z objektivních důvodů (popsáno v kapitole *Realizace optimalizační analýzy*) považují za nejméně určující. Její výsledky jsou v *Tab. 21* a *Obr. 80*.

6.4.6. Aplikace výsledků optimalizační analýzy

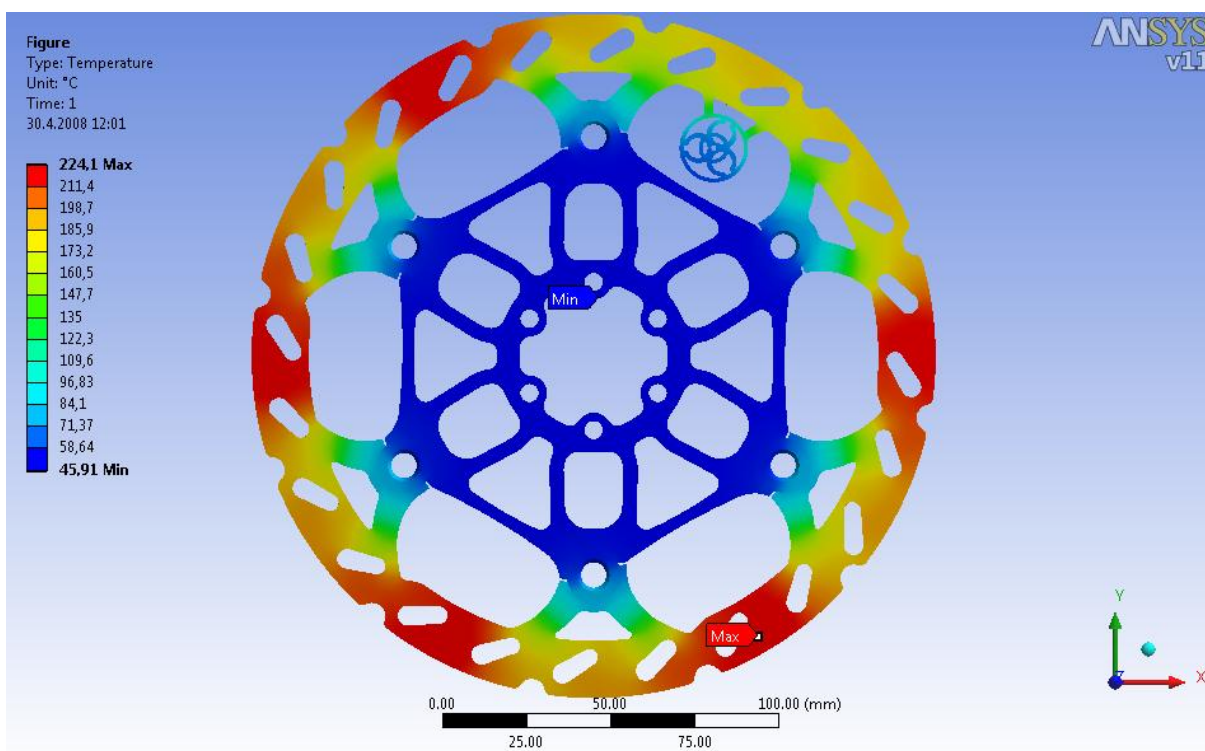
Výsledky optimalizační analýzy ukázaly, jak důležité je snížení teploty, která má vazby jak na výslednou deformaci, tak i na napětí. Dá se tedy říci, že je snížení teploty primární úlohou pro konstrukci nové geometrie brzdového segmentu, na kterém je teplota nejvyšší. Při návrhu nové geometrie je však nutné myslet i na materiálové vlastnosti brzdového segmentu, protože jak je patrné z výše uvedených výsledků, při použití materiálu s nízkou mezí kluzu ve zvýšených teplotách, může docházet k plastizaci této části. Proto je vhodnější použít materiál s co nejvyšší mezí kluzu při zvýšených teplotách, aby se i při vysokém zatížení dalo vyhnout tomuto nežádoucímu efektu.

Jako aplikaci všech těchto výsledků zde uvádím svou koncepci, která je postavena na základě výsledků optimalizační analýzy. Tento návrh je orientační a je sestaven pro lepší prezentaci výsledků této práce.

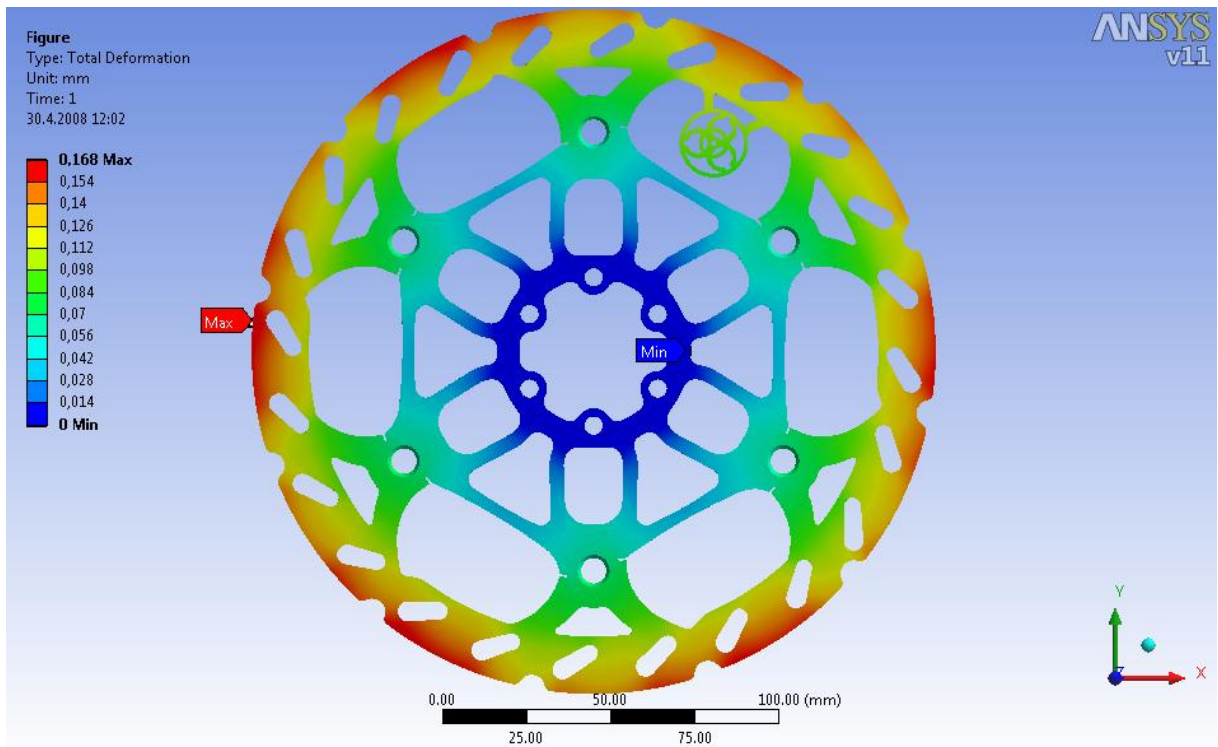
Základem tohoto návrhu je změna modelu geometrie, přesněji jen jeho části nazvané brzdový segment, která není nijak náročná na provedení a případnou úpravu stávajícího návrhu. Tato modifikace modelu geometrie spočívá ve spojení otvorů, které se nacházejí na stávajícím řešení. Touto jednoduchou změnou dosáhneme snížení procentuálního zaplnění plochy brzdového segmentu ze stávající hodnoty 88% na hodnotu 81%, je to změna o necelých 8%. Toto číslo není nijak výrazné, ale s ohledem na úpravu stávající konfigurace je postačující. Grafické znázornění tohoto návrhu je na *Obr. 81*. Další změnu jsem provedl ve volbě materiálu, došlo tak i ke změně modelu materiálu brzdového segmentu. Přesné hodnoty vybraného materiálu jsou uvedeny na *Obr. 61* a *Obr. 65*. Jeho materiálové charakteristiky při teplotě 300°C jsou: mez kluzu 600MPa, modul pružnosti 192GPa. V praxi má podobné vlastnosti materiál označovaný jako 14 341. Tyto hodnoty zaručují dostatečné dodržení všech pevnostních kritérií. Musím zde upozornit na skutečnost, že jsou všechny tyto hodnoty uvažovány pro nejnižší zatížení. Existují však materiály, které dosahují meze kluzu 1350MPa, s modulem pružnosti kolem 196GPa (ocel 16 532), které bych doporučil pro konečnou podobu modelu materiálu brzdového segmentu, při novém návrhu kotoučové brzdy s ohledem na dosažené výsledky. Hodnoty teploty, deformace a napětí, kterých jsem dosáhl při mém návrhu, jsou uvedeny níže na *Obr. 82-84*.



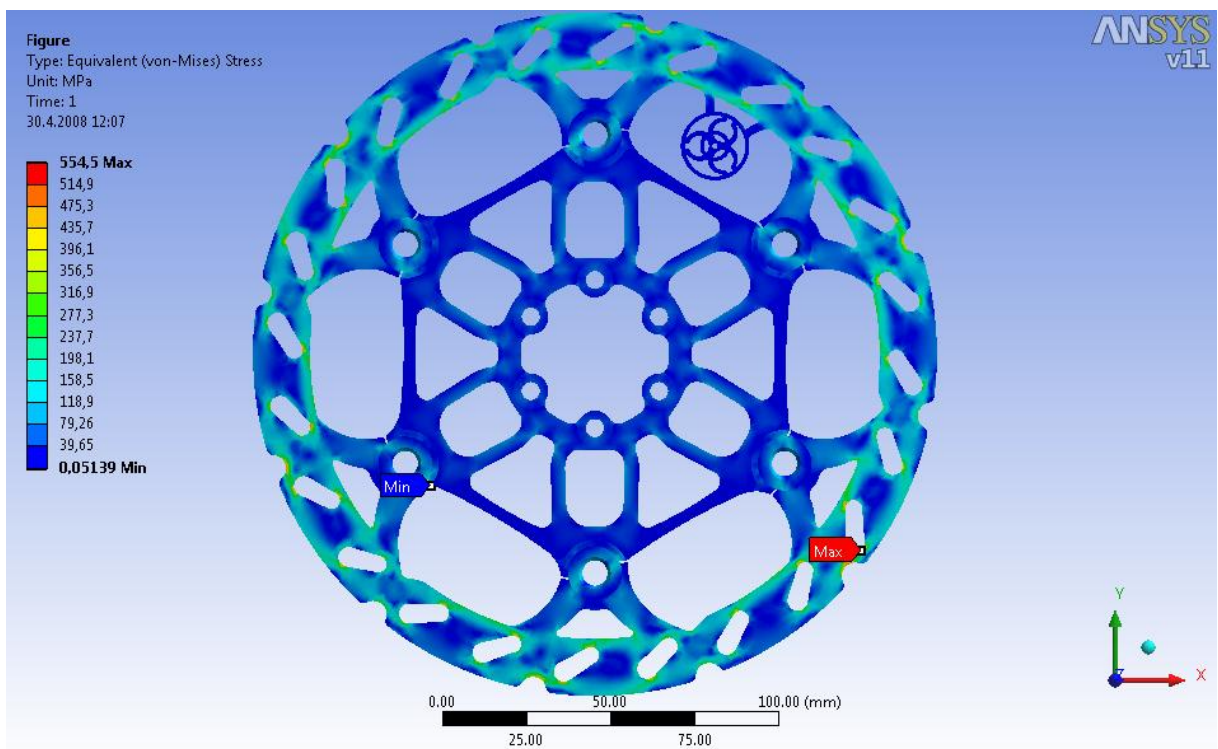
Obr. 81 Modifikovaný model geometrie



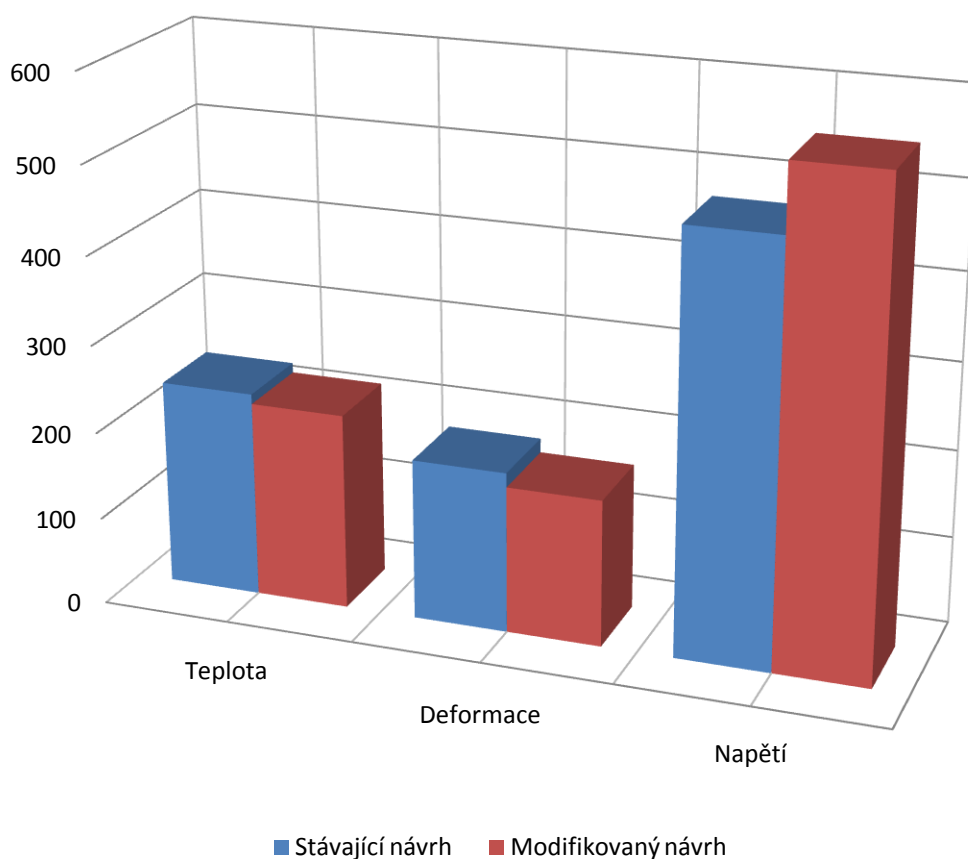
Obr. 82 Výsledná teplota modifikovaného návrhu



Obr. 83 Celková deformace modifikovaného návrhu



Obr. 84 Redukované napětí modifikovaného návrhu



Obr. 85 Porovnání zkoumaných veličin

	Teplota [°C]	Deformace [mm]	Napětí [MPa]
Stávající návrh	235,8	0,184	477,74
Modifikovaný návrh	224,1	0,168	554,5
Změna [%]	-5	-8,7	+13,9

Tab. 21 Porovnání stávajícího a modifikovaného návrhu

Tyto výsledky jasně dokládají jaký má malá změna geometrie vliv na změnu výsledné teploty, deformace a napětí. Změna mezi stávajícím a modifikovaným návrhem je přesně 7,7%. Tato redukce přinesla snížení teploty o 5%, deformace o 8,7%. Nárůst hodnoty redukovaného napětí není zcela objektivní, protože byla pro modifikovaný návrh použita ocel jiných materiálových charakteristik, co se projevilo na tomto výsledku. Největší vliv na nárůst redukovaného napětí je však z důvodu, pro který jsem tuto podmínku uvažoval pouze jako

orientační, a který jsem popsal v kapitole *Realizace optimalizační analýzy*. Neopomenutelnou výhodou redukce plochy brzdového segmentu je snížení hmotnosti brzdového kotouče, která pozitivně přispívá k snížení hmotnosti celého kola. V tomto případě redukce plochy o 7,7% přinesla snížení hmotnosti brzdového segmentu o 11g.

7. ZÁVĚR

Nutným kritériem pro ukončení této práce bylo dosažení výsledků, které by pomohly k řešení problémové situace a samotného problému. Problém spočíval ve zjištění vlastností brzdového kotouče při jeho reálném zatížení a na základě těchto informací provedení výpočtů, jako nutných vstupních údajů do optimalizační analýzy, která by poukázala na řešení problémové situace. Ta se stala záminkou pro vznik této práce a souvisela s poškozením, které vznikalo na prototypu této kotoučové brzdy. Poškození se týkalo brzdového segmentu a nýtového spojení, které se při zatěžování uvolňovalo.

Ke zjištění vlastností brzdového kotouče jsem zvolil experimentální přístup. Využil jsem metodu plánování měření, která vnesla do této části systematickosti a efektivnost měřených dat. Experimentálně měřenou veličinou bylo teplotní pole brzdového kotouče při jednotlivých zátěžných podmínkách, které byly vyvolávány procesem brzdění. Objevila se zde první omezení, a to v podobě neopakovatelnosti měření z důvodu poškození měřeného objektu. I navzdory tomuto omezení experiment v plném rozsahu splnil požadavky, které od něj byly očekávány. Výsledky experimentální části představovaly vstupní data pro výpočetní část a plnily funkci zatížení. Výpočtová část této práce měla za úkol sjednotit experimentálně naměřená data s výpočtovým modelem v podobě teplotní úlohy, následně na ní provést deformačně-napěťovou analýzu. Na základě těchto výsledků byly zvoleny vstupní faktory pro metodu plánování výpočtu, která stejně jako u experimentu pomohla k efektivnímu dosažení výsledků, které byly provedeny výpočtovým modelováním v souladu s navrženým plánem výpočtu. Dle zvoleného plánu výpočtu bylo provedeno patnáct teplotních a strukturních výpočtů, které pak byly použity pro optimalizační analýzu. Zpracování výsledků plánu výpočtu bylo provedeno regresní analýzou, ta se rovněž stala výchozí metodou optimalizační analýzy. Na výsledky regresní analýzy byl aplikován algoritmus, jehož úkolem bylo najít minima regresních závislostí, ty jsem poté prohlásil za optimální řešení jednotlivých regresních závislostí. Mezi tyto závislosti patřily: teploty, deformace a poměrná napětí. Všechny výpočty byly prováděny pro nejnižší zátěžné podmínky (teploty), a to z toho důvodu, že nebyly známy materiálové charakteristiky pro vyšší teplotu, než jaká byla v tomto případě.

Výsledky optimalizační analýzy (viz *Prezentace a zhodnocení výsledků optimalizační analýzy*) poukázaly na faktory, které velkou mírou ovlivňují celkové chování brzdového

kotouče. Změny připravené pro optimalizaci se týkaly jenom jedné části brzdového kotouče a to brzdového segmentu. Ten byl nejvíce zatíženou částí, a proto má i největší podíl na celkovém projevu soustavy. Výsledky optimalizace, které se tedy nakonec týkaly pouze brzdového segmentu, jsem aplikoval na ilustrativní návrh, abych lépe prezentoval všechny možnosti, které byly dosaženy optimalizační analýzou. Tento návrh je popsán v kapitole *Aplikace výsledků optimalizační analýzy*. Hodnoty, kterých jsem dosáhl tímto návrhem, potvrzují předpoklad o největším vlivu geometrie brzdového segmentu na konečné vlastnosti celého kotouče. Snížení velikosti zaplněné plochy o 1% přináší snížení teploty o 0,65 % a snížení celkové deformace o 1,13%. Snížení teploty se prokázalo jako velice důležitý faktor, který zásadně ovlivňuje celkovou deformaci i napjatost. Proto je snížení teploty nejučinnějším způsobem, jak zlepšit vlastnosti brzdového kotouče, čehož se dá docílit změnou geometrie brzdového segmentu.

Jak jsem již zmínil, všechny výpočty byly provedeny při nejnižším zatížení, proto bych pro konečnou konstrukci brzdového kotouče doporučoval změnu geometrie brzdového segmentu alespoň o 15% ze stávajícího řešení, což přinese také snížení celkové hmotnosti. Z důvodu vysokých teplot, které se projevily při vysokém zatížení (při experimentu), bych doporučoval změnit také materiál brzdového segmentu ze stávajícího 14 181 na 14 341, nejlépe však na materiál s označením 16 532, který dosahuje vysoké meze kluzu, což by při extrémním zatížení zaručilo dostatečnou rezervu pro vznik plastických deformací. Vhodná volba materiálu se v optimalizační analýze také ukázala jako podstatná z pohledu napětí a plastizace.

Tato práce nastiňuje možnosti, které je možno aplikovat při nové konstrukci brzdového kotouče. Tyto alternativy byly dosaženy pomocí výpočtového modelování, a proto by bylo dobré je rovněž ověřit pomocí experimentu. Předpokládám však, že budou uplatněny v novém návrhu, a zařazeny do procesu testování přímo v závodech nového ročníku sjezdových závodů.

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] <http://www.ride.sk/> 5. 3. 2008
- [2] <http://cs.wikipedia.org/wiki/Downhill> 5. 3. 2008
- [3] http://www.wbcrally.com/wbc/wbc_07.php 5. 3. 2008
- [4] Janíček, P., Ondráček, E.: Řešení problémů modelováním, PC-DIR Real, s.r.o., Brno, 1998
- [5] Janíček, P.: Technický experiment, Ediční středisko VUT, Brno, 2004
- [6] Sýkora, M.: Plány měření II. řádu v podmínkách regresní analýzy
- [7] http://tp.zcu.cz/files/pdf/IL_CZ_03_Termovize.pdf (2. 4. 2008)

9. RESUMÉ

Vhodným propojením experimentálního a výpočtového přístupu s využitím metod plánování měření a plánování výpočtu byly pomocí zvolené regresní analýzy dosaženy výsledky, které nastínily možnosti, kterými je možno optimalizovat brzdový kotouč, a dostat se tak k zlepšení jeho stávajících vlastností, což bylo primárním úkolem této diplomové práce. Optimalizační analýza, která vycházela z výsledků dosažených výpočtovým modelováním, poukázala na nejvýznamnější faktory, pomocí kterých se dá zlepšit stávající návrh. Mezi tyto faktory patří změna geometrie brzdového segmentu, přesněji zvětšení jeho odebrané plochy. Tento faktor výrazně snižuje teplotu této součásti. Snížení teploty má přímý vliv na snížení celkové deformace a při vhodné volbě materiálu (dostatečně vysoká mez kluzu) také na snížení napjatosti.

Závěrem optimalizační analýzy je tedy doporučení pro novou konstrukci brzdového kotouče s využitím a respektováním dosažených a prezentovaných výsledků.

10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

F_N	Normálová síla
F_t	Třecí síla
$R_{p0,2}$	Smluvní mez kluzu
R_m	Mez pevnosti
R_e	Mez kluzu
E	Modul pružnosti
M	Moment
P	Výkon
P_z	Tepelný tok
A	Plocha
U_r	Obvodová rychlost
f	Koeficient tření
p	Tlak
S	Obsah
ρ	hustota
μ	Pissonovo číslo
v	Rychlost
ω	Uhlová rychlost
n	Otáčky
α	Koeficient přestupu tepla
x_1-x_3	Vstupní faktory
y_0	Regresní funkce
$b(1)-b(11)$	Regresní koeficienty

11. PŘÍLOHY

Příloha 1: Program napsaný v programovém systému MATLAB pro vyhodnocení plánu měření pomocí regresní analýzy.

```
[x1,x2]=cylinder(1,6);
x1=x1(1,:); x2=x2(1,:); x1=[x1 0]; x2=[x2 0]; x1(1)=[]; x2(1)=[];

[fi,r]=cart2pol(x1,x2);
fi=fi+deg2rad(0);
[x1,x2]=pol2cart(fi,r);

x2=[ 1 1 0.0000 -1 -1 0 0]

xa=[x1
     x2];
xa*xa'

% zadane hodnoty teplot
y0=[1015.7 653.5 390 237.4 287.7 668 582];

b=ones(1,6); %hledane koeficienty reg. fce
b(:)=0;

db=0.00000001; %prirustek pro zjistení derivace derivaci
eta=0.015;
poc=0;

y= b(1) + b(2)*x1 + b(3)*x2 ...
+ b(4)*(x1.^2) + b(5)*(x2.^2)...
+ b(6)*(x1.*x2);
%vysledky regresni fce
delta1 = sum(sum(sum( (y0-y1).^2 ))); %soucet ctvercu pocatecni chyby
delta0=delta1+1000;

tic
for i=1:10000;

    for j=1:size(b,2)

        b(j)=b(j)+db;
        y= b(1) + b(2)*x1 + b(3)*x2 ...
+ b(4)*(x1.^2) + b(5)*(x2.^2)...
+ b(6)*(x1.*x2);

%vliv zmeny na regresni fci
        delta2 = sum(sum(sum( (y0-y2).^2 ))); %soucet ctvercu chyby

        u(j) = - eta*( (delta2-delta1)/db );
    end;

    b=b-db+u; %uprava koeficientu
```

```

for jj=1:100;
    y= b(1) + b(2)*x1 + b(3)*x2 ...
        + b(4)*(x1.^2) + b(5)*(x2.^2) ...
        + b(6)*(x1.*x2);
    delta1 = sum(sum(sum( (y0-y1).^2 ))); %soucet ctvercu chyby

    if delta1<delta0
        break
    end;

    b=b-u;
    u=u*0.5;
    eta=eta*0.90;
    b=b+u;
    poc=poc+1;
end;

    d(i)=delta1; % pro vykreslovani chyby
    if (delta0-delta1)<1e-50;
        break
    end;
    delta0=delta1;

end;
toc

%dale uz jen vykreslovani

prum_odchylka= sqrt( (delta1/numel(y0)) );
odchylka=y0-y1
max_odchylka=max(max(max(y0-y1)))
b

[x11,x22]=meshgrid([118:10:1069],[6.8:1:45.2]);
x11str=mean([ max(max(x11)) min(min(x11))]);
x11=(x11- mean([ max(max(x11)) min(min(x11))]) )./( (max(max(x11))-
min(min(x11)))/2 );

x22str=mean([ max(max(x22)) min(min(x22))]);
x22=(x22- mean([ max(max(x22)) min(min(x22))]) )./( (max(max(x22))-
min(min(x22)))/2 );

y= y= b(1) + b(2)*x1 + b(3)*x2+ b(4)*(x1.^2) +
b(5)*(x2.^2)+b(6)*(x1.*x2);

figure(1)
hold on

[X,Y]=meshgrid(118:(1069-118)/95:1069,6.8:(45.2-6.8)/38:45.2);
surf(X,Y,y)
shading interp

figure(2)
plot(y0-y1,'b')
title('odchylky od skutečne fce')

```

```

figure(3)
plot(1:numel(x1),y0,'b',1:numel(x1),y1,'r')
legend('skutečna nameraná data','pomocí regrese')
figure(6)
hold on
plot(d(100:end),'r')
grid on
title('kvadratická chyba')

```

Příloha 2: Program napsaný v programovém systému MATLAB pro vyhodnocení plánu výpočtu pomocí regresní analýzy.

Pro teploty:

```

clear all
clc

%sit

x1=[-1 -1 1 1 1 1 -1 -1 0 0 0 1 0 -1 0]; % - E
x2=[-1 -1 -1 -1 1 1 1 1 -1 0 1 0 0 0 0]; % - Re
x3=[-1 1 -1 1 1 -1 -1 1 0 1 0 0 -1 0 0]; % - zaplneni

% kontrola ortogonality

xa=[x1
     x2
     x3];
xa*xa';

% zadane hodnoty teplot
y0=[209 314 209 314 314 209 209 314 236 314 236 236 209 236 236];

% zadane hodnoty defprmacce
y0=[0.144 0.266 0.144 0.256 0.426 0.151 0.150 0.312 0.172 0.307 0.185 0.187
     0.150 0.182 0.186];

% zadane hodnoty poměrného napeti
y0=[1.22 1.10 1.22 1.11 0.98 1.02 1.01 0.99 1.17 1.10 0.84 1.11 1.15 1.09
     1.08];

b=ones(1,11);
b(:)=0.5;

db=0.00000001;
eta=0.015;
poc=0;

y1= y= b(1) + b(2).*x1 + b(3).*x2 + b(4).*x3+ b(5).*(x1.^2) +
b(6).*(x2.^2) + b(7).*(x3.^2)+ b(8).*(x1.*x2) + b(9).*(x1.*x3) +
b(10).*(x2.*x3)+ b(11).*(x1.*x2.*x3);

delta1 = sum(sum(sum( (y0-y1).^2 ))); %soucet ctvercu pocatecni chyby
chyby

```

```

delta0=delta1+1000;

%vlastni vypocet b
for i=1:10000;

    for j=1:size(b,2)

        b(j)=b(j)+db;
        y1= y= b(1) + b(2).*x1 + b(3).*x2 + b(4).*x3+ b(5).*(x1.^2) +
b(6).*(x2.^2) + b(7).*(x3.^2)+ b(8).*(x1.*x2) + b(9).*(x1.*x3) +
b(10).*(x2.*x3)+ b(11).*(x1.*x2.*x3);
        delta2 = sum(sum(sum( (y0-y2).^2 )));
        u(j) = - eta*( (delta2-delta1)/db );
    end;

    b=b-db+u;

    for jj=1:100;
        y1= y= b(1) + b(2).*x1 + b(3).*x2 + b(4).*x3+ b(5).*(x1.^2) +
b(6).*(x2.^2) + b(7).*(x3.^2)+ b(8).*(x1.*x2) + b(9).*(x1.*x3) +
b(10).*(x2.*x3)+ b(11).*(x1.*x2.*x3);

        delta1 = sum(sum(sum( (y0-y1).^2 )));

        if delta1<delta0
            break
        end;

        b=b-u;
        u=u*0.5;
        eta=eta*0.90;
        b=b+u;
        poc=poc+1;
    end;

    d(i)=delta1;
    if (delta0-delta1)<1e-100;
        break
    end;
    delta0=delta1;

end;

prum_odchylka= sqrt( (delta1/numel(y0)) );
odchylka=y0-y1
max_odchylka=max(max(max(y0-y1)))

disp(b)

[x11,x22,x33]=ndgrid([-1:0.1:1],[-1:0.1:1],[-1:0.1:1]);
y1= y= b(1) + b(2).*x1 + b(3).*x2 + b(4).*x3+ b(5).*(x1.^2) +
b(6).*(x2.^2) + b(7).*(x3.^2)+ b(8).*(x1.*x2) + b(9).*(x1.*x3) +
b(10).*(x2.*x3)+ b(11).*(x1.*x2.*x3);
;

% x3 - procenta zaplneni - 75-100
% x1 - E - 177 - 206

```

```

% x2 - Re      - 136 - 600

[m n o]=size(y);

% hledani minima
min=y(1,1,1);
imin=1;
jmin=1;
kmin=1;
for i=1:m
    for j=1:n
        for k=1:o;
            if y(i,j,k)< min;
                min=y(i,j,k);
                imin=i;
                jmin=j;
                kmin=k;
            end;
        end;
    end;
end;

min

% hodnota min i

pmini=((206-177)/m)*imin+177
pminj=((600-136)/n)*jmin+136
pmink=((100-75)/o)*kmin+75

figure(1)
plot(1:numel(x1),y0-y1,'b',1:numel(x1),y0-y1,'.')

figure(2)
plot(1:numel(x1),y0,'b',1:numel(x1),y1,'r')

figure(3)
plot(1:numel(b),11:-1:1,'b',1:numel(b),b,'r')

figure(4)
hold on
plot(d(100:end),'r')
grid on

figure(5)
kx2=((206-177)/(m-1));
kx1=((600-136)/(n-1));
kx3=((100-75)/(o-1));

x20=177:kx2:206;
x10=136:kx1:600;
[x10 x20]=meshgrid(x10,x20);
grid;

x30=75;

```

```
for i=1:o

surf(x10,x20,y(:,:,i))
hold on;

x30=x30+kx3;

end;

xlabel('Modul pružnosti');
ylabel('Mez kluzu');
zlabel('Teplota');
title('Teploty');
shading interp
```