Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

Strukturální a tepelná analýza kotoučové brzdy

Diplomová práce

Vedoucí práce: doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Autor práce: Bc. Matyáš Dalecký

Praha 2020

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Matyáš Dalecký

Procesní inženýrství
Technologická zařízení staveb

Název práce

Strukturální a tepelná analýza kotoučové brzdy

Název anglicky

Structural and thermal analysis of disc brake

Cíle práce

Cílem práce je popsat funkci brzdového systému u osobních automobilů a provést strukturální a tepelnou analýzu kotoučové brzdy během brzdění vozidla za jízdy a během laboratorního ověření funkce brzdění na válcovém měřící zařízení.

Metodika

1) Úvod

2) Rozbor současného stavu (legislativa, konstrukce brzd, způsoby ověření funkce brzdění, práce bude zaměřena na brzdu kotoučovou)

3) Cíl práce

4) Metodika práce

5) Výsledky (strukturální a tepelná analýza kotoučové brzdy během jízdní zkoušky a laboratorního testu na válcích a jejich vzájemné porovnání)

6) Závěr

Doporučený rozsah práce

50-60

Klíčová slova

brzdová soustava, model, tepelné zatížení

Doporučené zdroje informací

MITCHELL, C D. – HALDERMAN, J D. *Automotive brake systems.* Upper Saddle River, New Jersey: b Pearson/Prentice Hall, 2004. ISBN 978-0131142077.

MITCHELL, C D. – HALDERMAN, J D. *Worktext for Automotive brake systems.* Upper Saddle River, New Jersey: b Pearson/Prentice Hall, 2004.

Předpisy, normy a periodika.

VLK, F. *Podvozky motorových vozidel : pneumatiky a kola, zavěšení kol, nápravy, odpružení, řídící ústrojí, brzdové soustavy.* Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5274-4.

VLK, F. *Úlohy z dynamiky motorových vozidel : výkon vozidla, brzdné vlastnosti, kmitání, řiditelnost a ovladatelnost.* Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6574-9.

VLK, F. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel : výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy.* Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

Předběžný termín obhajoby

2019/2020 LS – TF

Vedoucí práce

doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra jakosti a spolehlivosti strojů

Elektronicky schváleno dne 14. 3. 2019

doc. Ing. Martin Pexa, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 14. 3. 2019

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 19. 04. 2020

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: Strukturální a tepelná analýza kotoučové brzdy vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním diplomové práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje diplomová práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom že, na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Martinu Pexovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této práce.

Abstrakt: Cílem této práce je provést termální a strukturální analýzu brzdového kotouče během procesu brzdění a výsledky tohoto zkoumání ověřit s experimentem provedeným v laboratorním prostředí. V první části práce je rozebrán princip fungování brzdových soustav a konstrukce kotoučových brzd. Dále jsou uvedeny legislativní požadavky na brzdový systém a možnosti ověření jeho správného fungování. K řešení termální a strukturální analýzy v závěrečné části práce byl využit specializovaný software Abaqus/CAE, který je používán pro metodu konečných prvků. Provedeným výzkumem bylo zjištěno, s jakou přesností lze nahradit měření v laboratorních podmínkách numerickými výpočty.

Klíčová slova: brzdová soustava, model, tepelné zatížení

Structural and thermal analysis of disc brake

Abstract: The aim of this work is to perform a thermal and structural analysis of the disc brake during the braking process and to verify the results of this investigation with an experiment performed in a laboratory environment. In the first part of the thesis, the principle of brake systems and the construction of disc brakes are discussed. Following will be the legislative requirements for the braking system and options for verifying its proper functioning. To solve thermal and structural analysis in the final part of the thesis was used specialized software Abaqus/CAE which is used for the finite element method. The research has revealed how accurate the measurements in laboratory conditions can be replaced by numerical calculations.

Key words: brake system, model, thermal load

Obsah

1 Úvod 1

2 Rozbor současného stavu 3

2.1 Brzdy a brzdové systémy 3

2.2 Hydraulické brzdy 6

2.2.1 Hlavní brzdový válec 8

2.3 Třecí brzdy 9

2.3.1 Kotoučové brzdy 10

2.3.2 Brzdové kotouče 12

2.3.3 Brzdové obložení 14

2.3.4 Brzdová kapalina 16

2.4 Legislativa 16

2.5 Metody ověření funkce brzdění 18

2.5.1 Jízdní zkoušky 18

2.5.2 Laboratorní zkoušky 19

2.5.3 Zkoušky tepelného a mechanického namáhaní 23

2.6 Shrnutí 26

3 Cíl práce 27

4 Metodika 28

4.1 Brzdový kotouč 31

4.2 Brzdové destičky 32

4.3 CAD model 34

4.4 Analýza 35

4.4.1 Materiálové vlastnosti 35

4.4.2 Krok 35

4.4.3 Interakce 35

4.4.4 Zatížení 38
4.4.5 Okrajové podmínky 38
4.4.6 Vytvoření výpočtové sítě 38
4.5 Laboratorní měření 40
5 Výsledky 41
5.1 Tepelné namáhání brzdového kotouče 41
5.2 Mechanické zatížení brzdového kotouče 45
5.3 Zhodnocení výsledků 47
6 Závěr 48
7 Seznam použité literatury 50
8 Přílohy 54

Seznam obrázků

Obr. 1 Brzdová soustava osobního automobilu 4
Obr. 2 Brzdový systém 6
Obr. 3 Hydraulický převod 7
Obr. 4 Dvouokruhový brzdový válec 8
Obr. 5 Kotoučová brzda 10
Obr. 6 Uspořádání kotoučových brzd 11
Obr. 7 Plný brzdový kotouč 12
Obr. 8 Vnitřně chlazené kotouče 13
Obr. 9 Konstrukce brzdového obložení 15
Obr. 10 Požadavky na brzdný účinek 18
Obr. 11 Schéma pomaloběžné zkušebny 20
Obr. 12 Rychloběžná válcová zkušebna 21
Obr. 13 Plošinová zkušebna brzd 22
Obr. 14 Závislosti brzdných parametrů na čase 33
Obr. 15 Model brzdového kotouče 34
Obr. 16 Závislost úhlové rychlosti na koeficientu přestupu tepla 37
Obr. 17 a) Prvek C3D6T b) Prvek C3D8T 39
Obr. 18 Síť brzdového kotouče s brzdovými destičkami 39
Obr. 19 Povrchové teploty kotouče 41
Obr. 20 Měřené body kotouče 42
Obr. 21 Závislosti měřených bodů na čase 43
Obr. 22 Řez kotouče 44
Obr. 23 Srovnání teplot z měření a simulace 44
Obr. 24 Redukované napětí v řezu kotouče 45
Obr. 25 Redukované napětí povrchu kotouč 46
Obr. 26 Průběh redukovaného napětí 47

Seznam tabulek

Tabulka 1 Materiály brzdových kotoučů 14
Tabulka 2 Rozměrové parametry těžiště 28
Tabulka 3 Součinitele adheze pro různé povrchy 30
Tabulka 4 Materiálové vlastnosti brzdicích komponentů 35

Seznam použitých zkratek a symbolů

ABS	[-]	Anti-lock Brake System
ASR	[-]	Anti-Slip Regulation
ESR	[-]	Elektronický stabilizační program
m_p	[kg]	Hmotnost přední nápravy
M	[kg]	Pohotovostní hmotnost vozidla
Ψ	[-]	Index rozložení hmotnosti náprav
X	[-]	Relativní výška těžiště vozidla
h	[m]	Výška těžiště vozidla
L	[m]	Rozvor náprav vozidla
a_{max}	$[m \cdot s^{-2}]$	Maximální zpomalení
μ_s	[-]	Součinitel adheze
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Gravitační zrychlení
M_{pdyn}	[kg]	Dynamické zatížení přední nápravy
F_m	[N]	Brzdná síla
T	[Nm]	Brzdný moment
C_n	[N]	Normálová síla
n	[-]	Počet třecích ploch
r_e	[m]	Efektivní poloměr
r_o	[m]	Vnější poloměr třecí plochy brzdového kotouče
r_i	[m]	Vnitřní poloměr třecí plochy brzdového kotouče
P_m	[Pa]	Brzdný tlak
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota
λ	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Tepelná vodivost
C	$[J \cdot K^{-1}]$	Tepelná kapacita
β	$[K^{-1}]$	Koeficient tepelné roztažnosti
E	[Pa]	Modul pružnosti
μ	[-]	Poissonovo číslo
R_m	[Pa]	Mez pevnosti
t_r	[s]	Reakční doba řidiče
t_p	[s]	Doba prodlevy brzdění
t_n	[s]	Doba náběhu brzdění

t_u	[s]	Doba plného zpomalení
t_b	[s]	Celkový brzdný čas
v_p	[$m \cdot s^{-1}$]	Počáteční rychlost vozidla
α	[$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]	Součinitel přestupu tepla
k_a	[$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	Tepelná vodivost vzduchu
D	[m]	Průměr brzdového kotouče
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
ω	[$rad \cdot s^{-1}$]	Úhlová rychlost vozidla
ρ_a	[$kg \cdot m^3$]	Hustota vzduchu
μ_a	[W/(m·K)]	Viskozita vzduchu

1 Úvod

V dnešní době se po celém světě neustále zvyšuje počet vozidel pohybujících se po silnicích a dálnicích. Vzhledem k tomuto nárůstu jsou proto kladeny vysoké požadavky na spolehlivost, ekonomičnost, ekologičnost a hlavně bezpečnost provozu. Bezpečnosti vozidel je v současnosti věnována značná pozornost a úsilí techniků již během vývoje nového typu. Lze ji rozdělit do dvou základních kategorií, a to na bezpečnost aktivní a pasivní. Pokud k vlastní nehodě již dojde, přicházejí na řadu prvky pasivní bezpečnosti. Jejich úkolem je co nejvíce minimalizovat následky střetu pro posádku a ostatní účastníky nehody. Základní pasivní prvek je bezpečná konstrukce karoserie, která musí pohltit co největší část deformační energie při nárazu, opěrka hlavy, bezpečnostní pás nebo airbag. Zabránit vlastní nehodě je úkol pro prvky aktivní bezpečnosti. Do této skupiny zahrnujeme technické prvky, zařízení a vlastnosti vozu, které dokážou předejít nebo zabránit havárii. Nejdůležitějším z prvků je kvalitní brzdová soustava, jejíž správný a bezporuchový stav je základním předpokladem pro bezpečný chod vozidla. Nelze ovšem opomíjet také elektronické systémy podvozku, které jsou výbornými pomocníky pro řešení kritických situací jako například systém ABS, brzdový asistent, protiskluzový systém (ASR) a systémy jízdní stability, jako je ESP.

V první kapitole práce jsou popsány funkce brzdových systémů, přičemž hlavní důraz je položen na hydraulickou brzdovou soustavu. V ní zastávají důležitou funkci dnes nejpoužívanější třecí brzdy, proto je v této kapitole objasněna funkce a konstrukce tohoto typu brzdy. V následující kapitole jsou vylíčeny legislativní požadavky pro schválení provozu vozidla na pozemních komunikacích, kde tyto požadavky jsou uvedeny pro brzdové systémy. Dále jsou popsány způsoby ověření funkce brzdění během jízdních zkoušek, laboratorních prostředí a počítačových simulací, kde důležitým faktorem je tepelné a mechanické namáhání kotouče. V praktické části práce byly použity dvě konkrétní metody pro termální a strukturální analýzu brzdového kotouče během brzdného manévru. Jedná se o měření v laboratorních podmínkách a počítačovou simulaci ve specializovaném softwaru.

Jelikož se nároky na bezpečnost neustále zvyšují, i brzdové systémy se s časem stále vyvíjí. S tím souvisí složitý proces prototypování a zkoušení nového modelu. V tomto

případě může pomoci metoda konečných prvků, což je numerická metoda, která s vysokou přesností předpovídá, jak se daný model bude chovat v reálném prostředí. V této práci bude použita právě tato metoda, která bude simulovat proces brzdění kotoučové brzdy a ukáže, jak bude brzdový kotouč tepelně a mechanicky namáhán. Jelikož bude provedeno i měření v laboratorním prostředí, bude možné tyto výsledky vzájemně porovnat a určit jak je numerická metoda přesná a použitelná při budoucím navrhování dalších součástí nejenom v oblasti brzdových systémů.

2 Rozbor současného stavu

V následujících kapitolách jsou popsány brzdy a brzdové systémy s důrazem na hydraulickou soustavu. Dále je objasněn princip třecích brzd, legislativní požadavky vozidel a možnosti ověření správné funkčnosti třecích brzd.

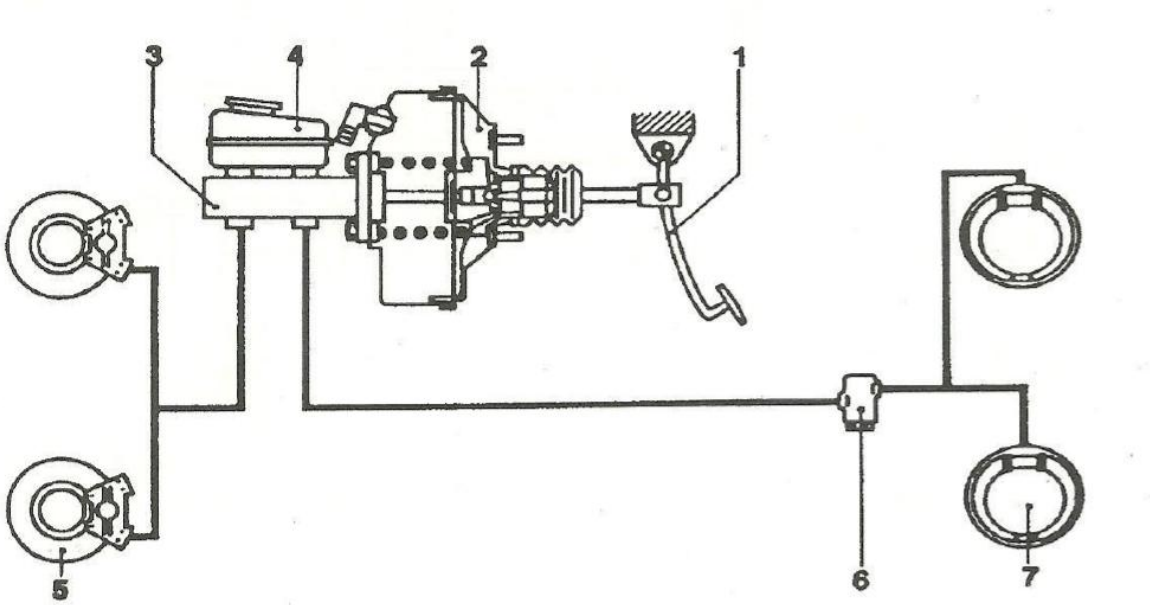
2.1 Brzdy a brzdové systémy

Z hlediska aktivní bezpečnosti je brzdová soustava nejdůležitější částí vozidla. Jedná se o soubor ústrojí, který slouží ke snižování rychlosti vozidla, zastavení, ale také k zamezení samovolného pohybu vozu.

Za úplně první používané brzdy lze považovat jednoduché pákové mechanizmy, které byly uplatňovány u kočárů a vozů taženými koňmi. Na konci pákového mechanizmu byl umístěn dřevěný hranol, který byl přitisknut přímo na ráfek kola. Stejný princip byl později používán i u prvních automobilů, ovšem po objevení pneumatik plněných vzduchem nebyl tento princip nejvhodnější. Dnešní bubnové brzdy měly počátky na konci 19. století, kdy Herbert Frood začal experimentovat s různými povrchy, vhodnými pro brzdové obložení. Tyto objevy daly vznik hned dvěma variantám bubnových brzd. První z nich byla tzv. vnější bubnová brzda. Principem byl ocelový pás navlečen na obvod bubnu, který byl soustavou pák napínán a tím působil brzdícími účinky na rotující buben. Nevýhoda spočívala v rychlém opotřebení pásu. Druhou variantou byl brzdový buben v dnešní již známé podobě. Kotoučové brzdy byly dokonce vynalezeny ještě dříve než brzdy bubnové, ale ve větší míře začaly být používané až v 50. letech 20. století. Důvodem byl hlasitý skřípot při brzdění a praskání brzdových disků než byly objeveny lepší materiály, které spolu s vývojem dalších technologií zapříčinily rapidní nárůst použití kotoučových brzd u všech typů vozidel. Dnes se jedná o nejpoužívanější typ brzd u sportovních i běžných automobilů. [1]

V dnešní době běžně užívaná hydraulická brzdová soustava (obr. 1) je ovládána brzdovým pedálem (1). Ten vytváří v hlavním válci (3) příslušný tlak, který může být umocněn posilovačem brzdné síly (2). Brzdová kapalina proudí z nádrže (4) do brzdových válečků, které přitlačují brzdové čelisti na brzdové kotouče (5) nebo na brzdové bubny (7). Regulátor síly (6) slouží ke zlepšení brzdných vlastností vozidla. [2]

Obr. 1 Brzdová soustava osobního automobilu



[2]

Podle účelu jsou brzdové soustavy rozdělovány:

Provozní brzdová soustava

Slouží ke snižování rychlosti vozidla, případně až k jeho úplnému zastavení. Vozidlo se nesmí odchýlit od přímého směru. Provozní brzda je ovládána plynule nohou řidiče a působí na všechna kola. [3][4]

Nouzová brzdová soustava

Při poruše provozní brzdy plní její úkoly, případně s nižším účinkem. Musí působit alespoň na jedno kolo z každé strany vozidla. Brzda nemusí být nezávislá, ale postačuje nezávislý okruh dvoukruhového brzdového zařízení nebo parkovací brzda. [3][4]

Parkovací brzdová soustava

Zajišťuje zaparkované vozidlo proti rozjetí, i ve svahu, a to i za nepřítomnosti řidiče. Působí pouze na kola jedné nápravy. [3][4]

Zpomalovací brzdová soustava

Snižuje rychlost vozidla zejména při sjíždění ze svahů bez použití brzdy provozní, nouzové nebo parkovací. [3][4]

Podle zdrojů energie jsou brzdové soustavy rozdělovány:

Přímočinná brzdová soustava

Brzdnou sílu na každé kolo vytváří sám řidič (u osobních automobilů max. 500N, u nákladních vozidel max. 700N). Protože nejvyšší celková brzdná síla odpovídá celkové tíhové síle vozidla, musí být mechanickým nebo hydraulickým převodem zvětšena. [2][3][4]

Brzdová soustava s posilovačem (servobrzda)

V případě, že nevystačuje síla nohy řidiče, přivádí se pomocné síly např. pomocí podtlakového nebo hydraulického posilovače. Při výpadku této pomocné síly musí být ovšem zaručeno, aby brzdová soustava zůstala nadále činná a síla nohy nepřesáhla 800N na brzdový pedál. [2][3]

Nepřímočinná brzdová soustava

K brzdnému účinku může použít také cizí síla, obvykle stlačený vzduch, kterou řidič pouze ovládá. [4]

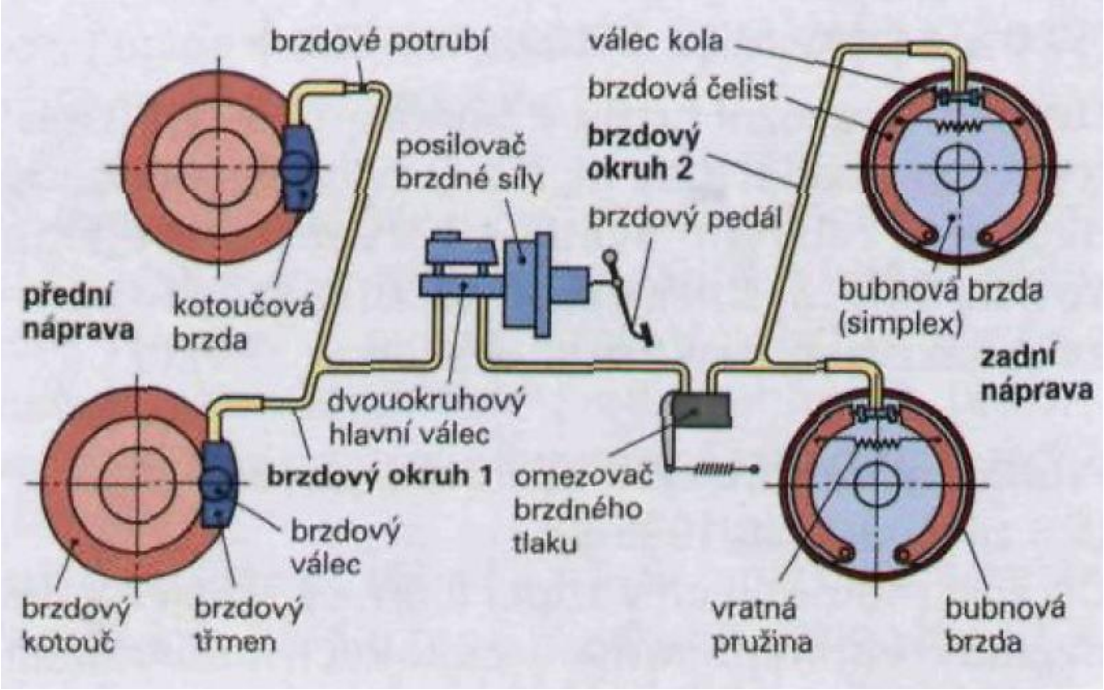
2.2 Hydraulické brzdy

V současné době se jedná o nejpoužívanější typ brzdové soustavy u osobních automobilů.

Konstrukce

V této soustavě se nachází brzdový pedál, hlavní tandemový brzdový válec, systém potrubí, omezovač brzdného tlaku, brzdový válec s brzdovým ústrojím kol (obr. 2). U současných vozidel převládají brzdy kotoučové, ovšem stále je možné se velmi často setkat s brzdy bubnovými na zadní nápravě. [3][4]

Obr. 2 Brzdový systém

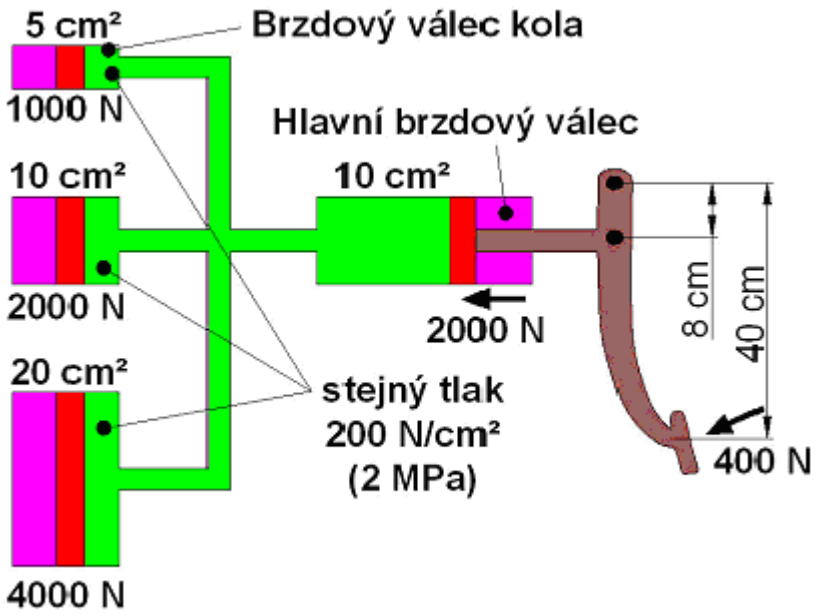


[4]

Princip činnosti

Principem činnosti hydraulické brzdové soustavy je Pascalův zákon. Ten uvádí, že pokud na kapalinu působí vnější tlaková síla, pak tlak v každém místě kapaliny vzroste o stejnou hodnotu. Tato síla je vyvolána brzdovým pedálem, který tlačí na píst v hlavním válci a vytváří tlak kapaliny. Kapalina dále přenáší tlakovou sílu přes brzdové vedení a vytváří tím požadované přítlačné síly v brzdovém ústrojí. Působící síly jsou ve stejném poměru velikostí ploch pístků. Znamená to, že větší síla působí na pístek s větší plochou a naopak, přičemž tlak kapaliny zůstává stejný (obr. 3). Jelikož je kapalina téměř nestlačitelná a posuvy brzd naprázdno jsou malé, jen malé množství kapaliny je v pohybu. To je důvodem rychlého nárůstu tlaku a rychlé odezvy brzd. [2][3][4]

Obr. 3 Hydraulický převod



[5]

Z důvodu bezpečnosti je nutné zajistit zabrzdění vozidla při poruše brzdového okruhu. To je zajištěné pomocí dvouokruhového brzdového zařízení s dvouokruhovým hlavním brzdovým válcem. V případě poruchy jednoho okruhu, lze druhým okruhem vozidlo zabrzdit. [4]

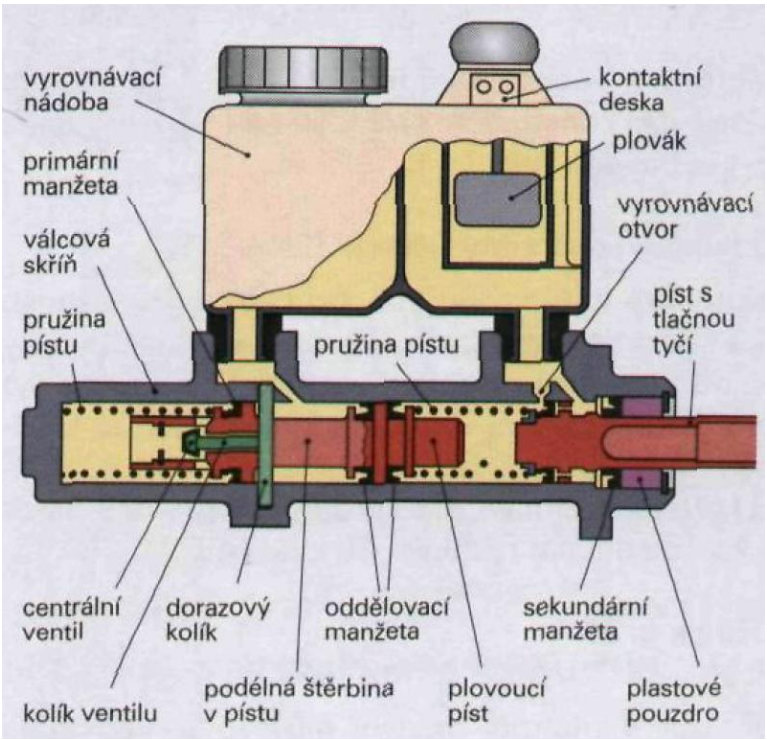
2.2.1 Hlavní brzdový válec

Účelem hlavního brzdového válce je vytvořit tlak v každém brzdovém okruhu, umožnit vyrovnání změny objemu brzdové kapaliny v závislosti na změně teploty a dále zprostředkovat rychlé snížení tlaku při rychlém uvolnění brzdového pedálu. [3][4]

Konstrukce

Dvouokruhový hlavní válec (obr. 4) je složen ze dvou za sebou uspořádaných pístů. Jedná se o píst s tlačnou tyčí a plovoucí píst a spolu vytvářejí dva oddělené prostory, které utěsňuje primární a sekundární manžeta. [3][4]

Obr. 4 Dvouokruhový brzdový válec



[4]

Princip činnosti

Klidová poloha - vyrovnávací otvory jsou odkryty a jsou spojeny s vyrovnací nádobou. V tuto chvíli může kapalina vyrovnat svůj objem vlivem teploty. Pokud by byl vyrovnávací otvor uzavřen, tak by mohlo docházet k samovolnému brzdnému účinku vlivem roztažení brzdové kapaliny. [2][3][4]

Sešlápnutí brzdy - vyrovnávací otvor je zakryt manžetou, tím dochází ke vzrůstu tlaku v pracovním prostoru prvního okruhu. Zvýšeným tlakem je posouván plovoucí píst a manžeta uzavře vyrovnávací otvor druhého okruhu. Tím dochází ke zvýšení tlaku druhého okruhu a téměř okamžitě je vytvořena brzdná síla. [2][3][4]

Rychlé odbrzdění - uvolněním brzdy jsou písty tlačeny nazpět vlivem tlaku kapaliny. Primární manžeta je nazdvihnuta a kapalina proudí do zvětšujícího se tlakového prostoru. Kolík otevře nárazem plovoucího pístu centrální ventil a dochází k rychlému poklesu tlaku v obou prostorech a brzdy jsou uvolněny. [2][3][4]

2.3 Třecí brzdy

V automobilovém průmyslu jsou třecí brzdy nejpoužívanější. I když je jich více druhů, nejčastěji jsou využívány brzdy bubnové a kotoučové.

U běžných levnějších aut se kotoučové brzdy používají pouze na přední nápravě s bubnovými na zadní. Ovšem v současné době už začínají pomalu vytlačovat bubnové brzdy ze zadních náprav. Podstatou brzdného účinku je vytváření brzdného momentu třením, který vzniká mezi otáčející se částí (buben, kotouč) a pevnou částí (brzdové obložení). Při tomto tření se kinetická energie vozidla mění na teplo, což může být u bubnových brzd problém, jelikož je u nich komplikovanější odvod tepla. Vysoká teplota způsobuje snižování brzdného účinku poklesem součinitele tření mezi obložením a bubnem. To je důvodem, proč jsou bubnové brzdy méně účinné než kotoučové, i přes větší třecí plochu. Zřejmě největší výhodou bubnových brzd je jejich větší odolnost a spolehlivost. U starších aut, která používala kotoučové brzdy na zadní nápravě, docházelo k jejich zatuhávání a zároveň měly problémy se zabrzděním parkovací brzdy, ke které byla ve většině případů pojena. I vzhledem k tomu, že na celkovém brzdném účinku se podílí

především přední náprava, mají bubnové brzdy zejména u levnějších automobilů své místo. [2][6]

2.3.1 Kotoučové brzdy

V této práci je kladen důraz na brzdu kotoučovou, proto budou následující kapitoly pojednávat pouze o tomto typu brzdy.

Kotoučová brzda (obr. 5) je v dnešní době nejpoužívanějším druhem brzd. V porovnání s bubnovými disponují větší účinností, vyšší stálostí brzdného účinku nebo možností montáže protiblokovacího zařízení ABS. [2][3]

Obr. 5 Kotoučová brzda

[7]

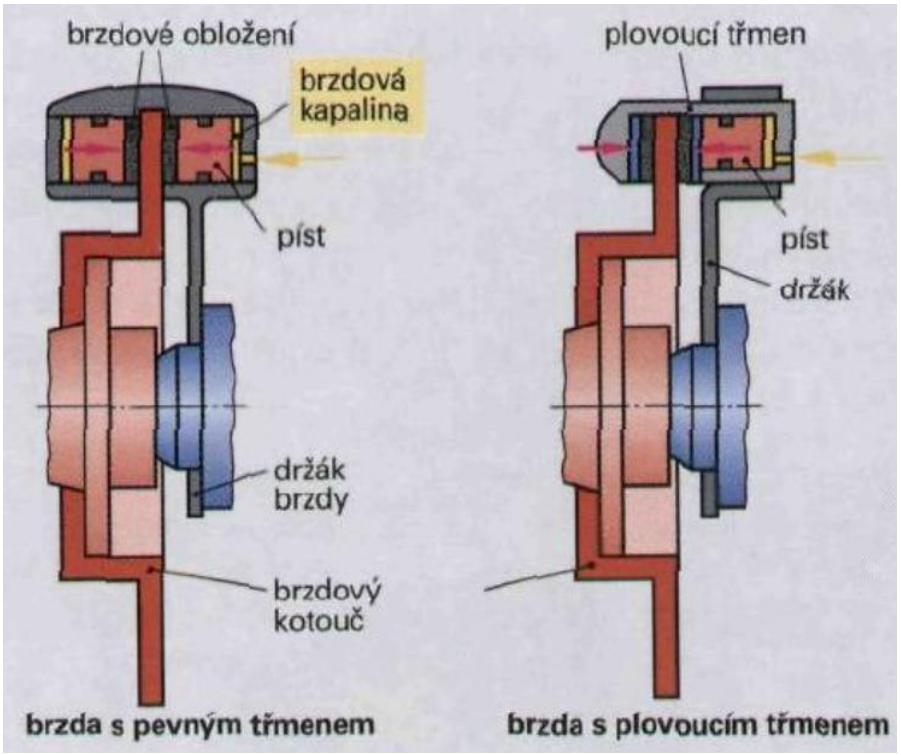
Podle způsobu ovládání jsou rozlišovány dva druhy kotoučových brzd.

Kotoučová brzda s pevným třmenem

Tyto brzdy jsou dále klasifikovány v provedení dvouválečkovém a čtyřválečkovém. Pevný nosič brzdových válečků (třmen) obepíná brzdový kotouč (obr. 6). Třmen se skládá ze dvou částí, víka a přírubové skříně. V každé části se nachází jeden nebo dva brzdové válečky v párech proti sobě, které obsahují brzdové pístky s těsnícími kroužky, ochranné

manžety a svěrací kroužky. Brzdové válečky jsou spojeny kanály. Při brzdění tlačí brzdová kapalina na písty brzdových válečků, které se pohybují proti brzdovému obložení. To je následně přitlačováno na brzdový kotouč. [2][3][4]

Obr. 6 Uspořádání kotoučových brzd



[4]

Kotoučová brzda s plovoucím třmenem

Oproti kotoučovým brzdám s pevným třmenem se vyznačují menší hmotností a rozměry. To je dáno především tím, že píst, k němuž se přivádí brzdová kapalina, je usazen pouze z jedné strany kotouče. Z toho důvodu přímo stlačuje pouze jednu brzdovou destičku. Vnější brzdová destička je přitlačována reakční silou působící na dno válce, v němž se píst pohybuje. Tento druh brzd je v současné době mnohem více rozšířený než brzda s pevným třmenem a to především tím, že kvůli usazení pístku pouze z jedné strany je prostor dobře ochlazován a tím se snižuje riziko vzniku parních bublin vlivem přehřátí. Kvůli konstrukci může být brzda, a tím i rejdový čep, posunuta více směrem ven, což je nutné pro negativní poloměr rejdu. [2][3][4]

2.3.2 Brzdové kotouče

Brzdové kotouče jsou vyráběny v několika tvarech: plný kotouč (obr.7), hrncový nebo odvětrávaný. Z konstrukčního hlediska je plný kotouč nejjednodušší, avšak má řadu nedostatků. Kotouč se snadněji bortí a zahřívají se více ložiska kvůli krátké cestě průchodu tepla. Hrncový tvar tyto nedostatky odstraňuje. U více namáhaných brzd se zavádí kotouče s vnitřním chlazením, které obsahují dutou oblast mezi pracovními plochami. To způsobuje snadnější průchod proudu vzduchu a tím i lepší chlazení. V dnešní době tyto kotouče mohou na třecí ploše obsahovat přídavné otvory nebo drážky (obr. 8). Tato úprava zaručuje vyšší záběr a zároveň rychlejší a účinnější reakci brzdového systému. Další výhoda vrtaných či drážkovaných kotoučů spočívá v jejich čištění a neustálou obnovou třecího materiálu. Samozřejmě jsou vyráběny i kotouče kombinující drážky a otvory. Jediným důvodem použití drážek a otvorů není pouze jejich lepší odvod tepla a účinnost, ale hlavně také snížení hmotnosti samotného kotouče. [2][8]

Obr. 7 Plný brzdový kotouč

[9]

Obr. 8 Vnitřně chlazené kotouče

[10]

Materiál

Obvyklé materiály pro výrobu brzdových kotoučů jsou šedé litiny, hliníkové kompozity s kovovou matricí a keramické materiály s uhlíkovým kompozitem. Kvůli nízké ceně a jednoduché výrobě je šedá litina historicky i dnes nejpoužívanější pro výrobu kotoučů. Pro lepší materiálové a tepelné vlastnosti se mohou přidávat legující prvky jako molybden, měď, chrom nebo titan. Kotouče z hliníkových kompozitů mají vyšší tepelnou vodivost a nižší hmotnost, ovšem výroba z hlediska obrobitelnosti je horší. Cena těchto kotoučů je značně vyšší, a proto je jejich použití spíše okrajové. Keramické kotouče mají širší uplatnění spíše u závodních vozidel z důvodu vyšší životnosti, brzdného výkonu, nižší hmotnosti a také lepší vyšší tepelné vodivosti, což má za následek vyšší odolnost vůči přehřívání. Pro běžná vozidla je takřka nepoužitelná, protože provozní teplota povrchu pro optimální brzdný výkon je vyšší než 200°C, a to je v běžném provozu velmi těžko dlouhodobě udržitelné. [11][12]

Jednotlivé materiály brzdových kotoučů a jejich vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1 Materiály brzdových kotoučů

Materiál	**Měrná hmotnost [kg·m^{-3}]**	**Tepelná vodivost [W·m^{-1}·K^{-1}]**	**Součinitel tepelné roztažnosti [x10^{6}·K^{-1}]**
Šedá litina (3,7%C)	7800	62	10-13
Al-MMC	2700	182	18-25
Keramika + uhlíkový kompozit	1700	300	0,1-1,5

[13]

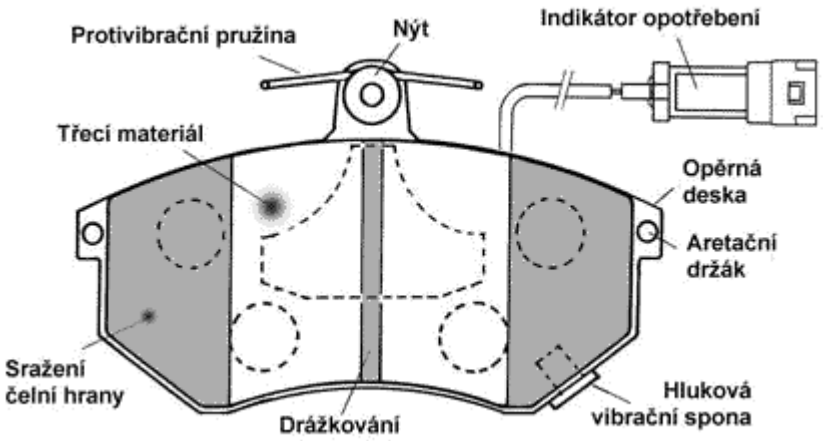
2.3.3 Brzdové obložení

Na brzdové obložení musí být kladeny nároky stejně vysoké jako na brzdové kotouče. Některé materiály jsou vyznačovány lepším třecím koeficientem, jiné lépe roznášejí teplo U kotoučových brzd je obložení přilepeno na nosné kovové segmenty. Mezi základní nároky na obložení patří:

- vysoká tepelná vodivost, mechanická pevnost a dlouhá životnost
- stálý součinitel tření, především při vysokých teplotách a kluzných rychlostech
- necitlivost vůči nečistotám a vodě [2][3][4]

Z hlediska konstrukce obložení (obr. 9) jsou důležité dvě části. Je to třecí materiál a opěrná deska. [2][3][4]

Obr. 9 Konstrukce brzdového obložení



[14]

Třecí materiál

Ve většině případu se používá obložení z organických materiálů. Pokud jsou vysoké nároky na zatížení, může se použít slinované metalické obložení. Pro brzdové obložení z organických materiálů se používají například kovy v podobě ocelové vlny a měděného prášku. Dále plniva ve formě oxidu železa, barytu nebo oxidu uhlíku. Kluzné prostředky jako koksový prášek a síran antimonitý a organické části jako pryskyřičné práškové plnivo. Pro sportovní nebo závodní auta se vyskytují keramicko-uhlíkové kotouče, které mají výborný brzdný účinek a zároveň čistý a tichý provoz. Toto se ovšem podepisuje na ceně, a proto bývají nejdražší. [14]

Opěrná deska

Standardním materiálem je měkká ocel v tloušťce od 3 mm až po 7 mm v rámci lehkých užitkových vozů. Při jemném brzdění může následkem vibrací systému vznikat hluk v podobě pískání. Vložením protihlukové spony obvykle z plátku gumy nebo oceli se tomuto hluku zabraňuje. [14]

2.3.4 Brzdová kapalina

Brzdová kapalina je neméně důležitým prvkem brzdového systému, jelikož má přímý vliv na zastavení nebo zpomalení vozidla. Mezi základní požadavky patří co nejmenší stlačitelnost, vysoký bod varu (pokud se kapalina dostane nad svoji teplotu varu, začne se v ní objevovat plynná fáze a pedál řidiče nemusí předat signál k brzdovým kotoučům), odolnost proti stárnutí, nízká viskozita a mísitelnost s ostatními kapalinami. Dnešní brzdové kapaliny jsou vyráběny na bázi, jejímž základem jsou polyglykolether a estery kyseliny borité. [3][4]

2.4 Legislativa

Při diagnostických prohlídkách nebo zkouškách se zjišťuje technický stav vozidla, který je porovnáván s aktuálními požadavky dané kategorie vozidla. Tyto požadavky jsou dány legislativními předpisy a musí být splněny, aby bylo možné vozidlo schválit k provozu na pozemních komunikacích. [15]

Mezinárodní legislativa pro schvalování technické způsobilosti vozidel:

- předpisy EHK (Evropské hospodářské komise)
- nařízení Rady ES.

Národní legislativa z pohledu technické způsobilosti vozidel:

- zákon č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla), ve znění zákona č. 307/1999 Sb.;
- vyhláška č. 211/2018 Sb., o technických prohlídkách a měření emisí vozidel účinnost od 28.08.2001 do současnosti ve znění pozdějších předpisů (od 01.05.2003 vyhláška č. 99/2003 Sb.);
- vyhláška č. 341/2014 Sb., o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, ve znění pozdějších předpisů.

Tyto vyhlášky musí být v souladu s homologačními předpisy EHK č. 13 a také s aktuálními nařízeními rady ES.

Každé vozidlo musí být vybaveno alespoň dvěma brzdovými zařízeními, která jsou na sebe nezávislé. Jedno z nich zajišťuje jemné ovládání pohybu vozidla a jeho spolehlivé zastavení (provozní brzdění). Druhé umožňuje udržení vozidla v klidové poloze (parkovací brzdění). Zároveň brzdová zařízení musí zaručit v případě poruchy okruhu provozního brzdění, aby bylo možné vozidlo zastavit nouzovým brzděním. [2]

Provozní brzda musí zaručit ovládání pohybu vozidla a zároveň rychlé a účinné zastavení z jakékoliv rychlosti. Řidiči vozu musí být umožněno ovládat orgán provozního brzdění bez odejmutí rukou z řízení vozidla a beze změny polohy trupu. [2]

Při nouzovém brzdění musí být umožněno zastavení vozidla při poruše provozního brzdění. Řidiči vozu musí být umožněno ovládat brzdový orgán tak, aby mohl řízení vozidla ovládat alespoň jednou rukou, a beze změny polohy trupu. [2]

Parkovací brzdění musí zaručit stojící vozidlo ve svahu i bez přítomnosti řidiče. Zabrzděná poloha brzdného ústrojí musí být udržována výhradně mechanickými částmi a musí působit alespoň na jedno kolo z každé strany vozidla. Řidiči musí být umožněno ovládat brzdu beze změny trupu. [2]

Požadavky na brzdný účinek podle EHK jsou uvedeny na obr. 10.

Obr. 10 Požadavky na brzdný účinek

Kategorie vozidel podle EHK – R 13 (druh, max. hmotnost m)		Přeprava osob			Přeprava nákladu		
		Osobní automobily M1	Autobusy		Nákladní automobily		
			m≤5 t M2	m>5 t M3	m≤3,5 t N1	3,5>m≤12 t N2	m > 12 t N3
Provozní brzdění	Počáteční rychlost v_0	80 km/h	60 km/h		70 km/h	50 km/h	40 km/h
	Max. brzdná dráha s	$0{,}1 \cdot v_0 + v_0^2/150$ s =50,7 m	$0{,}15 \cdot v_0 + v_0^2/130$ s =36,7 m		$0{,}15 \cdot v_0 + v_0^2/115$		
					s = 53,1 m	s =29,2 m	s = 19,9 m
	Max. nožní síla F_a	500 N	700 N		700 N		
	Max. prodleva t_1	0,36 s	0,54 s		0,54 s		
	Zpomalení a	5,8 m/s^2	5 m/s^2		4,4 m/s^2		
Nouzové brzdění	Max.brzdná dráha s	$0{,}1 \cdot v_0 + 2v_0^2/150$ s=93,4 m	$0{,}15 \cdot v_0 + 2v_0^2/130$ s=64,4 m		$0{,}15 \cdot v_0 + 2v_0^2/115$		
					S = 95,7 m	s=51,0 m	s = 33,8 m
	Max. ruční síla F_r	400 N	600 N		600 N		

[2]

2.5 Metody ověření funkce brzdění

Zkoušky brzd se primárně vykonávají jízdními zkouškami nebo laboratorními zkouškami na diagnostických zařízeních, přičemž hlavními měřícími parametry jsou:

- brzdná dráha
- brzdné zpomalení
- ovládací síla
- oteplení a namáhaní brzd [15]

2.5.1 Jízdní zkoušky

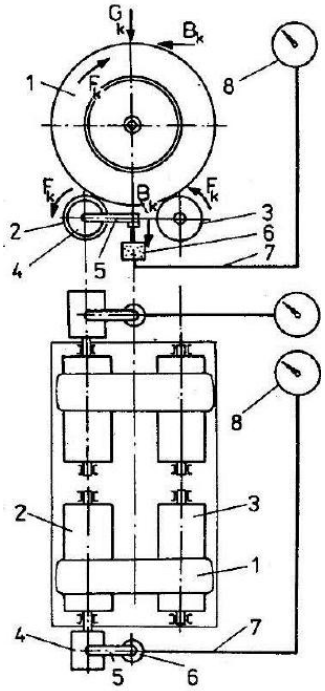
Při jízdních zkouškách je vozidlo brzděno v přímém směru a používá se pro kontrolu předpisem stanovených brzdných drah, k ověření funkce omezovačů brzdného účinku, posilovačů brzdné soustavy, testování ABS, atd. Během brzdných zkoušek je měřeno hlavně zpomalení vozidla, ovládací tlak v brzdové soustavě, brzdná dráha, ohřátí brzd či ovládací síla na brzdovém pedálu. [20]

2.5.2 Laboratorní zkoušky

Pomaloběžná válcová zkušebna brzd

Pomaloběžné válcové zkušebny jsou využívány při kontrolách na stanicích technické kontroly a často také v autoservisech. Důvodem je snadné získání hodnot brzdných sil, ze kterých lze rychle ověřit funkci brzd. Zároveň je možné také měřit údaje o souměrnosti brzdění a celkovém rozdělení brzdných sil. K měření v těchto zkušebnách jsou zapotřebí dva elektromotory s velkým příkonem, kvůli velkým brzdným silám. To je důvodem menších rychlostí do 10 km/h. Není proto možné zjistit chování brzd při vyšších rychlostech, avšak je dostačující pro základní ověření brzd. Konstrukčně mohou být pomaloběžné válcové zkušebny vybudovány pod nebo nad úrovní podlahy. Pro zobrazení brzdných sil jsou využívány digitální nebo analogové přístroje s možností tisknutí výsledků. Koeficient přilnavosti válců zkušebny je co možná nejvyšší a tyto válce jsou schopné nést až 15 tun. Ve válcové zkušebně se nacházejí dva páry hnacích válců, z nichž každá dvojice má svůj elektromotor. Ten pohání jeden válec a druhý je otáčen pomocí řetězu, který je spojen s prvním válcem. V některých případech je namísto řetězu využíván klínový řemen nebo ozubený řemen. Převodová skříň je umístěna mezi elektromotor a první poháněný válec a zajišťuje stálý regulační převod (obr. 11). [16][17][18]

Obr. 11 Schéma pomaloběžné zkušebny



[15]

Průběh zkoušky začíná najetím kol nápravy vozidla na příslušnou dvojici válců s tím, aby na jednom páru válců bylo jedno kolo vozidla. Následně jsou pomocí válců roztočeny kola vozidla na patřičnou rychlost. Tato zkušební rychlost zůstává po dobu brzdění konstantní. Brzdná síla vyvolá reakční moment působící proti směru otáčení. Tento brzdný moment je úměrný brzdné síle kola. Kvůli malým testovacím rychlostem nejsou tyto druhy zkušeben schopny vyhodnotit správnou funkci brzdové soustavy. Pro lepší vypovídající hodnoty jsou potřeba větší rychlosti, kterých lze dosáhnout na rychloběžných válcových zkušebnách. [16][17][18]

Rychloběžná válcová zkušebna

Při zkoušení na rychloběžných válcových zkušebnách (obr. 12) se testovací podmínky blíží nejvíce k reálným podmínkám v provozu. Je to dáno zpravidla tím, že testovací rychlosti mohou snadno dosáhnout nad 100 km/h. Podle uspořádání jsou rozlišovány tyto tři druhy zkušeben:

- Zkušebny s válci, které pohání elektromotor. Měření je založeno na stejném principu jako u zkušeben pomaloběžných.
- Zkušebny, kde je pohon válců odpojen po dosažení určité rychlosti. Následně dojde ke zpomalování válců, kdy probíhá měření dráhy a času.
- Zkušebny, kde lze měřit oběma předešlými způsoby. [18]

Zkušebny mohou být v provedení, kdy je zkoušena pouze jedna náprava, zatímco druhá musí být zajištěna proti pohybu. Některé zkušebny umožňují testování i na obou nápravách najednou, kde je také nutné vozidlo patřičně zajistit proti pohybu. [18]

Obr. 12 Rychloběžná válcová zkušebna

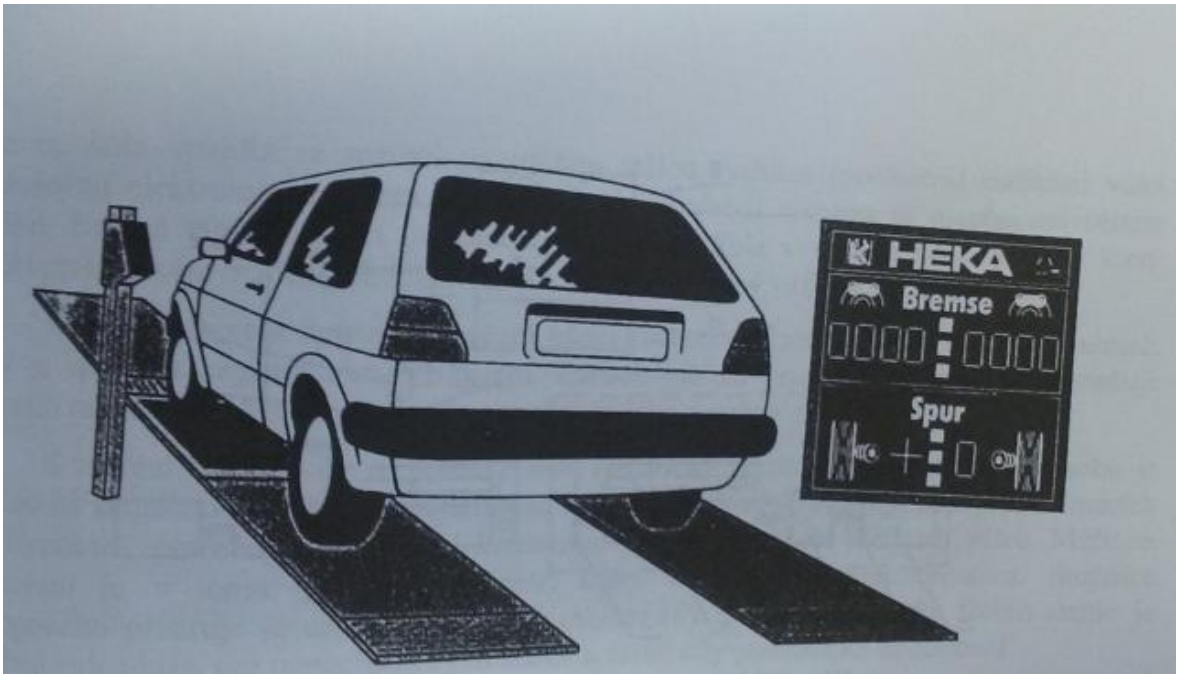
[19]

Po dosažení určité rychlosti je aktivována brzda, k níž je připojen pedometr, aby bylo možné měřit ovládací sílu. Následně jsou vypnuty elektromotory válců a dochází k brzdění válců důsledkem pohlcování energie válců brzdami vozidla. V průběhu brzdění jsou zaznamenávány otáčky válce, které jsou s údaji o brzdné síle důležitými hodnotami pro vyhodnocení zkoušených brzd. [18][20]

Plošinová zkušebna

Plošinové zkušebny mohou být tvořeny dvěma nebo čtyřmi plošinami (obr. 13), které jsou určeny k měření brzdných sil. Ty jsou horizontálně umístěny v rovině a pohybují se ve směru jízdy vozidla. Testované vozidlo najíždí na plošiny rychlostí 10 – 15 km/h a v momentě kontaktu s plošinou vůz prudce zabrzdí. Tímto procesem jsou plošiny uvedeny do pohybu ve směru jízdy a tento pohyb je následně změřen tenzometrickými snímači, které převádějí pohyb na elektrický signál. [18]

Obr. 13 Plošinová zkušebna brzd



[20]

Pokud se jedná o dvouplošinové zkušebny, musí být měření provedeno pro každou nápravu zvlášť. Aby bylo dosaženo stejného ovládacího tlaku při každém měření, je ve vozidle umístěn pedometr. Plošinové zkušebny mohou být rozšířeny o další plošinu, která měří sbíhavost a rozbíhavost kol. Před zkušebnu se také umisťuje váha pro změření okamžité hmotnosti vozidla na jednotlivých nápravách. Tyto údaje jsou nezbytné pro výpočet zbrzdění. Výhodou použití tohoto typu zkušeben je dynamika měření. Znamená to, že lze měřit funkčnost omezovače brzdných sil na zadní nápravě. [18]

2.5.3 Zkoušky tepelného a mechanického namáhaní

Vysoké tepelné a mechanické zatížení může vést k opotřebení brzdového kotouče, což vede k materiálovým a tvarovým změnám až k jejich nevratnému poškození. [32]

Pro nejpřesnější měření teploty a namáhání se nabízí dva základní přístupy:

- experimentální
- výpočetní metodou pomocí specializovaných softwarů

2.5.3.1 Experimentální přístup

Zatím je v praxi používán nejvíce, vzhledem k vysoké přesnosti poskytnutých výsledků. Mezi další výhody použitého měření je, že experiment může probíhat při konkrétních jízdních podmínkách a počasí. Také se může testovat samotná brzda na měřící stolici. Testování lze rozdělit na měření kontaktní a bezkontaktní.

Bezkontaktní měření

Pyrometr

Každá hmota, vlivem pohybu molekul, při teplotách nad absolutní nulou vyzařuje tepelné záření v různých vlnových délkách. Pyrometr funguje na principu zachycování tohoto elektromagnetického záření vyzařovaného měřeným tělesem. Pyrometrů existuje několik druhů, a sice pyrometry celkového záření, optické nebo pásmové, přičemž volba pyrometru závisí na požadované aplikaci. [21] [22]

Termovizní měření

Termovizní kamera slouží pro měření dynamických teplotních polí na povrchu materiálu. Je měřena intenzita infračerveného záření, které je převáděno na elektrický signál nejčastěji pomocí tzv. balometrů. Dopadající záření způsobuje oteplení senzoru a pohlcená energie je nepřímo vyhodnocována přes senzory teploty. Výstupem je zobrazení teplotního rozsahu v barevných odstínech v reálném čase. [23]

Kontaktní měření

Odporový snímač teploty

Odporové snímače teploty využívají závislosti elektrického odporu na teplotě u určitých materiálů. Elektrický odpor kovů stoupá se zvyšující se teplotou a u polovodičů klesá. Odporový snímač je připojen k měřicímu přístroji s otočnou cívkou, zapojený v úhlopříčce odporového můstku. Změnou odporu dojde k rozvážení můstku, které je indikováno měřicím přístrojem. [24]

Termoelektrický snímač teplot

Měření teplot probíhá pomocí termočlánků, které využívají principu termoelektrického jevu. Spojí-li se dva dráty různých materiálů, lze na jejich koncích měřit napětí za předpokladu, že se teplota na spojeném místě liší od teploty na volných koncích drátu. Na základě druhu kombinovaných materiálů se stanoví reprodukovatelná závislost termoelektrického napětí na teplotní diferenci mezi vnesenou teplotou a referenčním bodem. Následně se na základě termoelektrického napětí určuje teplota. [25]

2.5.3.2 Výpočetní přístup

Oproti experimentu představuje výpočetní přístup zcela odlišnou metodu získání výsledků. K problému je možné přistupovat dvěma přístupy:

Analytický přístup

Analytický přístup spočívá v nalezení přesného řešení ve tvaru spojitých funkcí a řeší se např. matematickou analýzou, diferenciálním nebo integrálním počtem. Výhodou tohoto postupu je, že při získání řešení je k dispozici obecná funkční závislost mezi vstupními veličinami a proměnnými a lze pak jednoduše pracovat s obdobnými problémy. Řešení problému však může být často obtížné, z důvodu popsání reálného prostředí rovnicemi. V tomto případě lze k vyřešení použít numerický přístup. [26]

Numerický přístup

Při numerickém přístupu je problém nalezení spojitých funkcí převeden na problém hledání konečného počtu neznámých parametrů. Pomocí těchto parametrů jsou hledané funkce přibližně aproximovány. Tento přechod je označován jako diskretizace spojitého problému. Diskretizovaný problém je řešen algebraickými prostředky v konečném počtu kroků. Mezi hlavní metody pro numerické řešení patří metoda konečných prvků (MKP). Metoda konečných prvků je numerická metoda pro řešení rozsáhlé třídy inženýrských problémů, kde původní analytické metody nestačí. Tato metoda nachází uplatnění v různých oborech např. proudění kapalin a plynů, vedení tepla, záření, elektromagnetismu, akustiky atd. Už podle názvu je zřejmé, že základními stavebními kameny jsou prvky konečných rozměrů. Těmito prvky je tvořena síť modelu tělesa, kde pro každý prvek kromě jeho tvaru je charakteristický počet a poloha uzlů. Uzly jsou body, kde jsou právě hledány neznámé parametry. Z toho je patrné, že hustější vytvořená síť bude poskytovat kvalitnější výsledky, ovšem na úkor delšího výpočetního času. Výhodou MKP je, že dokáže řešit problémy na tvarově složitých tělesech, které je v analytické metodě nutné zjednodušovat. Faktickým omezením MKP je pouze kapacita hardwaru a tím dané časové nároky výpočtu. Proto se dá předpokládat, že s rozvojem počítačů v budoucnu převáží numerické úlohy při řešení praktických problémů. Znalost analytického řešení však přesto zůstane jedním ze základů odborných znalostí konstruktéra. [27]

Numerickou úlohu tepelně-mechanické analýzy brzdového kotouče lze rozdělit na dva druhy:

Statická metoda

Jedná se o jednodušší typ řešení, protože se neuvažuje časový průběh brzdění, ale pouze finální výsledek. V případě brzdového kotouče to znamená, že jsou vložena vstupní data v podobě analyticky vypočteného tepelného toku působícího na část modelu pro daný časový interval. Následně je příslušným softwarem, po tvorbě MKP modelu, simulován až konečný výsledek. Toto řešení také neuvažuje vyzařování tepla do okolí, jelikož jsou elementy pod neustálým teplotním zatížením. Výsledky jsou spíše jen orientačního charakteru, ale mohou poskytnout určitý odhad např. v podobě překročení kritické teploty

brzdového systému. Zároveň jsou tyto simulace nenáročné z časového hlediska, a proto jsou stále využívány. [28]

Dynamická metoda

Tato metoda je mnohem komplexnější, což je projevováno na kvalitě dosažených výsledků. Stejně jako ve statické metodě je připraven MKP model, ale kromě samotného modelu kotouče se zde vyskytují také modely brzdových destiček. Dalším rozdílem od předešlého případu je uvažovaný rotační pohyb kotouče s klesající úhlovou rychlostí. Tvořené teplo je generováno třením mezi kotoučem a destičkami na které působí tlaková síla od brzdové kapaliny. Zároveň je také uvažován vliv vyzařování tepla do ovzduší konvekcí a radiací. Je tedy zřejmé, že při správné parametrizaci vede simulace k velmi přesným a v praxi použitelným výsledkům. [29]

2.6 Shrnutí

Ze zmíněných metod pro řešení tepelně-mechanické analýzy je zřejmé, že lze k tomuto problému přistupovat mnoha způsoby. Experimentální přístup poskytuje nejpřesnější výsledky, ale zároveň může být tato metoda často nedostupná nebo finančně nákladná. Velmi záleží na oblasti použití poskytnutých výsledků a na základě těchto informací lze posoudit, jaký přístup může být aplikován. V ideálním případě by po výpočetní metodě měl být proveden experiment kvůli posouzení přesnosti výpočetního řešení.

V této práci bude simulován proces brzdění výpočetní metodou a poskytnuté výsledky budou porovnány s experimentem ve zkušebně. Podrobný popis dosažení tohoto cíle je popsán v následujících kapitolách.

.

3 Cíl práce

Cílem této diplomové práce je provést rozbor funkce brzdových systému u osobních automobilů, přičemž je kladen důraz na brzdu kotoučovou. Tohoto cíle bude dosaženo literárním rozborem, na nějž budou navazovat dílčí cíle:

- strukturální a tepelná analýza brzdového kotouče během procesu brzdění ve specializovaném softwaru,
- experimentální ověření simulace tepelného namáhání brzdového kotouče.

4 Metodika

Model kotoučové brzdy byl vytvořen v prostředí Fusion 360 a následná strukturální a tepelná analýza byla provedena v prostředí Abaqus/CAE. Výsledky této simulace byly ověřeny v laboratorním prostředí firmy Kiekert-CS, s.r.o.

Prvním krokem bylo provedení simulace. Všechny nezbytné výpočty pro vstup do programového prostředí jsou uvedeny níže a výsledky těchto výpočtů jsou uvedeny v příloze. Nejprve je popsán výpočet brzdného tlaku působícího na plochu kotouče. K tomu je nutné znát základní atributy testovaného vozidla.

Model vozidla, který byl použit pro získání vstupních parametrů, je Mitsubishi ASX Mivec 1.6. Pohotovostní hmotnost vozu činí 1260 kg, kde důležitým faktorem je rozložení hmotnosti na jednotlivé nápravy, a to činí v tomto případě 60:40 (přední : zadní). Dalším důležitým parametrem pro další výpočty jsou rozměry týkající se polohy těžiště vozidla, kde hlavní ukazatele jsou uvedeny v tabulce.

Tabulka 2 Rozměrové parametry těžiště

Rozvor náprav	L	2670	mm
Výška těžiště vozidla	h	860	mm

Rozměr kol automobilu testovaného vozidla:

215/65 R16

kde 215 je nominální šířka pneumatiky v mm,
65 je poměr nominální výšky pneumatiky k nominální šířce v %,
R je typ konstrukce kostry (R – radiální),
16 je nominální průměr příslušného disku v palcích.

Testované vozidlo je vybaveno kotoučovými brzdami na přední i na zadní nápravě. V případě přední nápravy je použit chlazený brzdový kotouč s plovoucím třmenem a v případě zadní nápravy je použit plný nechlazený kotouč. Detailněji jsou parametry brzdového kotouče a destiček rozepsány v následujících podkapitolách.

Brzdný tlak v následujících vztazích se bude vztahovat pouze k zadní nápravě, a tudíž další výpočty budou zahrnovat pouze zadní nápravu.

Nejprve je určena hmotnost odpovídající zadní nápravě:

$$m_p = 0{,}40 \cdot M \ \ [kg] \tag{1}$$

kde M je pohotovostní hmotnost vozidla [kg].

Nyní je možné stanovit koeficient, který určuje rozložení hmotnosti na zadní nápravu:

$$\Psi = \frac{m_p}{M} \ \ [-] \tag{2}$$

Dalším krokem je stanovení relativní výšky těžiště automobilu:

$$X = \frac{h}{L} \ \ [-] \tag{3}$$

Pro výpočet dynamického zatížení na přední nápravu, které uvažuje vozidlo v pohybu, je nezbytné stanovit zpomalení vozidla. K tomu je zapotřebí znát součinitel adheze μ_s, který lze chápat jako schopnost dvou materiálů k sobě přilnout. Odborněji je to schopnost přenosu tečných sil ve styku dvou povrchů bez zřetelného pohybu. Uvažovaný brzdný manévr bude předpokládat vozovku jako suchý asfalt. Další hodnoty součinitelů adheze jsou uvedeny v tabulce. Maximální zpomalení vozidla je pak dáno vztahem:

$$a_{max} = \mu_s \cdot g \ \ [\mathrm{m/s^2}] \tag{4}$$

Kde g je tíhové zrychlení $[\mathrm{m/s^2}]$,

μ_s je součinitel adheze pro suchý beton [-].

Tabulka 3 Součinitele adheze pro různé povrchy

Druh vozovky	Suchá	Mokrá
Asfalt	0,6 – 0,9	0,3 – 0,8
Beton	0,8	0,5 – 0,8
Zemitá cesta	0,45	0,2
Štěrk	0,7	0,4

[30]

Následně je možné vypočítat dynamické zatížení přední nápravy:

$$\mathrm{M_{pdyn}} = \left[\Psi + (X \cdot \frac{a_{max}}{g})\right] \cdot \mathrm{M} \quad [kg] \tag{5}$$

Nyní je možné přejít k výpočtu maximální brzdné síly působící na přední nápravu, pro co nejrychlejší zastavení vozidla bez prokluzu kol:

$$F_m = \mathrm{M_{pdyn}} \cdot \mu_s \cdot g \quad [N] \tag{6}$$

Maximální brzdný moment působící na jedno kolo je pak dán vztahem

$$T = \frac{F_m \cdot r}{2} \quad [Nm] \tag{7}$$

kde r je poloměr kola včetně pneumatiky [m].

Z brzdného momentu je určena normálová síla C_n [N] působící na kotouč.

$$C_n = \frac{T}{r_e \cdot \mu_p \cdot n} \tag{8}$$

kde r_e je efektivní poloměr brzdného momentu [m],

μ_p je třecí koeficient brzdové destičky [-],

n je počet třecích ploch.

Efektivní poloměr je vzdálenost od středu kotouče do místa působení normálové síly a je dán vztahem:

$$r_e = (r_o + r_i)/2 \text{ [m].} \tag{9}$$

Nyní je možné získat brzdný tlak působící na brzdové obložení:

$$Pm = C_n/A \ \text{[Pa]} \tag{10}$$

kde A je plocha brzdové destičky [m^2].

Podle výše popsaných vzorců byl vypočten tlak P_m = 1,327 MPa, přičemž tato hodnota má zásadní roli při tvorbě tepla během procesu brzdění.

4.1 Brzdový kotouč

Brzdový kotouč je bezesporu nejvíce namáhaný člen brzdové soustavy, a proto musí splňovat vysoké nároky na teplovodivé a mechanické vlastnosti.

Brzdový kotouč testovaného vozidla je plný a použitý materiál pro brzdový kotouč je legovaná šedá litina s lupínkovým grafitem s obsahem 3,4% uhlíku. Použitý materiál zaručuje dobrou obrobitelnost a poměrně vysokou pevnost v tlaku a tím se řadí mezi nejpoužívanější materiál pro brzdové kotouče v rámci běžných vozidel. Nutné je ovšem zmínit, že uvedené materiálové vlastnosti jsou definovány pro určitou teplotu a v závislosti na teplotě se některé tyto vlastnosti mění. Bohužel se nepodařilo nalézt jednotlivé závislosti pro tento konkrétní materiál, proto budou hodnoty uvažovány po celou dobu brzdění jako konstantní. Předpokladem je nárůst teploty o desítky °C, a tak se tyto parametry budou postupně vzdalovat od aktuální hodnoty. Naštěstí podle dohledaných výzkumů nejsou tyto rozdíly výrazné a nebudou mít podstatný vliv na výsledek.

Hustota: $\rho = 7250\ kg{\cdot}m^{-3}$

Tepelná vodivost: $\lambda = 545\ J{\cdot}kg^{-1}{\cdot}K^{-1}$

Tepelná kapacita: $C = 75\ J{\cdot}K^{-1}$

Koeficient tepelné roztažnosti: $\beta = 1{,}3{\cdot}10^{-5}\ K^{-1}$

Youngův modul pružnosti: $E = 130{\cdot}10^{9}\ Pa$

Poissonovo číslo: $\mu = 0{,}211$

Mez pevnosti: $Rm = 268\ MPa$

4.2 Brzdové destičky

Třecí segment brzdového obložení je tvořen semi-metalický materiálem s vlastnostmi uvedenými níže:

Hustota: $\rho = 2700\ kg{\cdot}m^{-3}$

Tepelná vodivost: $\lambda = 1485\ J{\cdot}kg^{-1}{\cdot}K^{-1}$

Tepelná kapacita: $C = 1.212\ J{\cdot}K^{-1}$

Youngův modul pružnosti: $E = 2{\cdot}10^{9}\ Pa$

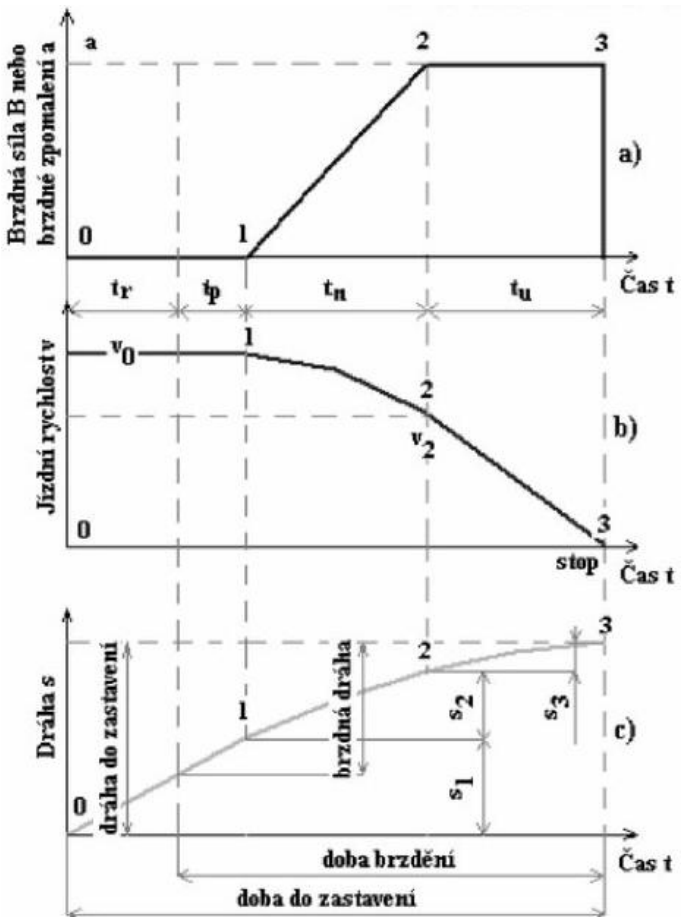
Poissonovo číslo: $\mu = 0{,}29$

Brzdný manévr

V simulované situaci má brzděné vozidlo počáteční rychlost $v_p = 27{,}7\ m{\cdot}s^{-1}$. Následně dochází k plnému zatížení brzdového pedálu a začne klesat rychlost maximálním zpomalením a_{max}. Zpomalení je uvažováno po celý průběh brzdění konstantní a tím je dosaženo lineárního snižování rychlosti. Aby tyto brzdné podmínky byly dodrženy, je manévr proveden bez blokace kol. Brzdění probíhá na hranici tření mezi vozovkou a pneumatikou bez aktivace ABS. Záměrem je dosáhnout co nejkratšího času a dráhy brzdění.

V simulaci je dále předpokládáno, že brzdná síla nabíhá postupně po dobu $t_n = 0.02s$ a poté je po celý proces brzdění konstantní (obr. 14).

Obr. 14 Závislosti brzdných parametrů na čase



[28]

t_r – reakční doba řidiče

t_p – doba prodlevy brzdění

t_n – doba náběhu brzdění

t_u – doba plného zpomalení

Protože ve fázi plného zpomalení se jedná o rovnoměrně zpomalený pohyb, lze celkový brzdný čas t_b jednoduše získat ze vztahu:

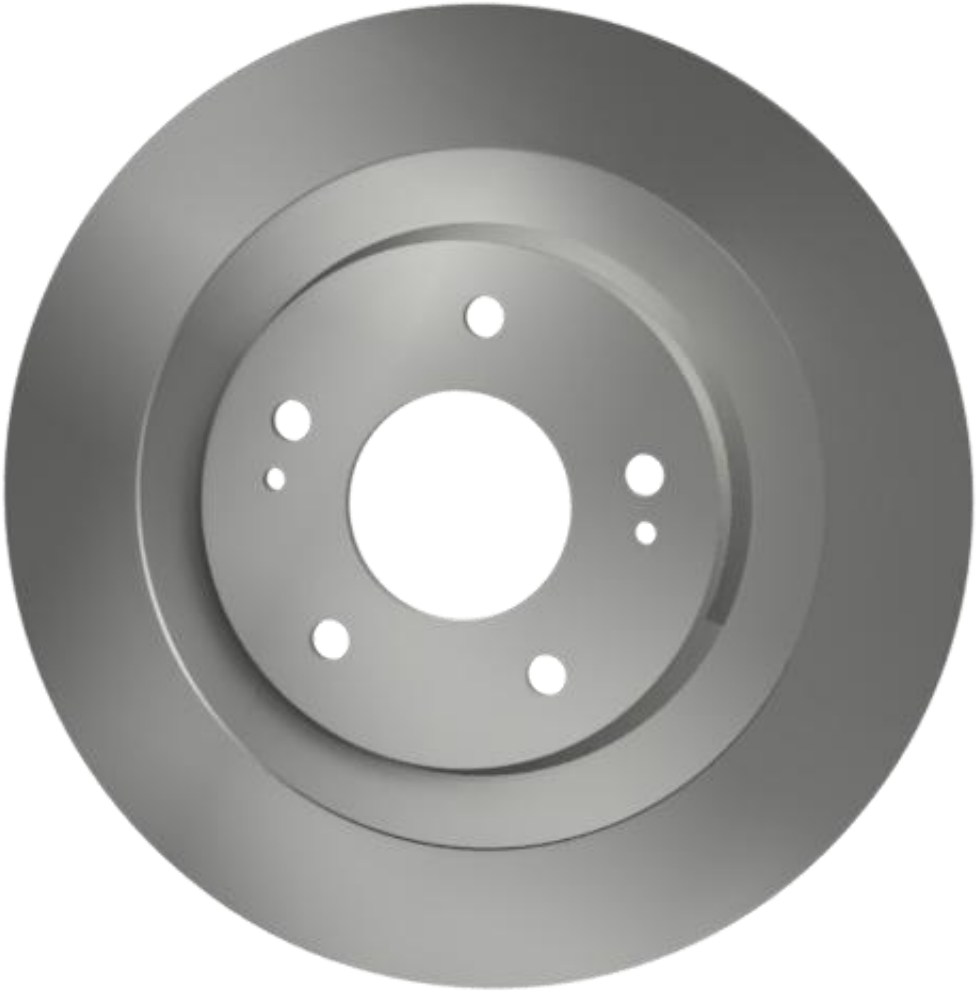
$$t_b = \frac{v_p}{a_{max}} \text{ [s]} \qquad (11)$$

kde v_p je počáteční rychlost [$m \cdot s^{-1}$].

4.3 CAD model

Pro simulaci byl vytvořen model kotouče v prostředí Fusion360 (obr. 15), který je následně použit pro ověření v laboratorním prostředí. Model byl vytvořen na základě technické dokumentace uvedené výrobcem.

Obr. 15 Model brzdového kotouče



4.4 Analýza

V předchozích krocích byly analyticky vypočteny všechny potřebné parametry, aby mohla být provedena následná analýza.

4.4.1 Materiálové vlastnosti

I když byly materiálové vlastnosti již uvedeny, v následující tabulce jsou pro přehlednost znázorněny jen ty nezbytné parametry určující správnost výsledků simulace.

Tabulka 4 Materiálové vlastnosti brzdicích komponentů

	Brzdový kotouč	Brzdová destička
Hustota [$kg \cdot m^{-3}$]	7250	2700
Tepelná vodivost [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]	545	1485
Tepelná kapacita [$J \cdot K^{-1}$]	75	1,212
Youngův modul pružnosti [GPa]	130	2
Poissonovo číslo [-]	0,211	0,29
Koef. tepelné roztažnosti [K^{-1}]	$1{,}3 \cdot 10^{-5}$	

4.4.2 Krok

Celý proces brzdění trvá čas t_b, který byl vypočten v předchozí kapitole. Aby byla zajištěna dostatečná jemnost simulace, byl nastaven jeden krok na čas 0,0025s. Při celkovém čase brzdění se jedná o 1424 kroků.

4.4.3 Interakce

V tomto kroku byly nastaveny všechny uvažované interakce mezi třecími plochami a mezi plochou kotouče a okolním prostředím.

Nejdříve byla nastavena interakce mezi třecími plochami. Zde bylo předpokládáno, že veškerá vzniklá energie během brzdění je přenesena na tvorbu tepla, která způsobuje zahřívání kotouče a destiček. Není tedy uvažována přeměna energie například na vibrace způsobující hluk. V případě rotujícího disku a přitlačujících brzdových destiček je nutné brát v úvahu normálové a tečné tření. Pro tečné tření byl definován třecí koeficient μ_p = 0,34.

Dále je předpokládáno, že 88 % vzniklého tepla je přeneseno na rotující disk a zbylých 12 % na brzdové destičky.

Dalším důležitým parametrem je tepelná konduktance h_c [W/m^2·K], kterou je možné definovat jako vedení tepla mezi pevnými tělesy v tepelném kontaktu. Vzhledem k tomu, že tato veličina je závislá na mnoha faktorech, jako je kontaktní tlak, materiál, drsnost povrchu atd. může velmi složité až téměř nemožné ji vypočítat. Z tohoto důvodu je často získávána experimentálně a jednotlivé výsledky bývají publikovány ve vědeckých a inženýrských literaturách nebo vědeckých článcích. Bohužel neexistují centralizované databáze této veličiny, a tak bylo využito hodnoty dle [32].

Dalším faktorem, který je třeba zahrnout, je ochlazování povrchu kotouče přestupem tepla do okolního média. K tomu slouží součinitel přestupu tepla α [W·m^{-2}·K^{-1}]. Jelikož je tento koeficient závislý na řadě veličin charakteristických pro danou látku a stav proudění, určuje se obvykle experimentálně. Protože provedení experimentu pro získání této veličiny nebylo možné, bylo vycházeno ze vztahů podle [33], kde byly tyto vztahy získány na základě patřičných experimentů.

Pro plný disk a laminární proudění (Re ≤ 2,4×10^5) je vztah definován:

$$\alpha = 0.7\left(\frac{k_a}{D}\right)Re^{0.55} \quad [\mathrm{W\cdot m^{-2}\cdot K^{-1}}] \tag{12}$$

a pro turbulentní proudění ($Re \geq 2{,}4\times10^5$)

$$\alpha = 0.04(\frac{k_a}{D})Re^{0.8} \ [\mathrm{W\cdot m^{-2}\cdot K^{-1}}] \tag{13}$$

kde k_a je tepelná vodivost pro vzduch,

D je průměr disku [m],

Re je Reynoldsovo číslo [-].

Reynoldsovo číslo pro plný rotující disk je dáno vztahem:

$$Re = \frac{\omega\cdot D^2\cdot\rho_a}{\mu_a} \ [-] \tag{14}$$

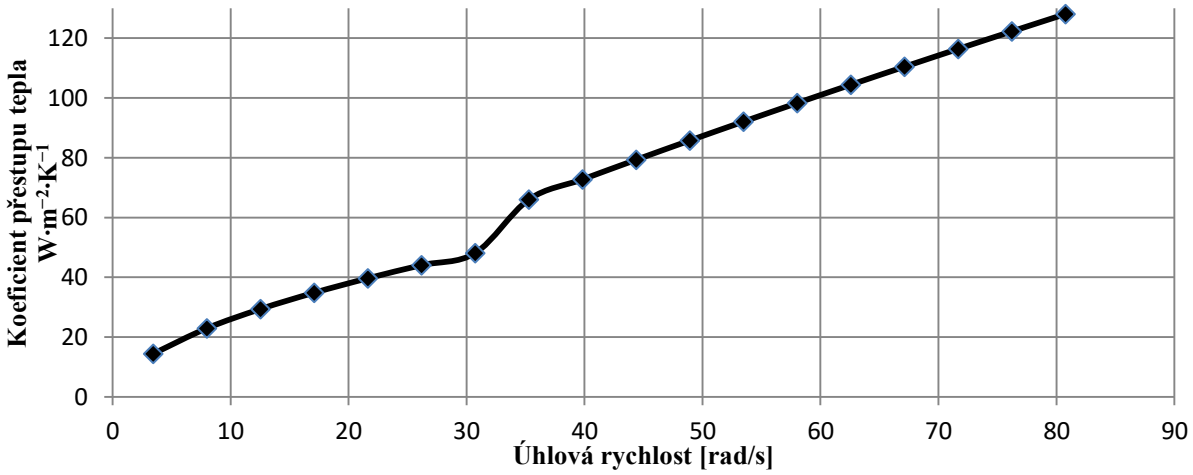
Kde ω je úhlová rychlost disku [rad.s^{-1}],

ρ_a je hustota vzduchu [kg.m^{-3}],

μ_a je viskozita vzduchu [W/(m·K)].

Z těchto vztahů je zřejmé, že součinitel přestupu tepla nezůstává po dobu brzdění konstantní, ale klesá se snižující se úhlovou rychlostí kotouče. Zároveň je nutné brát v úvahu, že v určité úhlové rychlosti se turbulentní proudění změní na laminární. Proto byly vytvořeny tabulkové soubory a hodnoty součinitele přestupu tepla byly vypočítány s ohledem na klesající úhlovou rychlost (obr. 16).

Obr. 16 Závislost úhlové rychlosti na koeficientu přestupu tepla



Z grafu je patrné, že v oblasti kolem 35 rad/s se mění turbulentní proudění na laminární.

4.4.4 Zatížení

V předchozích kapitolách byl vypočítán tlak P_m, který působí na brzdové obložení. Ten je následně přenesen na brzdový kotouč. Aby byly co nejvíce přiblíženy reálné podmínky, není zatížení tlakem způsobeno skokově, ale postupně narůstá po dobu náběhu brzdění t_n a až poté zůstává konstantní.

4.4.5 Okrajové podmínky

Pro všechny komponenty byla zvolena počáteční teplota 20 °C. Pro brzdové obložení byl nastaven pohyb pouze v ose působícího tlaku a pro kotouč byl nastaven pouze rotační pohyb. Zároveň byly nastaveny vazby do vnitřních stěn děr a příruby sloužící k uchycení na náboj nápravy.

4.4.6 Vytvoření výpočtové sítě

Jedná se o nejdůležitější krok výpočetní metody, protože nekvalitní síť nezaručí vyhovující výsledky i při jinak správných vstupních parametrech. Z tohoto důvodu musí být zachována strukturovanost sítě a náležitá velikost prvku. V některých případech, kvůli zachování pravidelnosti sítě, je nutné zjednodušit CAD model o určité detaily. V tomto případě se jedná pouze o přechod z obruče na přírubu kotouče, kde byl smazán poloměr oblouku hrany. Přesnost výsledků také ovlivňuje počet použitých prvků, kde je ale třeba zvolit určitý kompromis z důvodu výpočetního času. V poslední řadě je to také typ zvoleného prvku.

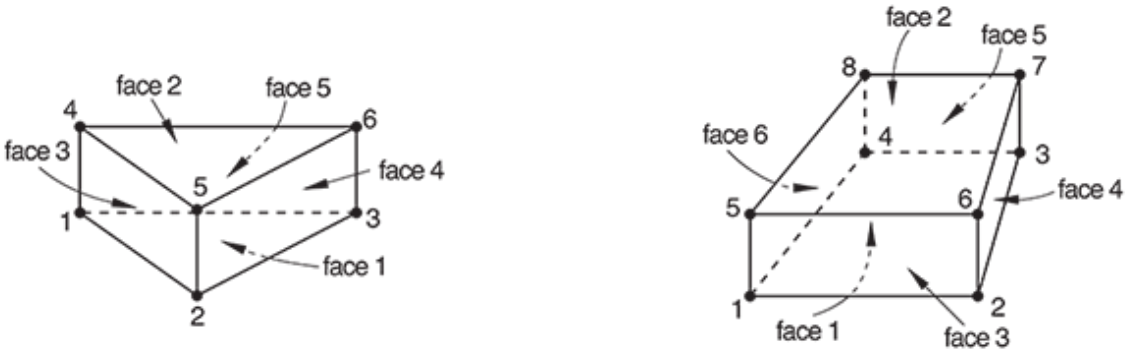
Na příruby kotouče byl použit prvek C3D6T a na zbytek modelu prvek C3D8T, přičemž pro kotouč s velikostí 3,5 mm a pro brzdové destičky s velikostí 2,5 mm. Pro celý model kotouče bylo vygenerováno celkem 11574 prvků a pro každou brzdovou destičku celkem 875 prvků (obr. 18). Celkový počet uzlů celého modelu včetně destiček činí 24843.

Typ prvku

Prvek C3D6T má klínový tvar (obr. 17) a je charakteristický tím, že je tvořen šesti uzly. Prvek C3D8T je tvořen osmi uzly v každém rohu a má tvar kvádru. Oba typy prvků obsahují 4 stupně volnosti, kde jeden stupeň odebírá teplota, a další tři jsou určeny pro tvarovou

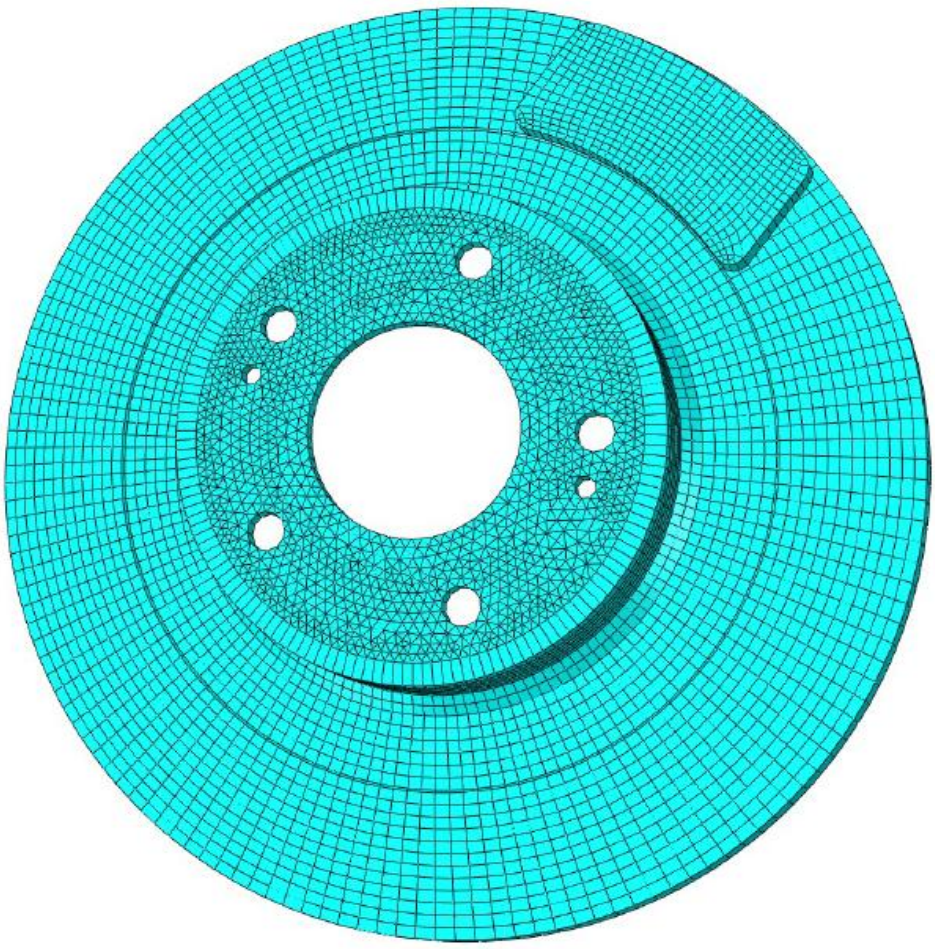
degradaci. Tyto stupně volnosti jsou počítány pouze v uzlech těchto prvků. V jiném bodě prvku jsou změny získány lineární interpolací z uzlových posunů.

Obr. 17 a) Prvek C3D6T *b) Prvek C3D8T*



[34]

Obr. 18 Síť brzdového kotouče s brzdovými destičkami



4.5 Laboratorní měření

Měření bylo provedeno zaměstnanci firmy Kiekert-CS, s.r.o na základě autorem zvolených vstupních požadavků, které byl shodné s výše danými výpočty definující brzdný manévr. Konkrétně se jednalo o počáteční rychlost, brzdný čas a brzdný tlak. Dále byl k testování použit výše popsaný brzdový kotouč a k vyvolání brzdného tlaku P_m byly použity hydraulicky ovládané brzdové destičky.

Kotouč byl připevněn na hřídel zajišťující otáčivý účinek n, který byl generován pomocí motorového zařízení. Otáčky n byly nastaveny na 771 min^{-1}, které odpovídají úhlové rychlosti $\omega = 80{,}7\ s^{-1}$ vypočtené z rychlosti $v_p = 27{,}7\ m \cdot s^{-1}$

Měření proběhlo kontaktním způsobem pomocí termočlánku typu K, který byl namontován do kotouče ve vzdálenosti 130 mm od středu disku a shromaždoval data v intervalech 0,01 s. Po roztočení kotouče byl aplikován brzdný tlak P_m po dobu t_b a byla sledována teplota.

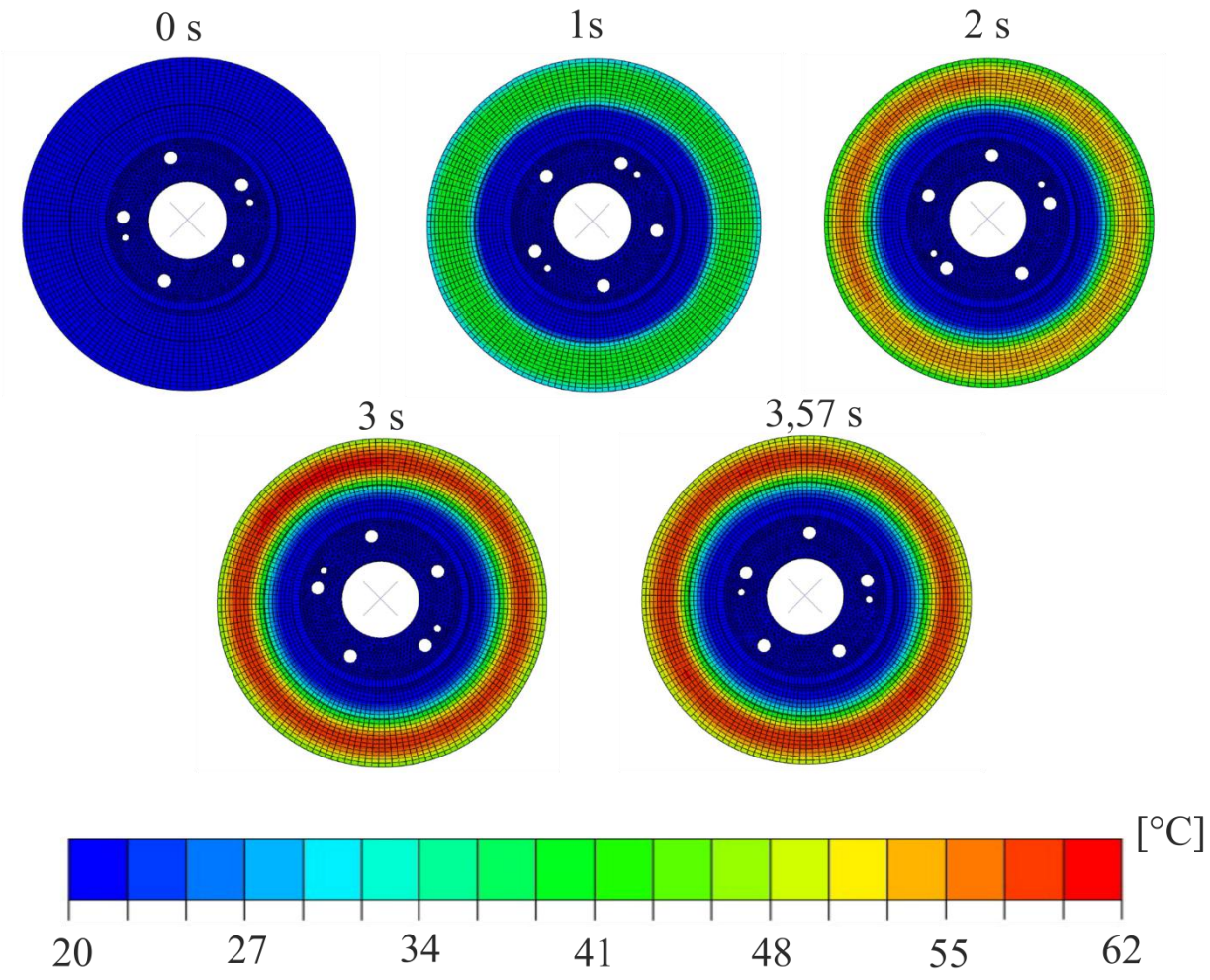
5 Výsledky

5.1 Tepelné namáhání brzdového kotouče

Nejprve jsou uvedeny výsledky získané simulací.

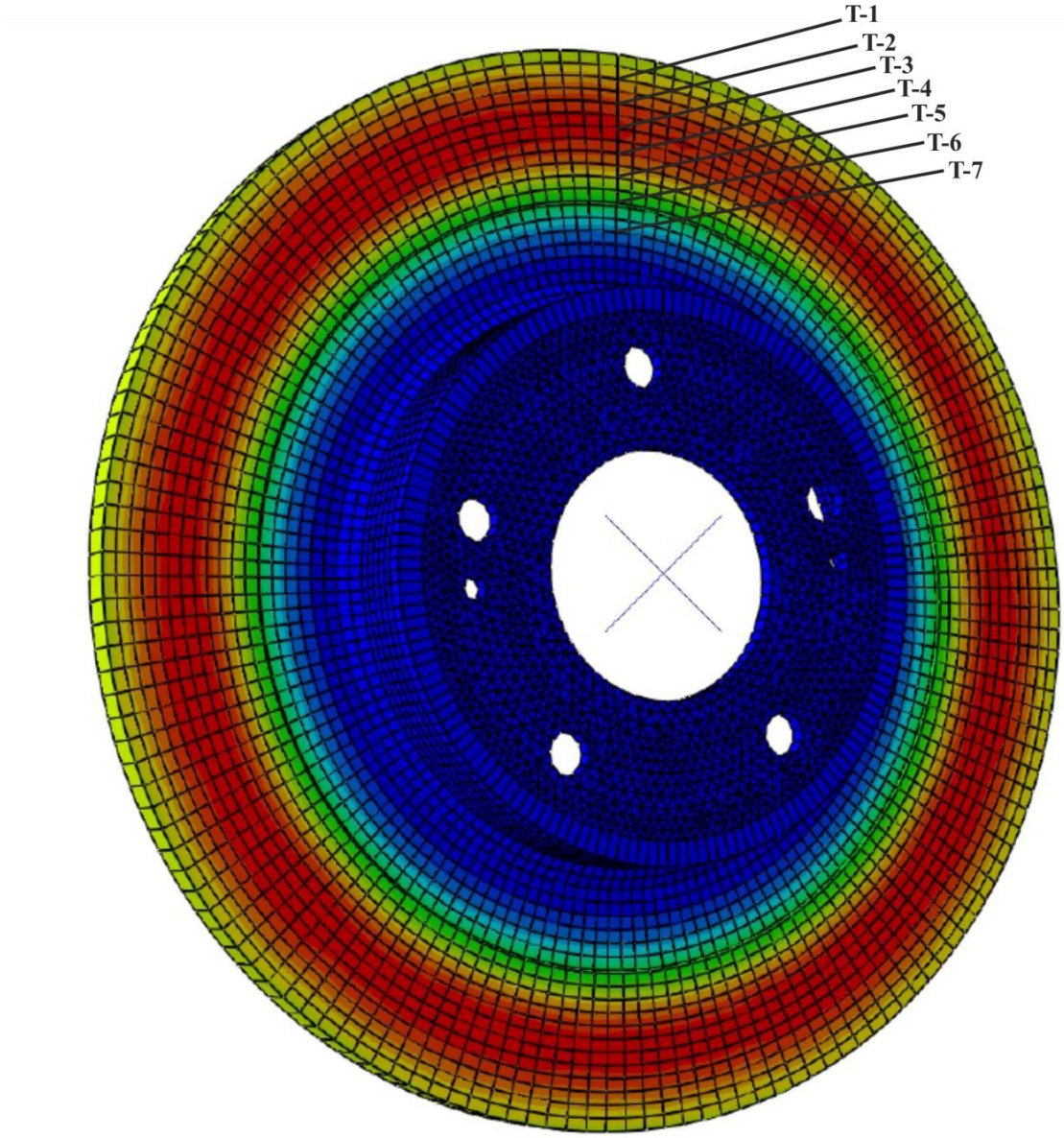
Hlavní sledovanou veličinou během brzdění byla teplota v závislosti na čase. Na obr. 19 je znázorněn kotouč v jednotlivých časových úsecích od počátku do konce brzdění. Nejvyšší teplota kotouče dosáhla 62 °C, která se podle očekávání nachází v místě uprostřed plochy brzdové destičky. I když je běžné, že teploty brzdových kotoučů dosahují mnohem vyšších teplot, je nutné brát v úvahu, že proběhlo pouze jedno brzdění, a k tomu na zadní nápravě, kde teploty dosahují obecně nižších hodnot než na nápravě přední.

Obr. 19 Povrchové teploty kotouče

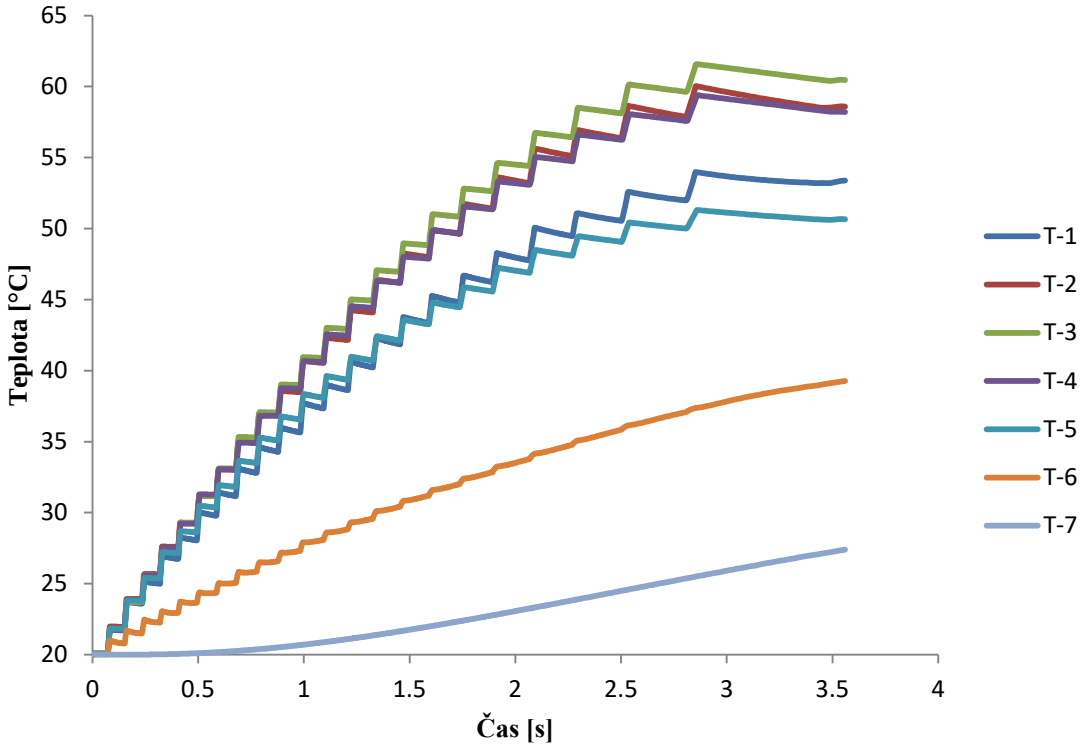


Dále byly počítány teploty jednotlivých bodů T-1 až T-7, které představují vzdálenosti od středu kotouče (obr. 20). Výsledné hodnoty jsou vyneseny v grafu na obr. 21.

Obr. 20 Měřené body kotouče

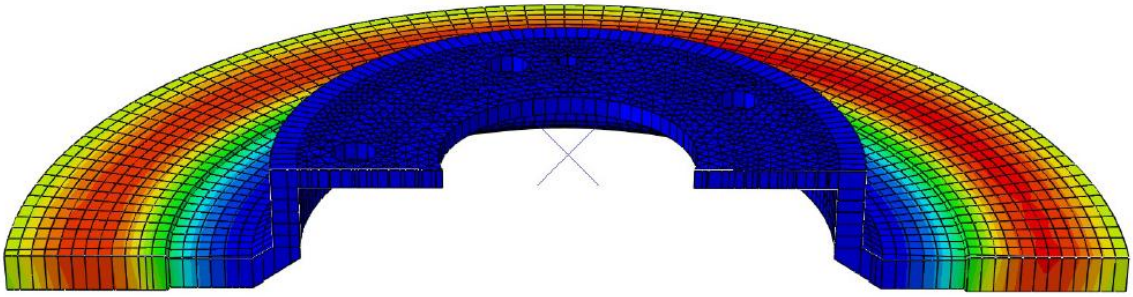


Obr. 21 Závislosti měřených bodů na čase



Z grafu jsou patrné skokové změny teplot a následné mírné ochlazování. Je to dáno tím, že je element ohříván každou otáčku kotouče pouze v době, kdy se nachází pod brzdovým obložením. Následně je mírně ochlazován okolním prostředím přestupem tepla, než se znovu dostane do kontaktu s brzdovou destičkou. Podle očekávání jsou nejvyšší teploty dosahovány v bodě T-3, který se nachází uprostřed třecích ploch. V místě příruby zůstala teplota na vstupních 20 °C, na čemž má podíl hlavně nedostatek času na prostup tepla a zároveň nepříliš vysoký brzdný tlak, který způsobuje ohřev součásti. Z obr. 22 vyplývá prostup tepla skrz celou tloušťku kotouče v místě působení brzdových destiček.

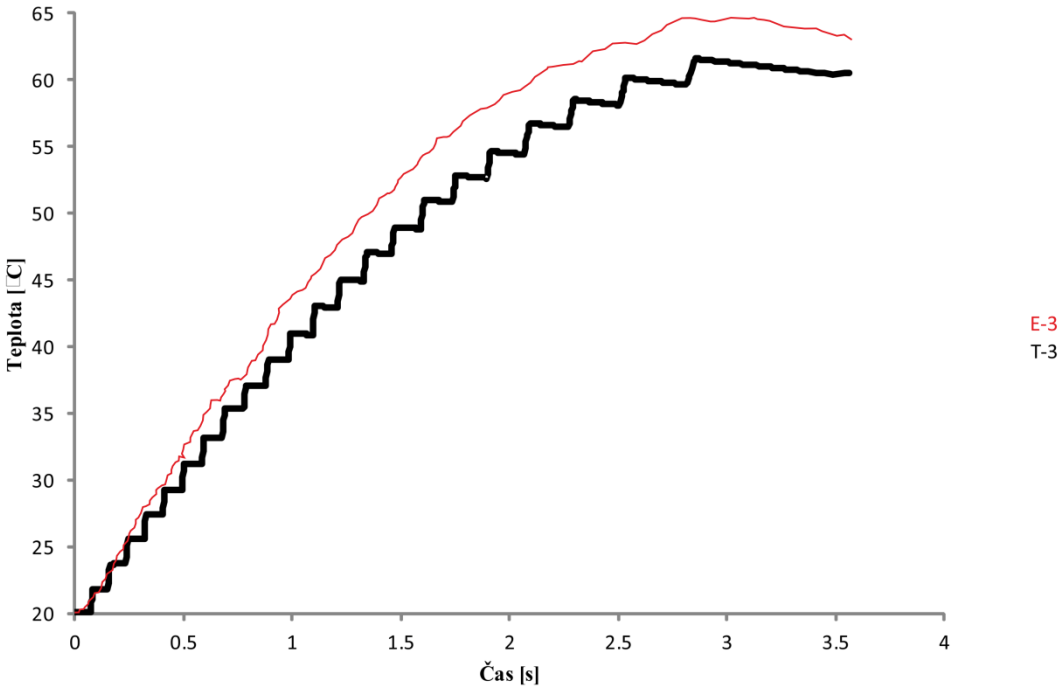
Obr. 22 Řez kotouče



Porovnání simulace a experimentu

Na obr. 23 je uvedeno porovnání numerické simulace a laboratorního měření. Křivka T-3 je výsledkem simulace a křivka E-3 náleží výsledkům měření. Z grafu je patrná mírná odchylka, ovšem nejvyšší naměřená teplota činí 64,2 °C, což je pouze od 2,2 °C více než vypočítaná simulace. Zároveň je možné sledovat stejný růstový trend výsledných křivek. Ze srovnání lze soudit, že metoda konečných prvků použita pro simulaci je velmi přesná a spolehlivá.

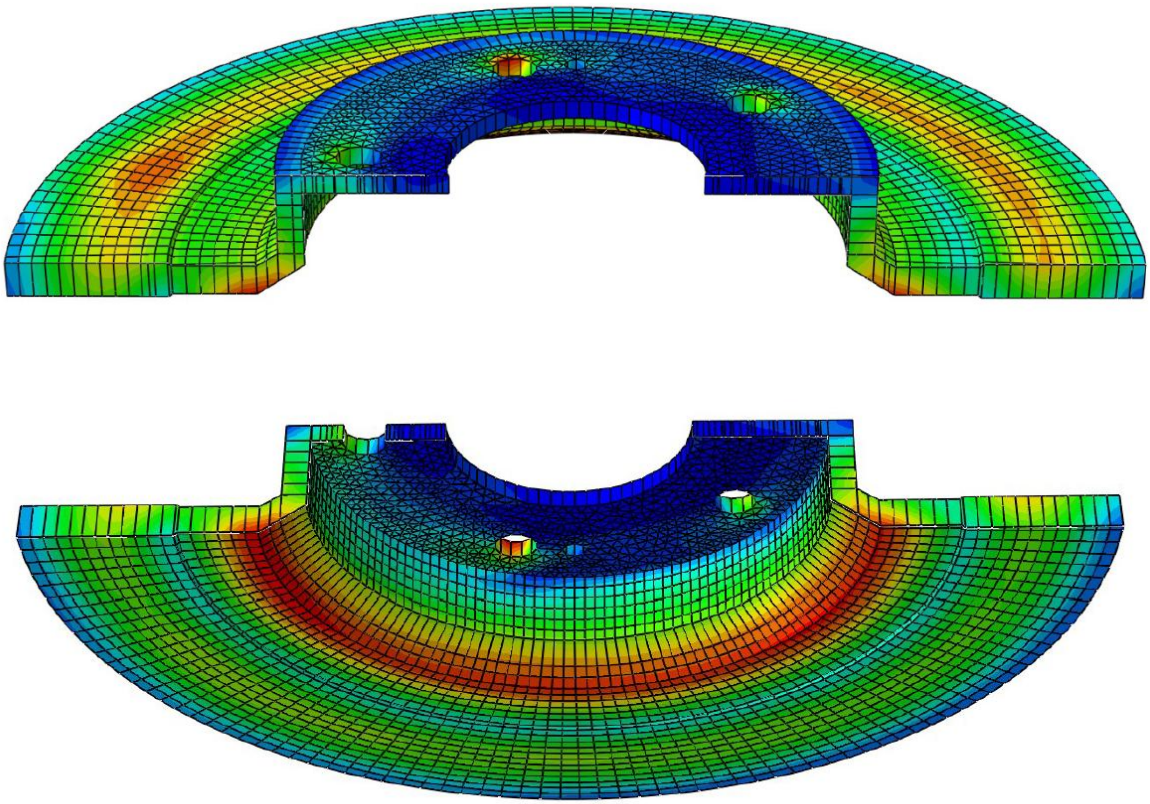
Obr. 23 Srovnání teplot z měření a simulace



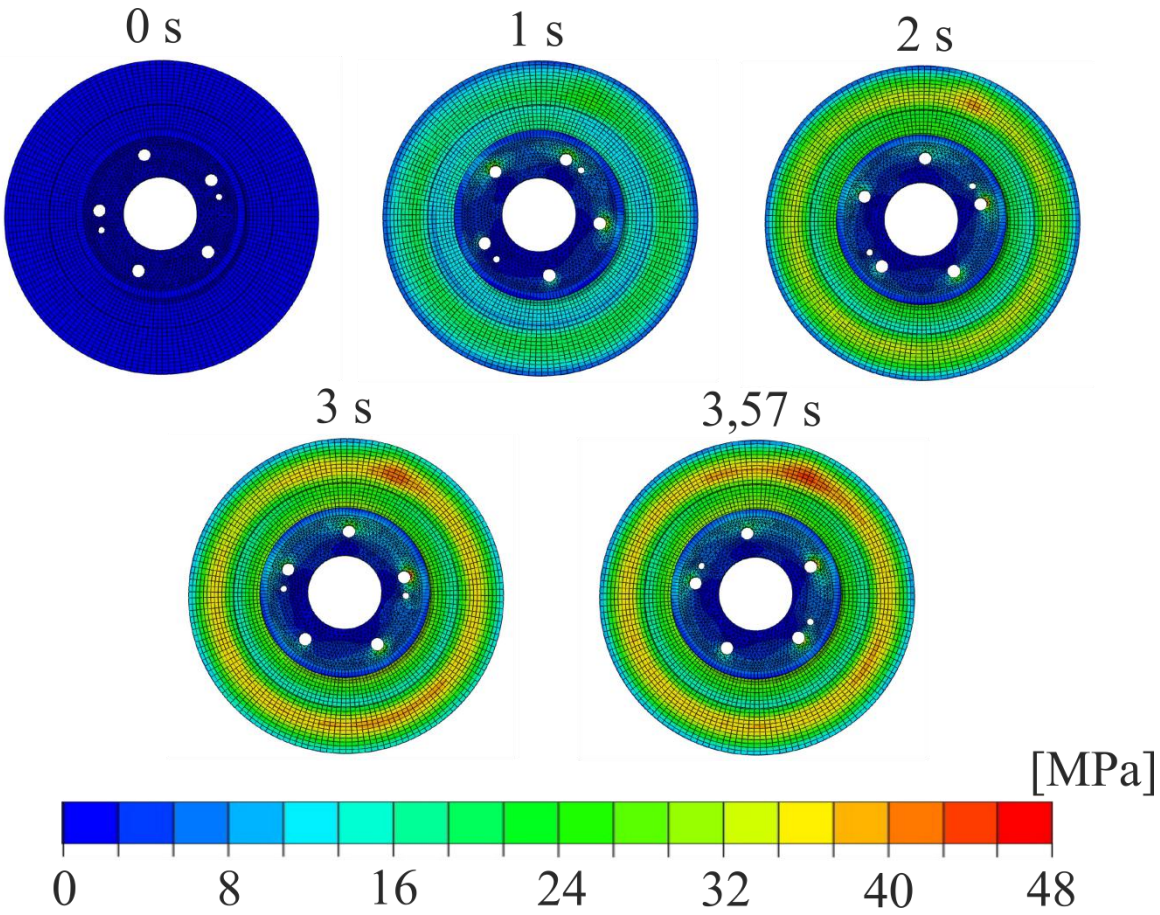
5.2 Mechanické zatížení brzdového kotouče

Sledovanou veličinou při mechanickém zatížení je tzv. redukované napětí vycházející z HMH hypotézy. Dle této hypotézy rozhoduje o stavu napjatosti měrná energie napjatosti (hustota deformační energie) na změnu tvaru. Všechny uvedené hodnosty berou v úvahu tepelnou roztažnost materiálu, tlak brzdových destiček i vliv zpětného krouticího momentu. Z obr. 24 je zřejmé, že nejvyšší hodnoty napětí dosahují v místě spojení příruby s obručí. V těchto místech bylo vysoké napětí očekáváno z důvodu nejvyššího rozdílu teplot a zároveň nejužšího místa kotouče. Zároveň lze sledovat vyšší hodnoty i v místech šroubových spojů, kde je ale hodnota značně zvětšena omezením stupňů volnosti v daném místě. I přes tyto lokální extrémy je maximální napětí téměř 5x menší než mez kluzu daného materiálu. V místě třecích ploch dosahuje napětí hodnot okolo 25 MPa a pouze lokálně nabývá hodnot blížících se 48 MPa (obr. 25).

Obr. 24 Redukované napětí v řezu kotouče

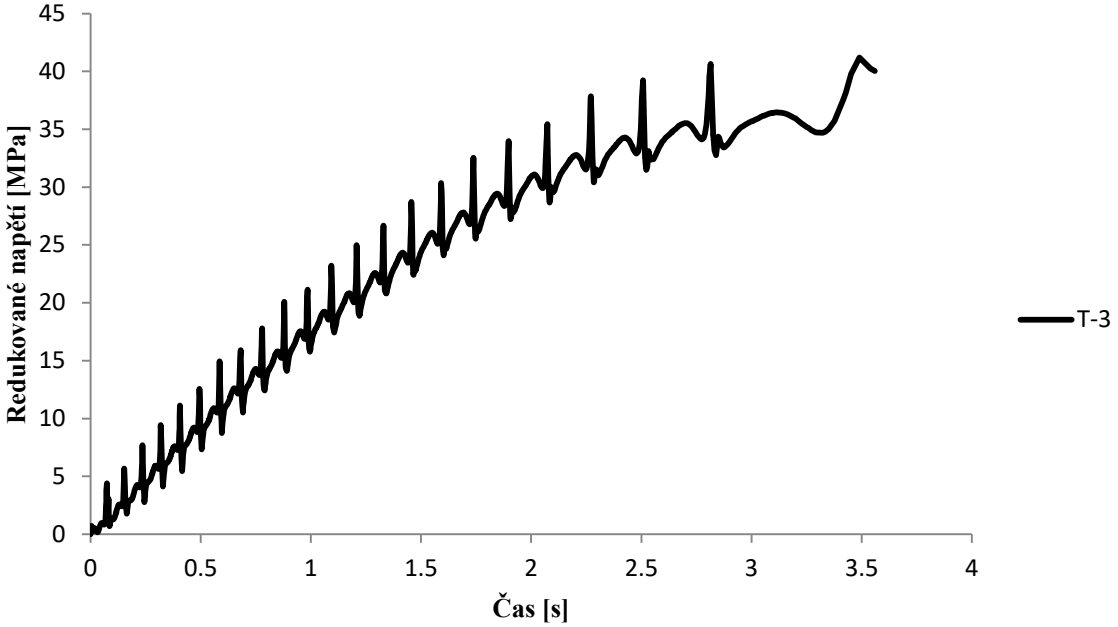


Obr. 25 Redukované napětí povrchu kotouč



Na obr. 26 je zobrazen průběh redukovaného napětí v závislosti na čase bodu T-3. Stejně jako v případě tepelného namáhání jsou i zde vidět skokové změny napětí důsledkem kontaktu brzdové destičky a sledovaného bodu jednou za otáčku.

Obr. 26 Průběh redukovaného napětí



5.3 Zhodnocení výsledků

V diplomové práci byl počítán jeden proces brzdění z rychlosti 100 km/h neboli 27,7 $m \cdot s^{-1}$ do úplného zastavení. V maximální rychlosti byl aplikován tlak P_m = 1,327 MPa, který zůstal konstantní po celou dobu brzdění. Zpomalení kotouče bylo vypočítáno jako maximální bez prokluzu kol na suchém asfaltu a jeho hodnota činí a_{max}= 7,8 $m \cdot s^{-2}$. Při uvažování rovnoměrně zpomaleného pohybu vyšel celkový brzdný čas t_b = 3,56 s. Při těchto podmínkách dosáhla maximální teplota stejného bodu na kotouči 62 °C během simulace a 64,2 °C během laboratorního ověření. I když křivka nárůstu teploty byla mírně odlišná mezi oběma metodami měření, výsledná hodnota se lišila pouze o 2,2 °C. Z výsledků je tedy zřejmé, že v tomto případě mohl výpočtový model s minimální odchylkou nahradit skutečný model. Mechanické namáhání bylo počítáno v podobě redukovaného napětí podle HMH hypotézy a maximální napětí v kotouči dosáhlo hodnoty 48 MPa, přičemž průměrné hodnoty dosahovaly kolem 30 MPa.

6 Závěr

V první části diplomové práci jsou podrobně popsány funkce brzdových systémů silničních vozidel s důrazem na hydraulickou soustavu. Dále je popsán princip a konstrukce dnes nejpoužívanějších třecích brzd, které jsou základním prvkem aktivní bezpečnosti provozu. Podmínky nutné pro schválení vozidla k provozu jsou uvedené v následující kapitole ve formě patřičných legislativ a norem. Následuje rozebrání metod určujících správnou funkčnost brzdových systémů, přičemž dvě konkrétní metody byly použity v praktické části práce. Jedná se o mechanické a tepelné namáhání kotoučové brzdy vypočítané numerickým přístupem v podobě metody konečných prvků (MKP), což je nástroj sloužící k simulaci průběhu namáhání fyzikálního modelu a experimentálního měření tepelného namáhání v laboratorním prostředí. V praktické části práce byl vypočítán brzdný manévr konkrétního vozidla a tento proces brzdění byl simulován specializovaným softwarem zabývajícím se MKP. Vyhodnocené namáhání kotoučové brzdy bylo porovnáno s laboratorním měřením, přičemž simulované namáhání je vloženo do přílohy práce v podobě videosouboru. Cílem tohoto porovnání bylo zjistit, do jaké míry přesnosti může metoda konečných prvků nahradit laboratorní měření.

Navrhování strojních součástí včetně brzdných systémů vyžaduje komplikovaný, zdlouhavý a často nákladný proces vytváření prototypů nebo složitý postup výpočtů. V tomto případě přináší MKP projektantovi řadu výhod, mezi které lze zařadit jednoduché modelování tvarově složitých a nepravidelných tvarů součásti výpočetního modelu, vysokou úsporu času a nákladů a velmi přesné vyhodnocení složitých typů namáhání. Ke snadnému odhalování kritických oblastí výpočetních součástí napomůže detailní vizualizace. Obecně se dá říci, že MKP velmi usnadňuje projektantovi práci ať už z časového, nebo finančního hlediska. Protože je k této metodě zapotřebí výkonná výpočetní technika, která pracuje s omezeným počtem operací, je vhodné ověřit výsledky problému této metody s experimentálním měřením. Takový postup byl použit v této práci, kde byl simulován proces brzdění, a výsledné tepelné namáhání bylo porovnáno s experimentálním měřením. Výsledky tohoto porovnání byly velmi přesné, kdy nejvyšší odchylka simulace od experimentu činila pouze 3,42 %. Tento výsledek může poukazovat na přesnost a spolehlivost MKP.

I přes výhody použití MKP je samozřejmě nutná znalost konstruktéra v oboru navrhování a spolu s jeho vědomostmi analytického řešení problému se mohou výsledky MKP ještě zpřesnit. Faktickým omezením MKP je pouze hardwarová výkonnost výpočetního systému. S rychlým vývojem v oblasti výpočetní techniky se ovšem dá předpokládat budoucí široký rozvoj této numerické metody.

7 Seznam použité literatury

[1] TIPCARS: Co možná nevíte o svém automobilu: Brzdy aneb zastavit se nakonec musí (7. díl) [online]. [cit. 22.12.2019]. Dostupné z: https://www.tipcars.com/magazin/nase-tema/co-mozna-nevite-o-svem-automobilu-brzdy-aneb-zastavit-se-nakonec-musi-7-dil.html.

[2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.

[3] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-11-7.

[4] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Přeložil Iva MICHŇOVÁ, přeložil Zdeněk MICHŇA, přeložil Jiří HANDLÍŘ. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 978-80-86706-17-7.

[5] Hydraulické brzdy | Petr Holý. *Petr Holý | Informační web* [online]. [cit. 27.01.2020] Dostupné z: https://saopovrch.wordpress.com/servis-a-opravy/hydraulicke-brzdy/.

[6] Bubnová brzda stále žije. A má i své výhody! | Auto.cz. *Auto.cz - nejlepší jízda na webu: recenze, videa, testy* [online]. 2001 [cit. 18.02.2020]. Dostupné z: https://www.auto.cz/bubnova-brzda-stale-zije-a-ma-i-sve-vyhody-125216.

[7] *Kotoučová brzda [online]*. [cit. 3.2.2020]. Dostupné z: https://sites.google.com/site/kvi7ko/home/kotoucova-brzda.

[8] Jaký brzdový kotouč vybrat? Je lepší vrtaný, nebo drážkovaný?| Brembo - Official Website. [online]. [cit. 14.01.2020] Dostupné z: https://www.brembo.com/cz/company/news/brembo-brakes-drilled-slotted-discs.

[9] A.B.S. 16955 Brzdový kotouč plný levné online. *Autodíly Eshop. Levné kvalitní automobilové díly online prodej za příznivé ceny* [online]. 2020 www.automobilovedily24.cz [cit. 18.04.2020]. Dostupné z: https://www.automobilovedily24.cz/abs/7710199.

[10] AUTOFUN: Průvodce tuningen: Lepší brzdy stojí za to! [online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: https://autofun.auto.cz/brzdy-11251/.

[11] Carbon Ceramic Brakes: Are They Worth It? | Car Bibles. *Car Bibles | Automotive Advice & Product Reviews* [online]. 2020 [cit. 20.04.2020]. Dostupné z: https://www.carbibles.com/carbon-ceramic-brakes/.

[12] M.A. Maleque, Material Selection Method in Design of Automotive Brake Disc. London:WCE, 2010. ISBN: 978-988-18210-8-9.

[13] *Hodnocení opotřebení a změn tribologických vlastností brzdových kotoučů* [online]. Plzeň, 2007 [cit. 2.1.2020]. Dostupné z: https://www.opi.zcu.cz/download/Prezentace_diplomka_Voch.pdf.

[14] Popis jednotlivých částí a příslušenství brzdové destičky. *Vepa - Pavla Štěpánková* [online]. 2001 [cit. 18.1.2020]. Dostupné z: http://vepa.prodejce.cz/texty/texty_cj/hlavni.htm.

[15] PANÁČEK, Vladimír. *Zkoušení vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2012. ISBN 978-80-214-4558-1.

[16] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

[17] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0026-9.

[18] VLK, František. *Diagnostika motorových vozidel: [diagnostické testery, motortestery, brzdové soustavy, geometrie řízení, tlumiče, kontrola podvozku, diagnostické linky]*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-7064-X.

[19] Bristle.cz, 2005: Zkoušení vozidel na válcových zkušebnách nové generace [Online]. [cit. 16.1.2020]. Dostupné z: https://www.bristle.cz/0103.htm.

[20] Vémola, A., Diagnostická zařízení 1. díl. ISŠA, Brno, 2000, 127 s. ISBN 80-85763-31-1.

[21] Pyrometr – WikiSkripta. [online]. [cit. 22.1.2020]. Dostupné z: https://www.wikiskripta.eu/w/Pyrometr.

[22] Princip bezdotykového měření teploty a vysvětlení pojmů. [online]. [cit. 30.1.2020]. Dostupné z: http://www.qtest.cz/bezdotykove-teplomery/bezdotykove-mereni-teploty.htm.

[23] How Does Thermal Imaging Work? . *How-To Geek - We Explain Technology* [online]. 2020 LifeSavvy Media. All Rights Reserved [cit. 20.04.2020]. Dostupné z: https://www.howtogeek.com/294076/how-does-thermal-imaging-work/.

[24] Snímače teploty. [online]. [cit. 3.1.2020]. Dostupné z: http://automatizace-issnp.wz.cz/Soubory/Snimace%20teploty.pdf.

[25] Konstrukce a funkce termočlánků. [online]. 2019 [cit. 13.3.2020]. Dostupné z: https://www.guenther.eu/805a74a9-7235-cdf2-2323-717e02f019e4?Edition=cz.

[26] Výpočetní a aplikovaná matematika | mi21.vsb.cz [online]. [cit. 14.03.2020]. Dostupné z: http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecnych_prvku_a_hranicnich_prvku.pdf.

[27] SHIGLEY - Konstruování strojních částí [online]. [cit. 12.03.2020]. Dostupné z: http://www.shigley.cz/images/texts/file/prednaska1_mkp.pdf.

[28] Steady State Thermal Analysis of a Disc Brake Rotor with Composite Material. [online]. [cit. 22.2.2020]. Dostupné z: https://www.ijert.org/research/steady-state-thermal-analysis-of-a-disc-brake-rotor-with-composite-material-IJERTV6IS040308.pdf.

[29] Study on Transient Thermal Analysis of a Disc Brake During Braking and Releasing Periods. [online]. [cit. 1.3.2020]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/328007365_Study_on_Transient_Thermal_Analysis_of_a_Disc_Brake_During_Braking_and_Releasing_Periods.

[30] BRADÁČ, A. a kol., *Soudní inženýrství*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 1999. ISBN 80-7204-133-9.

[31] VALA, Miroslav a Miroslav TESAŘ. *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2003. ISBN 80-7194-503-X.

[32] DAY, Andrew. *Braking of road vehicles*. Amsterdam: Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier, 2014. ISBN 0123973147.

[33] LIMPERT, Rudolf. *Brake design and safety*. 3rd ed. Warrendale, Penn.: SAE International, 2011. ISBN 9780768034387.

[34] Abaqus Analysis User's Guide. [online]. [cit. 3.1.2020] Dostupné z: http://dsk.ippt.pan.pl/docs/abaqus/v6.13/books/usb/default.htm?startat=pt06ch28s02ael07.html.

8 Přílohy

Příloha 1 - Analytické řešení

Parametry vozidla

Hmotnost vozidla:	M = 1260 kg
Poměr rozložení hmotnosti náprav:	60.40
Výška těžiště:	860 mm
Rozvor náprav:	2670 mm

Pneumatiky 215/65 R16:

Průměr disku:	D_d = 16 · 25,4 = 406,4 mm
Poloměr disku:	$R_d = Dd/2$ = 203,2 mm
Výška profilu pneumatiky:	Hr = 215 · 0.65 = 139,75 mm
Poloměr kola:	$r = R_d + H_r$ = 342,95 mm
Součinitel tření mezi vozovkou a kolem:	μ = 0,8

Brzdový kotouč:

Vnější průměr brzdové plochy:	d_o = 302 mm
Vnější poloměr brzdové plochy:	$r_o = d_o /2$ = 151 mm
Vnitřní průměr brzdové plochy:	d_i = 220 mm
Vnitřní poloměr brzdové plochy:	$r_i = d_i /2$ = 110 mm
Šířka kotouče:	t = 10 mm

Brzdové destičky:

Činná brzdná plocha: A = 4985,8 mm^2

Třecí koeficient: μ_p = 0,34

Brzdný manévr:

Počáteční rychlost vozidla: $v_p = 27{,}77\ m \cdot s^{-1}$

Počáteční úhlová rychlost kola/kotouče: $\omega = v_p/r = 80{,}7\ rad \cdot s^{-1}$

Zpomalení vozidla na hranici tření: $Dx = \mu p \cdot g = 7{,}8\ m \cdot s^{-2}$

Brzdný čas: $t_b = \frac{v_p}{a_{max}}$ = 3,56 s

Silové zatížení:

Hmotnost připadající na zadní nápravu: $m_p = M \cdot 0{,}40 = 504\ kg$

Koeficient rozložení hmotnosti náprav: $\Psi = m_p/M = 0{,}4$

Relativní výška těžiště: X = h/L = 0,322

Dynamické zatížení zadní nápravy: $M_{pdyn} = \left[\Psi + (X \frac{a_{max}}{g})\right] M = 826{,}6$ kg

Maximální brzdná síla bez prokluzu kol: $F_m = M_{pdyn} \cdot \mu_s \cdot g$ = 6506,8 N

Maximální brzdný moment jednoho kola: $T = \frac{F_m \cdot r}{2}$ = 1115,7 Nm

Normálová síla působící na kotouč: $C_n = \frac{T}{r_e \cdot \mu_p \cdot n}$ = 6616,2 N

Efektivní rádius: $r_e = (r_o + r_i)/2$ = 124 mm

Brzdný tlak působící každou z destiček: $Pm = C_n/A$ = 1,327 MPa

Příloha 2 - Videoanalýza průběhu namáhání brzdového kotouče