



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MAGNETOREOLOGICKÝ TLUMIČ PRO FORMULI STUDENT

MAGNETORHEOLOGICAL DAMPER FOR FORMULA STUDENT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Václav Dlápal

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	Bc. Václav Dlápal
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc.
Akademický rok:	2018/19

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

Magnetoreologický tlumič pro formuli Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Magnetoreologický tlumič je naplněn magnetoreologickou kapalinou, což je směs železných mikročástic a oleje. Magnetické pole indukované cívkou změni výrazně tokové vlastnosti kapaliny (nárůst meze toku). Mimo magnetické pole má MR kapalina nízkou zdánlivou viskozitu, ale uvnitř magnetického pole se zdánlivá viskozita řadově zvýší. Tohoto jevu využívá magnetoreologický tlumič pro změnu tlumící síly. Oproti běžnému seřizovatelnému tlumiči tato změna může probíhat za jízdy a může být ovládána vhodným softwarem.

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je vyvinout adaptivní magnetoreologický tlumič pro obě nápravy formule Student s těmito parametry:

Maximální zdvih tlumiče: 50 mm

Maximální síla tlumiče: 1500 N

Maximální rychlost pístu: 0,3 m/s

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2. Chichester: John Wiley, 2007. ISBN 0-7680-00-0-5.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. Brno: František Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.

MCBEATH, Simon. Competition Car Data Logging. 2. Sparkford: Haynes, 2003. ISBN 1-85960-6-3-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem, výrobou a testováním funkčního vzorku magnetoreologického tlumiče pro vozidlo kategorie Formule Student. Cílem bylo navrhnout a otestovat tlumič s obdobnými tlumicími vlastnostmi, jako má konvenční tlumič na zvoleném vozidle.

Návrhové tlumicí charakteristiky tlumiče byly stanoveny pomocí čtvrtinového modelu vozidla a vyhodnoceny srovnáním dosažených minimální přítláčny sil pneumatiky. Porovnávány byly charakteristiky konvenčního a navrhovaného tlumiče. Dále je uvedena pevnostní kontrola navržených dílů, hydraulická a statická magnetická analýza. V práci je také popsána výroba specifického dílu magnetoreologického tlumiče – pístu. Vyrobený funkční vzorek byl otestován a naměřené tlumicí charakteristiky byly podrobně analyzovány.

KLÍČOVÁ SLOVA

Tlumič, Tlumení, Magnetoreologismus, MR, Formule Student, Adaptivní tlumič, Chytrý materiál, Čtvrtinový model automobilu.

ABSTRACT

The master thesis deals with design, manufacturing and testing of a prototype magnetorheological damper developed for Formula Student vehicle. The aim was to design and test the damper with similar damping properties to the vehicle as a conventional damper has.

Target force-velocity curves were set using quarter car model and evaluated comparing minimal contact force of a tyre for conventional and newly developed damper characteristics. Structural analysis of designed parts, hydraulic and static magnetic analysis were performed. Manufacturing of a specific part magnetorheological damper part was described – piston. Manufactured prototype damper characteristics were evaluated.

KEYWORDS

Damper, Shock absorber, Magnetorheology, MR, Formula SAE, Formula Student, Adaptive damper, Smart material, Quarter car model.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DLÁPAL, V. *Magnetoreologický tlumič pro Formuli student*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 93 s. Vedoucí diplomové práce Ivan Mazůrek.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 24. května 2019

.....

Bc. Václav Dlápál

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Kamilce za trpělivost, motivaci, úsměvy, praštnost, vlídná slova i antiprokrastinační sovu a jiné vylomeniny. To se týká nejen během psaní práce, ale především každodenního života.

Chtěl bych poděkovat také svojí rodině za neutuchající podporu, díky které mám možnost věnovat se tomu, co mě baví.

Dík patří také týmu TU Brno Racing za možnost být součástí tohoto úžasného projektu. Jsem vděčný za jejich materiální podporu, bez které by tato práce, jak ji nyní vidíme, vůbec nevznikla. Nemohu opomenout také prostor pro nejen odbornou debatu o nejen odborných tématech, kterého si velmi vážím.

Děkuji Ing. Petrovi Hejtmánkovi Ph.D. za vstřícnost, rady a možnost opakovaně testovat na přístroji MTS v laboratořích UADI.

Děkuji doc. Ing. Ivanu Mazůrkovi, CSc. za vedení práce a jeho týmu za podporu při výrobě tlumiče. Zejména bych chtěl poděkovat Ing. Michalu Kubíkovi Ph.D. za ochotu a pomoc jak při návrhu tlumiče, tak při výrobě a testování.

OBSAH

Úvod	10
1 Formule Student	11
1.1 Pravidla FS	11
1.1.1 Pravidla pro konstrukci podvozkové skupiny	11
1.2 Průběh soutěže	11
1.2.1 Statické disciplíny	11
1.2.2 Dynamické disciplíny	12
1.3 Tým TU Brno Racing	13
1.3.1 Vozidlo Dragon 7	14
2 Vozidlové tlumiče	15
2.1 Princip funkce	15
2.1.1 Typy tlumení	15
2.1.2 Tlumicí charakteristiky	16
2.2 Konstrukce tlumiče	17
2.2.1 Jednoplášťový vozidlový tlumič	19
2.2.2 Dvouplášťový tlumič	22
2.3 Magnetoreologický tlumič	22
2.3.1 Magnetoreologismus	23
2.3.2 Konstrukce MR tlumiče	23
2.4 Řízené vozidlové tlumiče	25
2.4.1 Řízené vozidlové tlumiče v motorsportu	26
3 Simulace chování vozidla	28
3.1 Čtvrtinový model automobilu	28
3.2 Hodnocení simulovaných kinematických veličin	29
4 Stanovení cílů práce	30
5 Návrh tlumiče	31
5.1 Stanovení návrhové $F(v)$ charakteristiky	31
5.1.1 Vstupní parametry a okrajové podmínky	32
5.1.2 Buzení modelu	35
5.1.3 Vyhodnocení simulace	36
5.2 Konstrukční návrh tlumiče	41
5.2.1 Stanovení statického tlaku stlačeného plynu a množství MR kapaliny	42
5.2.2 Tělo tlumiče	43
5.2.3 Pístnice	45
5.2.4 Horní uložení tlumiče	48

5.2.5	Konstrukční uzel těsnění a vedení pístonice.....	52
5.2.6	Konstrukční uzel pístu tlumiče.....	53
5.2.7	Plovoucí píst.....	56
5.2.8	Spodní uložení tlumiče.....	56
5.3	Elektromagnetický a hydraulický návrh tlumiče.....	60
5.3.1	Hydraulický návrh.....	60
5.3.2	Magnetický návrh.....	63
6	Výroba a ověření funkčního vzorku.....	68
6.1	Výroba pístu tlumiče.....	68
6.1.1	Navíjení cívky na jádro pístu a kompletace s pístoníci.....	68
6.1.2	Výroba formy a zalití cívky.....	69
6.1.3	Měření magnetických vlastností pístu.....	70
6.2	Složení tlumiče a ověření funkčnosti.....	72
6.2.1	Složení tlumiče.....	72
6.2.2	Měření tlumicí charakteristiky.....	73
6.2.3	Obtokové kanály.....	73
6.3	Ideový návrh řízení tlumiče.....	76
	Diskuse.....	79
	Závěr.....	84
	Použité informační zdroje.....	86
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	89
	Seznam příloh.....	93

ÚVOD

Tlumič pérování automobilu je nepostradatelná součást každého vozidla. Jeho úlohou je tlumení kmitavého pohybu zpravidla odpružených, ale také neodpružených hmot vozu, vyvolaného nerovnostmi vozovky nebo jízdními manévry. Spolu s dalšími prvky podvozku zajišťuje vhodnou kombinaci komfortu posádky a jízdní stability automobilu.

V této práci bude popsán návrh tlumiče pro konkrétní aplikaci – vozidlo pro soutěž Formule Student. Zvláštností tohoto navrhovaného komponentu je využití magnetoreologismu pro možnost nastavení tlumicí charakteristiky během jízdy vozidla. Je zjevné, že tato technologie s sebou nese jak benefity, tak nevýhody. Tyto budou rozebrány dále v textu.

Motivací pro vznik této práce je, mimo osobní motivaci, možnost využít pokročilých poznatků pracovní skupiny vedoucího práce a aplikovat je pro specifickou aplikaci na vozidle Formule Student. Cílem práce je zkonstruovat magnetoreologický tlumič určený pro vozidlo Dragon 7.

1 FORMULE STUDENT

Formule Student (anglicky Formula Student) je mezinárodní soutěž studentů převážně technických univerzit. Soutěž vznikla v USA v roce 1981, tehdy jako Formula SAE. V současné době je rozšíření této soutěže celosvětové. Každoročně se účastní alespoň jednoho závodu kolem 600 univerzitních týmů. Mezi nejznámější patří závody na britském okruhu Silverstone, německém Hockenheimringu nebo v americkém Michiganu. Oficiálním jazykem soutěže je angličtina. [1]

Cílem pro každý tým je v rámci jedné sezony navrhnout, sestavit a pokud možno otestovat prototyp malého otevřeného závodního vozidla formulového typu. Vozidlo se může účastnit závodů pouze v jedné soutěžní sezoně. Každou následující sezonu musí vzniknout vozidlo nové. Informace o průběhu soutěží v této kapitole byly čerpány ze zdroje [2] pro závody řídicí se pravidly organizace SAE a ze zdroje [3] pro závody řídicí se pravidly organizace Formula Student Germany, což je většina závodů konaných na evropském kontinentu.

1.1 PRAVIDLA FS

Jelikož je Formula Student především vzdělávací projekt, je zde snaha bránit účastníkům co nejméně v jejich kreativitě při návrhu vozu a řešení technických problémů. Pravidla soutěže jsou tedy striktní hlavně v otázce bezpečnosti vozu pro okolí a ochrany jezdce.

Celosvětově se týmy řídí jednotnými předpisy vydávanými ve dvouletém cyklu americkou automobilovou organizací SAE. Díky tomu se mohou na závodech potkávat týmy ze všech kontinentů a porovnávat svou výkonnost. Organizátoři nejvýznamnějšího závodu v Evropě německého Formula Student Germany navíc v sezoně 2016/2017 přišli s vlastními předpisy, které nahrazují celosvětová pravidla Formula SAE. Tento dokument upřesňuje, prohlubuje, nebo zcela mění některé části americké obdoby a snaží se o jasnější formulace. Všichni účastníci závodu FSG jsou povinni se tímto dokumentem řídit. K tzv. německým pravidlům se navíc připojila velká část oficiálních závodů pořádaných na území Evropy. Ve většině regulací se tato pravidla vzájemně nevyklučují a za cenu drobných ústupků lze postavit vozidlo splňující oba předpisy. Možnost účastnit se závodů po celém Světě tedy pro týmy není tímto omezena.

1.1.1 PRAVIDLA PRO KONSTRUKCI PODVOZKOVÉ SKUPINY

Pravidla týkající se podvozku vozidla stanovují minimální vertikální chod kola na 25 mm (25,4 mm podle FSAE) jak ve stlačení, tak i vyvěšení kola. Celkový minimální chod je tedy 50 mm (50,8 mm). Dále je v „německých pravidlech“ stanovena minimální světlá výška 30 mm, která je měřena s řídicím uvnitř vozu. Pro brněnský tým TU Brno Racing jsou stěžejní pravidla německá (hodnoty uvedené před závorkou), jelikož zatím působí pouze na území evropského kontinentu.

1.2 PRŮBĚH SOUTĚŽE

Soutěž je rozdělena na statické a dynamické disciplíny. Každá z disciplín je bodově ohodnocena částí z celkových 1000 bodů. Získaný počet bodů pro každý tým v dané disciplíně je dán dílčí výkonností v porovnání s vítězem. Výpočtový vztah pro dopočítání konkrétního bodového zisku je uveden v pravidlech soutěže.

1.2.1 STATICKÉ DISCIPLÍNY

Za statické jsou označovány prezentační disciplíny týmů. Ty jsou celkem tři – „engineering design presentation“, „cost and manufacturing“ a „business plan presentation“. Bodování statických disciplín je uvedeno v Tab. 1.

V „engineering design presentation“ (prezentace inženýrských řešení) porotci posuzují úroveň technických řešení na vozidle a znalosti samotných členů týmu, kteří tato řešení obhajují. Tato disciplína je velice prestižní, jelikož v řadách hodnotitelů jsou zpravidla odborníci z automobilového průmyslu s mnohaletou praxí.

Úkolem týmů v „cost and manufacturing“ (nákladová a výrobní studie) je zpracovat a obhájit hypotetickou výrobu vozidla při počtu tisíc kusů. Každý díl ve vypracovaném dokumentu se musí shodovat se skutečným dílem umístěným na přítomném vozidle a jeho navrhovaný výrobní postup musí být uvěřitelný. Dále je hodnoceno porozumění týmu oblasti sériové výroby a výrobních technologií.

Třetí statickou disciplínou je „business plan presentation“ (prezentace byznys plánu). V této prezentaci porotci vystupují jako fiktivní investoři a úkolem týmu je tyto investory přesvědčit k investici svým propracovaným a životaschopným plánem na podnikání v oblasti výroby navržených vozidel.

Tab. 1 Bodování statických disciplín [3]

Design presentation	150 b.
Cost report	100 b.
Business presentation	75 b.
Celkem	325 b.

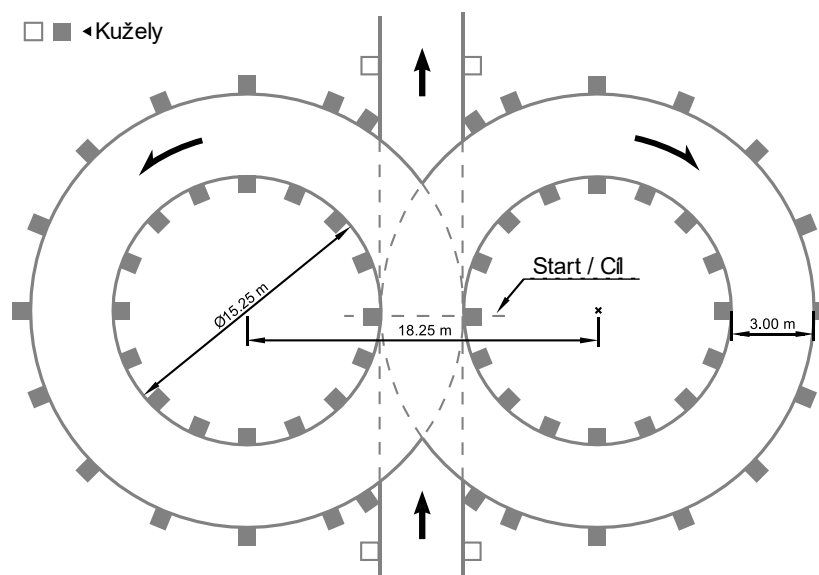
1.2.2 DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY

Jak již název této skupiny disciplín napovídá, jedná se o disciplíny, při kterých je vozidlo v pohybu. K umožnění startu v těchto disciplínách je zapotřebí úspěšně projít technickou přejímkou, při které je kontrolováno, zda vozidlo vyhovuje pravidlům.

Dynamických disciplín je celkem pět – „acceleration“ (akcelerace), „skid pad“ (kruhový test), „autocross“ (závodní kolo s pevným startem), „endurance“ (vytrvalost) a „efficiency“ (účinnost). S výjimkou disciplíny „efficiency“ je rozhodujícím parametrem pro udělování bodů naměřený čas. Mimo posledních dvou zmíněných jsou k dispozici vždy čtyři pokusy (dva pokusy pro dva různé řidiče), z nichž se počítá nejlepší dosažený výsledek.

Disciplína „acceleration“ prověřuje akcelerační vlastnosti vozidla. Jedná se o rovnou trať o délce 75 m s pevným startem.

Disciplína „skid pad“ je kruhovým testem prověřujícím podvozek vozidla. Na trati tvaru podobnému osmičce (viz Obr. 1) vozidlo projede dvakrát pravotočivý kruh a následně dvakrát levotočivý kruh. Výsledným časem je aritmetický průměr druhých průjezdů jednotlivých kruhů.



Obr. 1 Trať disciplíny skid pad [3]

„Autocross“ je jedno měřené kolo s pevným startem na technické trati podobné „endurance“, které se jede následující den. Slouží zároveň jako kvalifikace pro tento závod.

„Endurance“ (vytrvalost) je nejdůležitější disciplínou s největším možným dosaženým počtem bodů. Jedná se o přibližně 22 km dlouhý závod, kdy v polovině probíhá výměna jezdců. Součástí tohoto závodu je také samostatně vyhodnocované množství spotřebovaného paliva (disciplína „efficiency“).

Tab. 2 Bodové hodnocení dynamických disciplín [3]

Acceleration	75 b.
Skid pad	75 b.
Autocross	100 b.
Endurance	325 b.
Efficiency	100 b.
Celkem	675 b.

1.3 TÝM TU BRNO RACING

TU Brno Racing je tým působící na Vysokém učení technickém v Brně, který se účastní seriálu Formula Student. Jeho počátky sahají do sezony 2010/11 v níž vznikl první závodní vůz – Dragon 1. Tím byla zahájena série každoroční stavby inovovaných vozidel, která trvá dodnes. V sezoně 2018/19 vzniká již devátý vůz s tradičním označením Dragon 9. [4]

Výkonnost vozidla se každoročně zvyšuje, což bylo nejvíce patrné v sezoně 2016/17 díky vozidlu Dragon 7. S tímto vozem bylo dosaženo prvního vítězství českého týmu v

oficiálně bodovaném závodě FS. Jednalo se o závod FS Czech Republic v Mostě se silnou mezinárodní konkurencí. Také ostatní výsledky byly výborné, což vedlo k umístění na 8. místě oficiálního žebříčku hodnocení Formula Student v dané sezoně v kategorii vozidel se spalovacím motorem. [5]

V nastalém trendu pokračoval tým také v následující sezoně, mimo jiné také obhajobou vítězství na závodě v Mostě ve své kategorii. V současné době (květen 2019) se nachází brněnský tým v první dvacítce světového žebříčku vozidel se spalovacím motorem. [5]



Obr. 2 Dragon 7 na závodě FSG [4]

1.3.1 VOZIDLO DRAGON 7

Toto vozidlo bylo v mnoha ohledech pro tým TU Brno Racing revolučním. Mimo jiné bylo poprvé využito monokoku z uhlíkového kompozitu v přední části vozidla nebo ramen zavěšení s využitím kompozitních trubek s vlepenými konci z hliníkové slitiny. Výkon vozu je 62 kW při 9900 ot·min⁻¹. Hmotnost vozu je 184 kg bez řidiče.

2 VOZIDLOVÉ TLUMIČE

Vozidlový tlumič má dvě hlavní úlohy – zajistit přiměřený jízdní komfort posádky a minimalizovat odchylku zatížení pod koly vozidla, čímž je možné maximalizovat přenos sil mezi pneumatikou a vozovkou. Jelikož navrhovaný tlumič je pro závodní aplikaci, těžiště zájmu bude soustředěno především na druhý zmíněný bod – maximalizaci sil přenášených pneumatikou. Ačkoliv v minulosti byly značně rozšířeny tzv. třecí tlumiče, v současné době jsou v motorových vozidlech v převážné míře používány tlumiče kapalinové. Dále se proto budeme zabývat pouze tímto typem [6]. Pokud nebude uvedeno jinak, informace uvedené v této kapitole pramení z informačního zdroje [7].

2.1 PRINCIP FUNKCE

Funkce vozidlového tlumiče spočívá v maření energie, jež je předávána vozidlové pružině při jízdě po vozovce, která není dokonale hladká, případně energie akumulované pružinami při pohybech karoserie v průběhu jízdních manévřů. Toto maření lze popsat jako tlumicí sílu, která má vždy směr proti pohybu tlumiče a působí po dráze zdvihu tlumiče. Kinetická energie je měněna na energii tepelnou a odchází ze soustavy pryč.

2.1.1 TYPY TLUMENÍ

Maření energie může být způsobeno různými fyzikálními mechanismy. Jako první příklad je uvedeno tzv. Coulombovské tření. Tento typ tlumení vykazuje zvýšenou hodnotu odporové síly, jestliže je tlumič v klidu. Po překonání statické třecí síly tato hodnota poklesne a je dále konstantní, nezávisle na rychlosti pohybu třecích dvojic. Tento mechanismus vystihuje známá rovnice (1):

$$F_t = F_N \cdot \mu, \quad (1)$$

kde

F_t ... třecí síla [N]
 F_N ... normálová síla [N]
 μ ... koeficient tření [-]

Tento režim tlumení je v tlumicích jednotkách vždy přítomen a není jej možné eliminovat. Tento mechanismus je nežádoucí, jelikož při působení menších sil, než je statické tření, je tlumič vyřazen z funkce. Je tedy vhodné jej omezit vhodnou volbou těsnicích prvků a stykových dvojic.

Jako další mechanismus je uvedeno tzv. viskózní (lineární) tlumení. Pohybová energie je v tomto případě mařena hydraulickým škrcením při přepouštění hydraulického oleje šterbinou v pístu a patním ventilem tlumiče. Toto tlumení je závislé na rychlosti, čehož je s oblibou využíváno v automobilových, ale i jiných tlumicích. Nevýhodou je poměrně výrazná závislost tlumicí síly na teplotě, kvůli proměnlivé viskozitě proudícího oleje. Popsané tlumení (v lineární podobě) lze zapsat vztahem (2):

$$F_{Tin} = c_{tin} \cdot v, \quad (2)$$

kde

F_{Tlin} ... lineární tlumicí síla [N]

c_{lin} ... koeficient lineárního tlumení [$N \cdot m^{-1} \cdot s$]

v ... rychlost pohybu tlumiče [$m \cdot s^{-1}$]

Kvadratické tlumení je nejhůře představitelné. Velikost kvadratické tlumicí síly je úměrná druhé mocnině rychlosti pohybu pístu. Při velkých rychlostech je tedy vliv tohoto tlumení poměrně velký, při malých rychlostech kmitavého pohybu naopak poměrně malý. Podstatu zjednodušeně popisuje rovnice (3)[7]. Znaménko minus vyjadřuje směr tlumicí síly proti pohybu tlumiče. Koeficient kvadratického tlumení představuje míru vlivu tohoto mechanismu na tlumicí sílu. Kvadraticnost tlumicí síly vzniká v důsledku turbulentního proudění ve ventilech při vyšších rychlostech průtoku. To je však často nežádoucí. Omezit tyto vlivy lze pomocí pružných planžet, jejich počtem, pořadím a tuhostí.

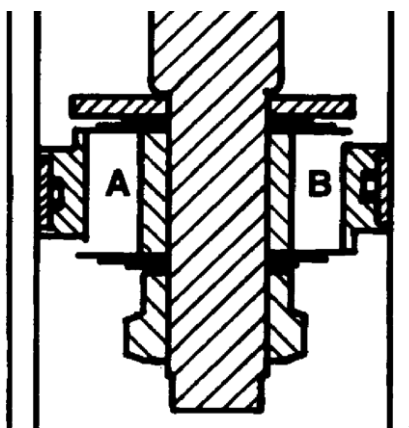
$$F_{Tk} = -C_Q \cdot v^2, \quad (3)$$

kde

F_{Tk} ... kvadratická síla [N]

C_Q ... koeficient kvadratického tlumení [$N \cdot m^{-2} \cdot s^2$]

Princip funkce pružných manžet je uveden na Obr. 3. Otvor A je funkční při stlačování tlumiče, otvor B při roztahování. Pružné planžety se na základě rozdílu tlaků před a za pístem ohýbají a mění tak průtočný průřez otvorů. Tím je docíleno změny tvaru tlumicí charakteristiky.



Obr. 3 Ventily s pružnými planžetami [7]

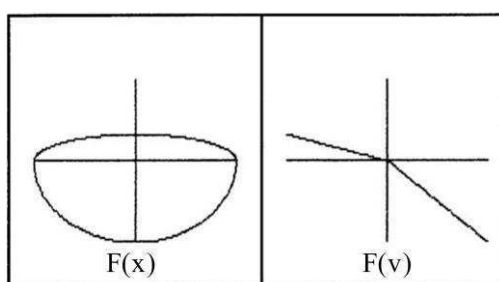
2.1.2 TLUMICÍ CHARAKTERISTIKY

Pro popis vlastností tlumiče lze použít různá kritéria. Poměrně názorným a vypovídajícím ukazatelem je závislost tlumicí síly na rychlosti tlumiče – $F(v)$ charakteristika. Dalším vhodným ukazatelem je tzv. $F(x)$ charakteristika vyjadřující závislost tlumicí síly na stlačení tlumiče, při konstantní úhlové rychlosti testeru. Rychlost stlačování tlumiče má tedy průběh o tvaru funkce cosinus, díky čemuž má charakteristika svůj typický tvar viz Obr. 4.

$F(v)$ charakteristika je nejvýznamnější a v praxi velmi dobře použitelná charakteristika tlumiče. Křivka přiřazuje pro každou rychlost pohybu tlumiče exaktní tlumicí sílu. Výsledný

tvár křivky si lze představit jako součet vlivů jednotlivých tlumicích mechanismů pro každou rychlost pohybu tlumiče. Charakteristika může sloužit jak při návrhu, kdy je možné navrhovaný tvar aplikovat v pokročilých simulačních modelech vyvíjeného vozidla, tak při ověření vlastností fyzicky vyrobeného kusu na zkušebním stavu. Dále je možné opětovným měřením sledovat stav dílů a porovnávat návrhovou charakteristiku, charakteristiku nového tlumiče a charakteristiku používaného tlumiče. Dle znaménkové konvence působí kladná tlumicí síla při roztažení tlumiče a záporná při stlačování. Při reálném nasazení tlumiče je skutečná tlumicí síla mírně odlišná, jelikož se projevuje také vliv pružnosti systému – hystereze.

$F(x)$ charakteristika je používána spíše jako doplňková. Vhodné je dosáhnout co možná nejméně hladké křivky. Pokud lze pozorovat nerovnoměrnost síly při pohybu tlumiče, svědčí to o špatné funkčnosti tlumiče jako je např. opotřebení kluzné dvojice povrchů. Ve vyšších zkušebních rychlostech a nevhodném návrhu tlumiče nebo úniku stlačeného plynu lze často diagnostikovat kavitaci¹.

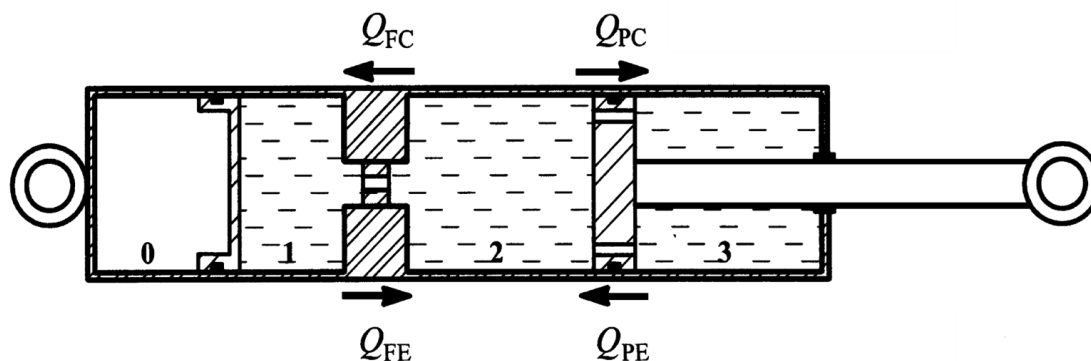


Obr. 4 Ukázka tlumicích charakteristik pro bilineární tlumič [7]

2.2 KONSTRUKCE TLUMIČE

Typické schéma tlumiče ukazuje Obr. 5. Prostor 0 označíme jako komoru se stlačeným plynem. Tato komora je oddělena pomocí plovoucího pístu od přepouštěcí komory s označením 1. Stlačený plyn má funkci kompenzace objemu pístnice, která se při pohybu pístu vynořuje a zanořuje do tlumiče. S rostoucím statickým tlakem v komoře klesá náchylnost tlumiče ke kavitaci. Negativním efektem zvýšení statického tlaku je nárůst třecích sil v tlumiči.

¹ Kavítace – jev, při kterém v důsledku poklesu tlaku v kapalině vznikají bublinky plynného skupenství látky. Jelikož ideální kapalina je nestlačitelná a ideální plyn naopak dokonale stlačitelný, dochází ke zhoršení funkce tlumiče. Náchylnost ke kavitaci značně ovlivňuje také provozní teplota (čím vyšší teplota, tím je náchylnost větší). Kavítace se může vyskytovat při řešení jakéhokoliv problému spojeného s prouděním tekutin. Je nutné být si tohoto jevu vědom při návrhu a pokud možno se mu vyvarovat. Jako další typický příklad lze uvést kavítaci na hraně lopatek vodních turbín, kde mohou způsobit poškození rotoru. [8]



Obr. 5 Schéma tlumiče [7]

Prostor 1 označíme jako přepouštěcí komoru. Tato komora má variabilní objem hydraulického oleje v závislosti na poloze pístu tlumiče, a tedy také plovoucího pístu. Olej je při pohybu pístu přepouštěn pomocí patního ventilu, při čemž vzniká tlumení (tlaková ztráta škrcením). Volbou parametrů jednotlivých ventilů je značně ovlivňován tvar $F(v)$ charakteristiky tlumiče.

Prostory 2 respektive 3 slouží k přepouštění oleje z jednoho do druhého přes ventily umístěné v pístu. Dále jsou na obrázku naznačeny směry proudění. Při roztahování pístu protéká patním ventilem objemový tok Q_{FE} a pístem objemový tok Q_{PE} . Naopak při stlačování pístu protéká patním ventilem objemový tok Q_{FC} a pístem objemový tok Q_{PC} . Průtok pístním a patním ventilem mají vždy opačný směr, jelikož při roztahování pístu je potřeba „doplňovat“ olej z přepouštěcí komory do komory 2 a obráceně.

Stanovení průtoků Q_{FC} (Q_{FE}) a Q_{PC} (Q_{PE}) je možné na základě vztahů (4) a (5)[7]. Obdobné vztahy platí také pro Q_{FE} a Q_{PE} . Místo rychlosti stlačení tlumiče v_{DC} může pochopitelně figurvat pro případ roztahování tlumiče také rychlost roztahování tlumiče v_{DE} .

$$Q_{FC} = A_R \cdot v_{DC} , \quad (4)$$

$$Q_{PC} = A_{PA} \cdot v_{DC} , \quad (5)$$

kde

Q_{FC} ... objemový průtok patním ventilem [$m^3 \cdot s^{-1}$]

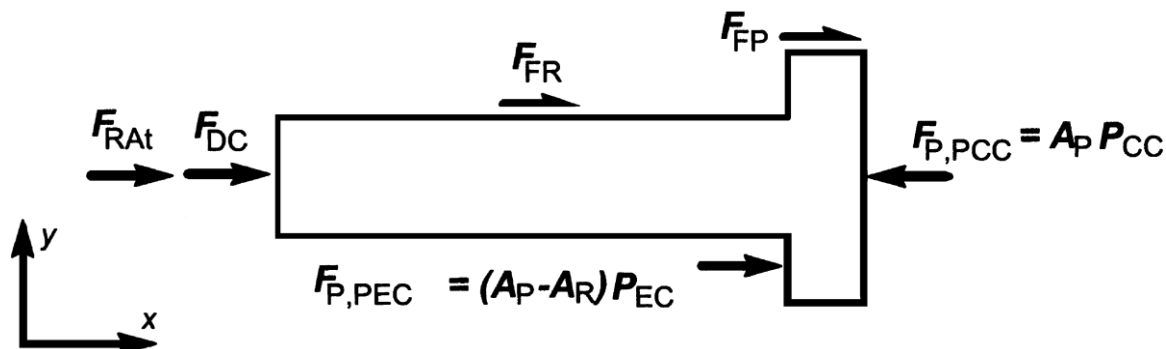
Q_{PC} ... objemový průtok ventily v pístu [$m^3 \cdot s^{-1}$]

A_R ... plošný průřez pístnice [m^2]

A_{PA} ... rozdíl plošného průřezu pístu a pístnice [m^2]

v_{DC} ... rychlost stlačení tlumiče [$m \cdot s^{-1}$]

Typický vozidlový tlumič je prvek, jež maří energii převážně pomocí škrcení kapaliny v úzké štěrbině. Tato energie je disipována ve formě tepla. Tlumicí síla vzniká tlakovou ztrátou při škrcení kapaliny. Síly působící v tlumiči při stlačení jsou znázorněny na Obr. 6. Na obrázku je znázorněno šest sil, jejichž součet udává tlumicí sílu pro daný okamžik.



Obr. 6 Znázornění sil působících na pístnici s pístem při stlačování tlumiče [7]

F_{DC} je síla působící na pístnici tlumiče z uchycení na vozidle, $F_{P,PCC}$ síla vyvolaná tlakem oleje v kompresní přepouštěcí komoře (komora číslo 2 na Obr. 5) na spodní stranu pístu. $F_{P,PEC}$ je síla na horní plochu pístu A_P tlakem oleje v expanzní přepouštěcí komoře (komora 3 na Obr. 5). Síla F_{FP} je třecí síla způsobená kontaktem mezi pístem a stěnou válce (tělem tlumiče) a F_{FR} třecí síla způsobená kontaktem mezi pístnicí a jejím těsněním, ale také vedením. Poslední znázorněnou silou je F_{RA_t} , jež je způsobena atmosferickým tlakem působícím na plošný průřez pístnice. Hodnoty F_{RA_t} nabývají ve srovnání s ostatními zmíněnými silami řádově nižších hodnot. Pokud budeme tlaky působící v jednotlivých komorách uvádět jako relativní tlaky vůči tlaku atmosférickému, tento člen bude roven nule.

2.2.1 JEDNOPLÁŠŤOVÝ VOZIDLOVÝ TLUMIČ

Konstrukce jednoplášťového tlumiče je schematicky naznačena již na Obr. 5. Ukázka konkrétního provedení je vyobrazena na Obr. 7. Při porovnání jednoplášťového a dvouplášťového tlumiče lze vyzorovat několik poznatků. Celková délka zástavby jednoplášťového tlumiče je, pokud není použita externí komora se stlačeným plynem, větší než v případě dvouplášťové varianty. Z jeho konstrukce také vyplývá, že je nutné použít vyššího statického tlaku stlačeného



Obr. 7 Řez jednoplášťovým tlumičem s patním ventilem [9]

plynu [6]. V kapitole 2.2.2 je rozebráno, že dvouplášťový tlumič stlačený plyn obecně nevyžaduje. Tento fakt způsobuje obecně větší třecí síly u jednoplášťového uspořádání. Dalším aspektem použití vyššího tlaku jsou větší nároky na těsnost celého systému.

Základními částmi jednoplášťového tlumiče jsou pístnice, píst, tělo tlumiče, plovoucí píst a těsnicí skupina tlumiče. Běžně je také přítomen patní ventil. Doplňkovými částmi tlumiče mohou být stavicí prvky.

Pístnice přenáší veškeré síly působící na tlumič. Z tohoto důvodu musí být vhodně dimenzována. Je možné se setkat jak s provedením tzv. plné pístnice, tak pístnice duté. Duté pístnice je vhodné používat v aplikacích, kde je důležitá hmotnostní úspora, např. v motorsportu. Kromě snížení hmotnosti lze dutinou také vést např. jehlový obtokový ventil, s jehož pomocí je možné upravovat tlumicí charakteristiku tlumiče bez nutnosti jeho demontáže. Využití tohoto ventilu je časté opět v motorsportu. V případě osazení tlumiče elektronikou např. pro řízení některého z jeho prvků, mohou být vodiče elektroniky taktéž vedeny dutou pístnicí. V dnešní době, kdy roste obliba říditelných tlumičů, jako jsou CDC nebo MR tlumiče, se lze s takovým řešením setkat také v běžných osobních vozech. Nevýhodou duté pístnice je především výrobní náročnost. Je zapotřebí vrtat dlouho díru, což vyžaduje speciální nástroje i výrobní postupy. Výrobní náklady jsou tedy vyšší. Materiál, ze kterého je pístnice zhotovena je většinou vysokopevnostní ocel. Za účelem dosažení nízkého tření, dobré těsnosti a vysoké únavové životnosti je žádoucí dosáhnout nízké hodnoty drsnosti povrchu například broušením. Spolu s broušením může být povrch také kalen případně opatřen tvrdým povlakem (např. chromován).

Píst je důležitou součástí z hlediska tvaru $F(v)$ charakteristiky tlumiče. Ventily pístu jsou odděleny pro stlačování a roztahování tlumiče, čímž je docíleno asymetrie charakteristiky. Žádané progresivní, degresivní, nebo lineární charakteristiky tlumiče lze v konvenčním tlumiči dosáhnout vhodnou kombinací pružných planžet. Píst s pružnými planžetami je zobrazen na Obr. 8. Spojení pístu s pístnicí je provedeno zpravidla rozebíratelným spojením. Běžně je použito šroubového spoje, výjimkou ovšem není ani spojení nalisováním.



Obr. 8 Píst s pružnými planžetami [10]

Plovoucí píst, případně jiné konstrukční řešení umožňující oddělení plynného a kapalného média, je nutnou součástí jednoplášťového tlumiče. Jeho hlavní funkcí je, jak již bylo naznačeno, oddělit plynné médium (stlačený plyn) od kapalného (hydraulický olej). V jednoplášťovém tlumiči je vždy přítomen stlačený plyn, jelikož je vyžadována kompenzace zanořování a vynořování pístnice. Plovoucí píst musí být schopen pohybu. Kromě těsnění je tedy vybaven také vodičími prvky.

Patní ventil je výhodné využít jako dominantní prvek vyvozující tlumicí sílu při stlačování tlumiče. Díky menší průtočné rychlosti tímto prvkem je možné využitím patního ventilu předejít náchylnosti ke kavitaci, zejména při vysokých rychlostech tlumiče. Jelikož je tento prvek statický (při pohybu pístu se patní ventil nepohybuje), lze ventil pomocí vhodného ovládacího mechanismu navrhnout také jako nastavitelný např. pomocí seřizovacího otočného prvku umístěného vně tlumiče.

SACHS FS02

Typickým zástupcem jednovláškového tlumiče je v soutěži Formule Student tlumič Sachs FS02 (případně upravená verze FS03). Bližší parametry jsou uvedeny v Tab. 3. Tento tlumič (viz Obr. 9) byl navržen firmou ZF Sachs speciálně pro účely závodů kategorie Formule Student.

Tab. 3 Parametry tlumiče Sachs FS 02 [11]

Délka při plném roztažení	250 mm
Zdvih tlumiče	50 mm
Průměr pístu	30 mm
Průměr pístnice	11 mm
Hmotnost	420 g
Možnost nastavení	ano
Počet nastavení roztažení	32
Počet nastavení stlačení	10



Obr. 9 Tlumič ZF Sachs FS02 [11]

Tlumicí charakteristiky tohoto tlumiče jsou znázorněny na Obr. 19 v kapitole 5.1.1. Tyto charakteristiky jsou charakteristikami dodávanými v technické specifikaci od výrobce. Je však na místě dodat, že charakteristiky se od skutečně naměřených dat většinou liší. Lze dokonce pozorovat odchylky mezi různými kusy stejného typu tlumiče.

2.2.2 DVOUPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ

Tělo dvouplášťového tlumiče obsahuje dva soustředné válce. Vnitřní válec je pracovním válcem. Mezikruží válců je z části zaplněno hydraulickým olejem a z části plynem. Plyn dosahuje pouze mírného přetlaku (případně je možné použít i tlak atmosferický a plynné médium vzduch [6]). Výška hladiny oleje je proměnlivá a kompenzuje zanoření pístnice. Tím je nahrazen plovoucí píst a nádoba se stlačeným plynem u jednoplášťového tlumiče. Přířímým důsledkem takového řešení je nutnost zachovat vertikální polohu montáže a nemožnost instalovat tlumič spodní stranou vzhůru. Ostatní části jsou konstrukčně obdobné jako v případě jednoplášťového tlumiče. Princip funkce dvouplášťového tlumiče je naznačen v Obr. 10.

Vzhledem k zásadně nižšímu statickému tlaku náplně jsou výhody a nevýhody takového uspořádání zjevné. Mezi výhody lze zařadit nižší nároky na těsnost systému a nižší pevnostní nároky na součásti. V důsledku toho lze dvouplášťovým tlumičům v jednoduchém uspořádání přisoudit nižší výrobní náklady. Dále díky absenci prostoru se stlačeným vzduchem a plovoucího pístu vyniká tato konstrukční varianta menší stavební délkou. Je navíc možné pozorovat nižší tření vzhledem k nízkému tlaku plynné náplně. Mezi nevýhody, kromě již naznačených, lze uvést vyšší náchylnost ke kavitaci, opět jako přířímý důsledek použitého tlaku plynného média. Dále se tento typ tlumiče vyznačuje horším přestupem tepla do okolí než v případě jednoplášťového řešení. Toto je způsobeno překážkou mezi okolním vzduchem a pracovním prostorem v podobě hydraulického oleje mezi plášti.



Obr. 10 Schéma proudění oleje v dvouplášťovém tlumiči při stlačování [12]

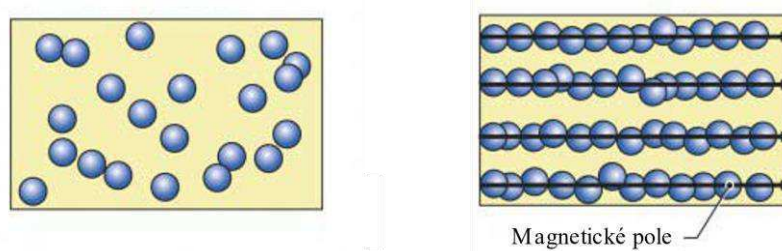
2.3 MAGNETOREOLOGICKÝ TLUMIČ

Hlavním zdrojem informací pro tuto podkapitolu je publikace [13]. Pokud tedy nebude uvedeno jinak, uváděné informace pramení z tohoto zdroje. Magnetoreologický (MR) tlumič je tlumič využívající magnetoreologického jevu. Magnetoreologické a elektoreologické vlastnosti látek byly objeveny již v roce 1948. Většího rozmachu však dosáhly až s rozvojem řídicí elektroniky

začátkem 90. let. Navzdory opačnému vývoji v počátcích této technologie je v současné době v automobilových tlumičích využíváno téměř výhradně magnetoreologismu. Mezi hlavní nevýhody elektromagnetismu totiž patří zvýšená citlivost na teplotu a potřeba vysokého elektrického napětí, což přináší úskalí vzhledem k palubní síti 12 V u běžných vozidel. První aplikací magnetoreologického tlumiče se stal v roce 2002 Cadillac Seville STS. V Evropě tato technologie vešla do povědomí v roce 2005 při představení druhé generace Audi TT. Od této doby našla své uplatnění ve velkém počtu vozidel, mimo jiné u Audi R8 nebo Ferrari 599GTB.

2.3.1 MAGNETOREOLOGISMUS

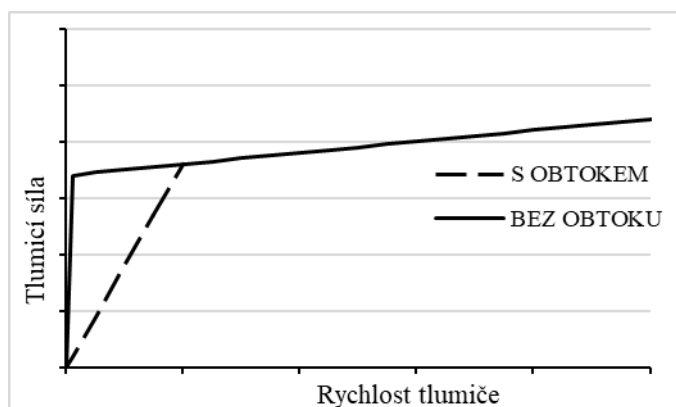
Magnetoreologický tlumič využívá jako pracovní látku magnetoreologickou kapalinou. Tato kapalina je suspenzí magneticky vodivých částic o velikosti jednotek až desítek μm . Další příměsí mohou být např. aditiva zabráňující usazování částic nebo jejich shlukování v nezmagnetizovaném stavu. Při působení magnetického pole jsou tyto částice zmagnetizovány a seskupují se do řetězců viz Obr. 11. Na základě intenzity magnetického pole proto dochází ke změně meze toku kapaliny². Vzhledem k faktu, že pomocí vnějších vlivů lze měnit vlastnosti látky se MR kapalina řadí mezi tzv. chytré materiály. Objemový podíl částic se běžně pohybuje mezi 10 – 30 %. Hustota MR kapalin je tedy obvykle v rozmezí 2000 – 4000 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$. [14]



Obr. 11 Magnetické částice v MR kapalině [15]

2.3.2 KONSTRUKCE MR TLUMIČE

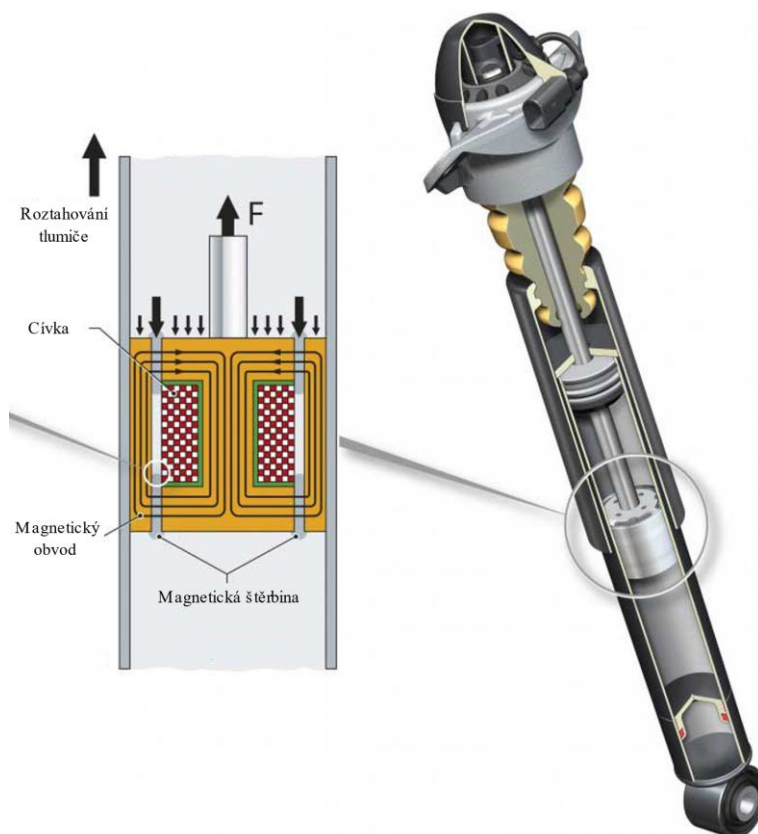
Přestože lze najít také aplikace s dvouplášťovou koncepcí, nejčastěji vychází magnetoreologický tlumič z jednoplášťového tlumiče. Velká část dílů může být dokonce totožná jako u klasického tlumiče. Specifickými prvky jsou díly pístové skupiny.



Obr. 12 Znárodnění vlivu obtokového kanálu na $F(v)$ charakteristiku

² Mez toku je fyzikální veličina [Pa] vyjadřující takové smykové napětí, při jehož dosažení kapalina začíná téct [13][14]

Pístová skupina MR tlumiče obsahuje oproti klasickému pístu cívku navinutou na jádře. Cívka je obklopena magnetickou štěrbinou. Magnetický obvod je uzavřen vnějším pláštěm z magneticky vodivého materiálu. Počet závitů cívky, tloušťka štěrbin a tvary jednotlivých dílů tvořících magnetický obvod přímo ovlivňují výslednou tlumicí charakteristiku tlumiče. Charakteristiku lze dále ovlivnit obtokovým kanálem, který odvádí část kapaliny mimo štěrbinu. Tím je ovlivněn sklon křivky před zlomem (pokles tlumicí síly v oblasti nízké rychlosti tlumiče) viz Obr. 12.



Obr. 13 Schéma pístu MR tlumiče [15]

Kvůli obtížné zástavbě konvenčního systému zpětných ventilů je tlumicí charakteristika pro roztahování a stlačování symetrická – specifikum MR tlumiče. Literatura [13] uvádí možnost asymetrické tlumicí charakteristiky při použití kuželového jádra cívky, čímž je docíleno nerovnoměrné šířky mag. štěrbin. Nevýhodou takového řešení je pokles celkové výkonnosti tlumiče. Komerční využití takového řešení v době psaní práce není známé.

Dalším zajímavým přístupem je zařazení permanentního magnetu do magnetického obvodu tlumiče. Ten má za cíl vyvolávat magnetické pole ve štěrbině tak, aby i v případě nulového el. proudu v cívce pole stále působilo. Výhodou takového řešení je jistá bezpečnost v případě selhání – tzv. „fail safe“ řešení. V případě poruchy, např. na ovládací elektronice, tak nemůže nastat stav, kdy by byl útlum pro provoz nedostatečný. Mag. obvod lze navrhovat tak, aby tlumicí síla byla maximální při nulovém proudu a s narůstajícím proudem v cívce mag. pole sláblo (opačná orientace mag. pole vyvolaného cívkou). Jinou možností je střední tlumicí síla tlumiče vyvolaná permanentními magnety (nulový proud v cívce při tomto stavu) a mag. pole od cívky s možností změny polarity, čímž je docíleno celého navrhovaného rozsahu tlumicích sil. Nevýhodou je ovšem vyšší hmotnost a obtížná možnost zástavby permanentních magnetů do rozměrově malých tlumičů.

2.4 ŘÍZENÉ VOZIDLOVÉ TLUMIČE

Řízený podvozkový systém je takový, který je schopen za jízdy samostatně regulovat některý z parametrů bez zásahu řidiče. V souvislosti s řízenými systémy nejčastěji hovoříme o řízených tlumičích. Systémy pracují s velkým množstvím snímačů (např. boční přetížení, otáčky jednotlivých kol nebo natočení volantu). Vzhledem k pokročilým asistenčním systémům dnešních vozidel není potřeba vůz z tohoto hlediska zásadně dovybavovat, jelikož tyto senzory již obsahuje. Data jsou následně sdílána s řídicí jednotkou tlumičů pomocí komunikační sítě CAN. Dodatečnými senzory jsou tak zpravidla pouze senzory zdvihů jednotlivých kol u adaptivních a semi-aktivních systémů. [16]

Je možné rozlišit několik základních typů řízení tlumičů z hlediska rychlosti jejich odezvy. Mezi tzv. pomalé systémy lze zařadit systémy schopné reagovat například na změnu zatížení náprav a tomu uzpůsobit svou charakteristiku. Tzv. adaptivní systémy (pomalé adaptivní systémy) jsou schopny rozpoznávat jednotlivé jízdní stavy. Jejich odezva však není dostatečně rychlá pro individuální pohyby kola např. při přejezdu jednotlivých nerovností. [13]

Tzv. semi-aktivní systémy jsou v současné době nejrozšířenějšími řízenými systémy vozidlových tlumičů. Systém je schopen rozlišovat a měnit tlumicí charakteristiku pro jednotlivé nerovnosti vozovky. Nejběžnějšími zástupci této kategorie jsou pokročilé MR tlumiče nebo komerčně hojně využívané CDC tlumiče. Reakční doba současných systémů však není dostatečně krátká pro využití algoritmů zlepšujících jízdní stabilitu. Tyto systémy tedy v komerčním užití využívají pouze algoritmů pro optimalizaci jízdního komfortu. [17]

Aktivním (plně aktivním) systémem rozumíme jak velmi rychlou změnu tlumicí síly, tak vyvolání síly opačné, než je proti pohybu tlumiče. Akčním členem takového tlumiče je např. lineární elektromotor. Tento systém má značně vyšší hmotnost než semi-aktivní, je energeticky náročný a má vysokou pořizovací cenu. Systém byl představen firmou Bose. V současné době tato technologie není hojně komerčně využívána. [6]

HYDRAULICKÉ TLUMIČE S ELEKTROMAGNETICKÝM VENTILEM

Tyto tlumiče jsou často označovány jako CDC (z anglického continuous damping control) – obchodní značka firmy ZF Sachs. CDC tlumič je zobrazen na Obr. 14. Tlumicí charakteristika tlumiče je měněna pomocí elektromagnetického ventilu, který na základě povelů z řídicí jednotky otevírá a uzavírá obtokové kanálky, čímž je ovlivňována tlumicí charakteristika. Pro řízení v semi-aktivním režimu je systém zpravidla vybaven dalšími senzory – akcelerometry pro jednotlivá kola (měření zrychlení neodpružených hmot) a akcelerometrem umístěným na



Obr. 14 CDC tlumič se vzduchovou pružinou [18]

karoserii vozu (měření zrychlení odpružených hmot). Reakční doba systému se pohybuje okolo 50 ms. Zde je značná nevýhoda oproti MR systémům popisovaným níže. Jako další nevýhody tohoto systému jsou uváděny zejména konstrukční složitost, drahé opravy a vysoké výrobní náklady. [16]

MR TLUMIČE

Magnetoreologické tlumiče se vyznačují poměrně jednoduchou konstrukcí, jak již bylo rozebráno v kapitole 2.3.2. Mechanismus změny tlumicí síly je navíc díky magnetoreologickým jevům velmi rychlý [13]. U běžných sériově vyráběných MR tlumičů je doba odezvy³ přibližně 20 ms. Pro experimentální a vývojové účely však již existují MR tlumiče s dobou odezvy 8 ms a kratší. Se zkracující se dobou odezvy roste frekvenční rozsah regulace (je možné častěji měnit nastavení tlumiče a tím se lépe přizpůsobovat aktuálním podmínkám). [17]

Bylo experimentálně ověřeno, že doba odezvy tlumiče má přímý vliv na míru zlepšení tlumení semi-aktivně řízeného tlumiče oproti pasivnímu nastavení stejného tlumiče. Pro algoritmus upřednostňující komfort byla časová odezva rovna komerčně dostupným tlumičům dostačující. Pro algoritmus upřednostňující jízdní stabilitu byl ovšem prokázán nezanedbatelný vliv doby odezvy tak, že 20 ms komerčně vyráběných tlumičů není dostačující a tlumení dosahuje mírně horší kvality než při pasivním nastavení. Pro dobu odezvy 8 ms již došlo ke zlepšení oproti pasivnímu nastavení. Takto rychlý tlumič však v dnešní době není komerčně dostupný a existuje pouze pro experimentální účely. Dle simulací je vhodné dosáhnout reakční doby až 1,5 ms krátké pro výrazné zlepšení tlumení. [17]

2.4.1 ŘÍZENÉ VOZIDLOVÉ TLUMIČE V MOTORSPORTU

Využití řízených vozidlových tlumičů je bezpochyby přínosné pro jakoukoliv disciplínu. Nicméně ve většině odvětví motoristického sportu je využití obdobné technologie zakázáno.

Příkladem z minulosti může být využití aktivních tlumičů ve Formuli 1 v letech 1991–1993. Jednalo se o hydraulické řešení s čerpadlem a počítačovým řízením. Cílem řízení bylo eliminovat změny jízdní výšky a díky tomu dosáhnout lepšího využití aerodynamických prvků vozidla. Obdobné systémy byly od roku 1994 zakázány. [19]

ŘÍZENÉ VOZIDLOVÉ TLUMIČE VE FORMULI STUDENT

Přestože řízené vozidlové tlumiče nejsou v soutěži FS běžné, přišlo s takovými řešeními již několik týmů.

Norský tým Revolve NTNU vyvinul v sezóně 2012/13 pro vůz označený KA Aquilo R adaptivní systém schopný za jízdy ovládat konvenční vozidlové tlumiče pomocí jejich stavěcích prvků. [20][21]

Švýcarský tým AMZ Racing Curych v sezóně 2013/14 poprvé využil pro svůj monopost s označením Grimsel tlumiče s MR kapalinou schopné pracovat v adaptivním režimu. Tento systém byl průběžně zdokonalován, a dokonce vybaven aktivními hydraulickými prvky v sezóně 2016/17 (toto vozidlo je zobrazeno na Obr. 15). [22]

Aktivní systém poprvé v sezóně 2013/14 využil také tým NMMU z města Port Elisabeth v Jihoafrické republice. Tento systém obsahoval konvenční tlumiče a pneumatické akční členy schopné ovlivňovat jízdní výšku. Ačkoliv se instalace pneumatického systému může zdát nelogická, opak je pravdou. Stlačený vzduch je totiž často ve Formuli Student využíván k ovládnutí

³ Doba odezvy je časový úsek od okamžiku změny ovládacího signálu, po skutečnou změnu tlumicí síly. [17]

řazení vozu. Některé komponenty tak mohou být s tímto systémem sdíleny. Nevýhodou je značný hmotnostní nárůst plynoucí z využití pneumatických aktuátorů (obzvláště při využití konvenčních průmyslových, jako v tomto případě). [23]



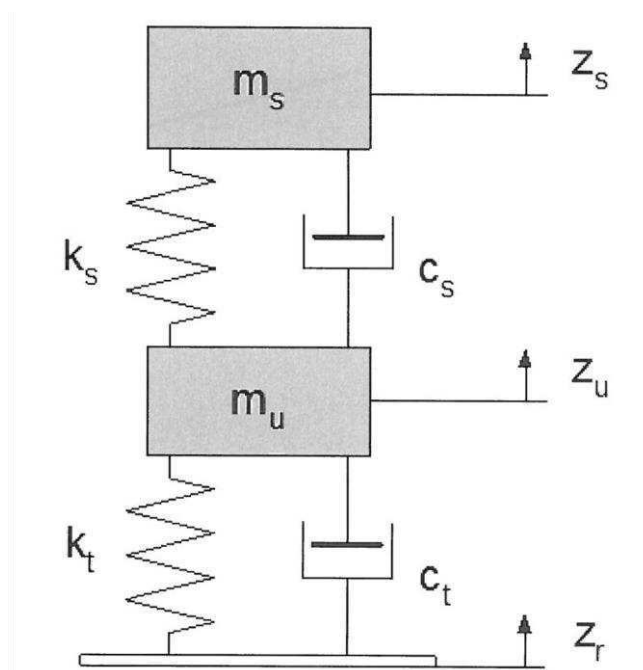
Obr. 15 Vůz Pilatus se systémem aktivního řízení podvozku [22]

3 SIMULACE CHOVÁNÍ VOZIDLA

Simulace chování vozidla je velmi komplexní disciplína. Existuje řada přístupů a nespočet specializovaných softwarů, které se tímto zabývají. Simulace mohou zahrnovat vzájemné ovlivňování jednotlivých kol, přenos zatížení mezi jednotlivými koly, vliv aerodynamických sil, vlastností pneumatiky atd. Pro účely této práce byl zvolen návrh parametrů tlumiče pomocí čtvrtinového modelu automobilu. Dále v práci tak bude popisován pouze tento přístup.

3.1 ČTVRTINOVÝ MODEL AUTOMOBILU

Čtvrtinový model automobilu je odborný termín představující soustavu dvou obecných diferenciálních rovnic o dvou neznámých. Tyto rovnice představují jednu čtvrtinu automobilu – hmotnost jednoho kola s jeho zavěšením (neodpružená hmota m_u) a odpovídající část hmotnosti karoserie (odpružená hmota m_s), dle rozložení hmotnosti na vozidle. Tento model obsahuje tlumič (na Obr. 16 označen c_s) a pružinu spojující obě tělesa (vozidlová pružina označena k_s) a další pružinu mezi vozovkou a neodpruženou hmotou představující tuhost pneumatiky (označena k_t). Dále může v modelu figurovat ještě tlumič mezi neodpruženou hmotou a vozovkou představující tlumení pneumatiky (označeno c_t). To je však malé a je možné jej, pro zjednodušení a obtížné zjišťování hodnoty tlumení, zanedbat.



Obr. 16 Čtvrtinový model automobilu [24]

Rovnice čtvrtinového modelu vycházejí z Druhého Newtonova pohybového zákona (zákona síly):

$$\sum F = m \cdot a, \quad (6)$$

kde

$\sum F$... suma sil působících na těleso [N]

m ... hmotnost tělesa [kg]

a ... zrychlení tělesa [$m \cdot s^{-2}$]

Obecný tvar rovnic po dosažení a zanedbání tlumení pneumatiky je tedy následující:

$$c_s \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_s) + k_s \cdot (z_u - z_s) = m_s \cdot \ddot{z}_s, \quad (7)$$

$$-c_s \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_s) - k_s \cdot (z_u - z_s) + k_t \cdot (z_r - z_u) = m_u \cdot \ddot{z}_u, \quad (8)$$

kde

c_s	... koeficient tlumení tlumiče [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}$]
k_s	... tuhost vozidlové pružiny [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]
k_t	... tuhost pneumatiky [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]
m_s	... hmotnost odpružené hmoty [kg]
m_u	... hmotnost neodpružené hmoty [kg]
z_u	... poloha neodpružené hmoty [m]
z_s	... poloha odpružené hmoty [m]
z_r	... poloha vozovky [m]
\dot{z}_u	... rychlost neodpružené hmoty [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
\dot{z}_s	... rychlost odpružené hmoty [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
\ddot{z}_u	... zrychlení neodpružené hmoty [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
\ddot{z}_s	... zrychlení odpružené hmoty [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Model je buzen kinematicky formou proměnlivé souřadnice z_r , která simuluje reliéf vozovky. Tento reliéf je normovaný a obsahuje příslušné stupně kvality vozovky [25]. Podle účelu simulace může být užit reliéf vlastní, jako je tomu v případě této práce.

3.2 HODNOCENÍ SIMULOVANÝCH KINEMATICKÝCH VELIČIN

Žádný z použitých informačních zdrojů neuvádí jednoznačný postup, kterým lze dosáhnout optimálních výsledků. To je dáno komplexností chování automobilu a jeho závislostí na velkém množství parametrů, které se navíc navzájem více či méně ovlivňují (např. jízdní výška, aerodynamické síly nebo tuhosti jednotlivých prvků zavěšení). Je zřejmé, že simulační model zahrnující všechny tyto parametry by byl velmi složitý. Výstupem tohoto modelu by mohl být dosažený čas na definované trati, čímž by jednotlivá nastavení byla velmi dobře porovnatelná. Takové nástroje samozřejmě existují – např. ChassisSim [26].

Problémem je však lidský faktor. Ve Formuli Student je na toto třeba brát zvláštní ohled, jelikož řidiči nejsou profesionálové. Výsledné nastavení vozidla vzniká postupně až při skutečném testování na trati a je kompromisem mezi nastavením příjemným pro řidiče a teoreticky nejlepším ze simulací.

Různé zdroje se shodují v tom, že pro co nejlepší využití pneumatik, což je také cílem volby parametrů tlumiče, je vhodné minimalizovat výkyvy jejího zatížení, zrychlení neodpružených hmot atd.

4 STANOVENÍ CÍLŮ PRÁCE

Hlavním cílem práce je navrhnout tlumič využívající magnetoreologického jevu. Tento tlumič má mít obdobné tlumicí vlastnosti na vozidlo Dragon 7 jako tlumič Sachs FS02 ve vybraném rozsahu nastavení. Vozidlo bylo zvoleno, jelikož v době počátku vývojových prací již bylo dokončeno a otestováno. Jako prozatím poslední vozidlo z dílny TU Brno Racing navíc disponuje konvenčním řešením zavěšení jednotlivých kol. Z hlediska budoucího testování navrženého řešení je tedy toto vozidlo nejvhodnější. Funkční vzorek tlumiče by měl být vyroben, otestován a výsledky porovnány s návrhem.

Jelikož vozidlo, pro které je tlumič navrhován, standardně využívá tlumiče Sachs FS02, bylo žádoucí zachovat pro MR tlumiče stejné kinematické vlastnosti a zástavbové rozměry. Z hlediska unifikace bylo přistoupeno k využití shodných vozidlových pružin, které jsou převlečeny přes tělo tlumiče. Definované zástavbové rozměry je vhodné dodržet z hlediska dimenzování dílů tak, aby na vozidle nemohlo dojít ke kolizím s jinými částmi vozidla. Rozměry jsou uvedeny v Tab. 4.

Navrhované díly by měly být vhodně pevnostně dimenzovány pro přenos síly působící na pístnici o velikosti 1500 N. Maximální návrhová rychlost pohybu tlumiče je $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Odhad tlumicí síly pro výpočet tlakových poměrů v tlumiči byl stanoven na hodnotu 1000 N.

Tab. 4 Definované návrhové parametry tlumiče

Délka při plném roztažení	250 mm
Zdvih tlumiče x_{max}	50 mm
Vnější průměr těla tlumiče	34 mm
Návrhová maximální síla na pístnici (pro pevnostní dimenzování) F_{Pmax}	1500 N
Návrhová maximální rychlost tlumiče	$0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
Návrhová tlumicí síla (pro výpočet tlakových poměrů v tlumiči) F_{Tmax}	1000 N

Kritériem pro stanovení návrhové $F(v)$ charakteristiky je zachování obdobných tlumicích účinků a vybraný rozsah nastavení vyvíjeného tlumiče na vozidlo jako v případě tlumiče Sachs. K ověření těchto požadavků bude využito simulace čtvrtinovým modelem automobilu. Pro stanovení rozměrů magnetického obvodu a dílů sestavy pístu tlumiče bude využito 2D statické magnetické simulace v programu Ansys Maxwell v kombinaci s vhodnými hydraulickými výpočty.

5 NÁVRH TLUMIČE

Následující kapitola popisuje nutné postupné kroky, které vedly ke konečnému návrhu vyvíjeného MR tlumiče. Postupně tedy bude popsán návrh parametrů tlumiče (stanovení návrhové $F(v)$ charakteristiky tlumiče), simulace magnetického obvodu, hydraulický návrh a samotný konstrukční návrh a jeho pevnostní ověření.

5.1 STANOVENÍ NÁVRHOVÉ $F(v)$ CHARAKTERISTIKY

Ke stanovení charakteristiky tlumiče byl vytvořen simulační program v programovacím prostředí MATLAB. Tento program využívá čtvrtinového modelu (popis čtvrtinového modelu lze najít v kapitole 3.1). Principem řešení je výpočet soustavy dvou diferenciálních rovnic o dvou stupních volnosti pro daný časový krok založený na metodě Runge-Kutta 4. řádu⁴ (v MATLAB funkce označená ode45). Implementované rovnice (9) a (10) jsou odvozeným tvarem rovnic (7) a (8),

$$\dot{z}_s = \frac{c_s \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_s)}{m_s \cdot MR_w^2} + \frac{\left(\frac{k_s}{MR_w^2} + \frac{k_a}{MR_a^2}\right) \cdot (z_u - z_s)}{m_s} - g \quad (9)$$

$$\dot{z}_u = \frac{-c_s \cdot (\dot{z}_u - \dot{z}_s)}{m_u \cdot MR_w^2} - \frac{\left(\frac{k_s}{MR_w^2} + \frac{k_a}{MR_a^2}\right) \cdot (z_u - z_s)}{m_u} + \frac{k_t \cdot (z_r - z_u)}{m_u} - g \quad (10)$$

kde

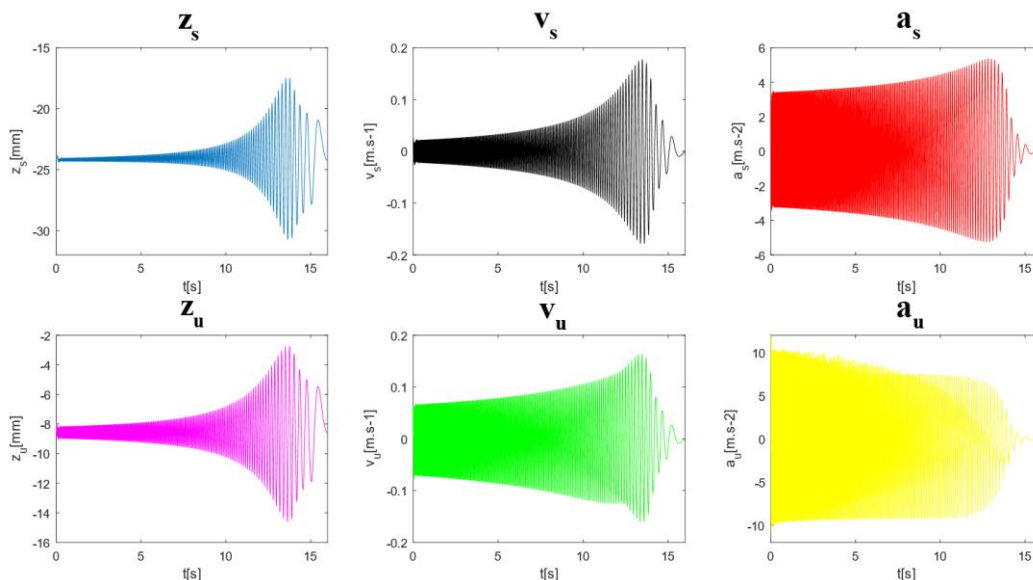
MR_w ... přepákování tlumiče (pružiny) viz níže [-]

MR_a ... přepákování stabilizátoru [-]

g ... tíhové zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

Výstupem těchto rovnic je poloha a rychlost odpružené a neodpružené hmoty na konci časového kroku. Na konci výpočtu je tedy matice o čtyřech sloupcích s počtem řádků rovným počtu časových kroků. Opětovným použitím rovnic (9) a (10) je dosaženo rozšíření matice o další dva sloupce – zrychlení odpružené a neodpružené hmoty. Obdržíme tedy všechny informace popisující kmitající soustavu. Průběh kinematických veličin v simulačním modelu je pro jedno nastavení tlumiče Sachs zobrazen na Obr. 17. Stejný postup byl proveden jak pro přední, tak zadní nápravu.

⁴ Runge - Kutta 4. řádu je explicitní metoda využívaná pro numerické řešení obyčejných diferenciálních rovnic. Tato metoda využívá koeficientů (v tomto případě čtyř), které jsou postupně vypočítávány na základě koeficientů předchozích. Při výpočtu koeficientů je nutné znát pouze jednu předcházející hodnotu počítané veličiny (okrajová podmínka). Výpočetní funkce ode45 využívá tzv. Runge-Kutta-Dormand-Prince metodu. Je tedy využívána metoda Runge-Kutta 4. řádu a pomocná metoda Dormand-Prince 5. řádu. Tato funkce je jednoduchou a univerzální funkcí. Při použití malého kroku navíc poskytuje dostatečnou přesnost. Z těchto důvodů je v praxi často využívána. [27][28]



Obr. 17 Průběh kinematických veličin v simulačním modelu pro nastavení C8R14 tlumiče Sachs (přední náprava)

5.1.1 VSTUPNÍ PARAMETRY A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Vstupními parametry čtvrtinového modelu byly parametry vozu Dragon 7, který je popsán v kapitole 1.3.1. Konkrétní použité hodnoty jsou uvedeny v Tab. 5. Údaje uvedené v závorce jsou hodnoty pro zadní nápravu.

Pro čas $t = 0$ s bylo z povahy problému nutno definovat polohu a rychlost jednotlivých těles (hmot) pro tento čas. Rychlosti byly definovány jako nulové. Počáteční polohy byly stanoveny statickým zatížením daných pružných prvků – pružina představující pneumatiku silou odpovídající součtu odpružené a neodpružené hmoty a „vozidlová pružina“ zatížením silou odpovídající hmotnosti odpružených hmot automobilu. Pro odpruženou hmotu byla tato hodnota dále navýšena o stlačení pneumatiky, jelikož to se projeví také na poloze odpružené hmoty.

Tab. 5 Parametry vozidla Dragon 7 použité pro $1/4$ model

Hmotnost neodpružených hmot m_u	8,7 (8,6) kg
Hmotnost odpružených hmot m_s	53,3 (55,9) kg
Koef. tlumení tlumiče c_s	Zadán funkci (viz. níže)
Koef. tlumení pneumatiky c_t	$0 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$
Tuhost pružiny k_s	$50\,000$ ($65\,000$) $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
Tuhost pneumatiky k_t	$71\,010$ ($71\,817$) $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
Přepákování tlumiče a pružiny MR_w	1,349 (1,307)
Tuhost stabilizátoru k_a	$150\,000 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$
Přepákování stabilizátoru MR_a	5

Hodnota přepákování značí převod skutečného stlačení tlumiče vůči pohybu kola. Tato hodnota je pro výpočet velmi důležitá, jelikož obecné rovnice čtvrtinového modelu vyjadřují soustavu hmotných bodů tak, jak je zobrazeno na Obr. 16. Hodnoty tuhostí pružin a koeficienty útlumů tedy musí být přepočítány, tak aby odpovídaly právě této soustavě. K tomu je využíváno hodnoty přepákování (anglicky motion ratio). Jelikož na vozidle Dragon 7 je pružina umístěna na těle tlumiče, hodnota přepákování tlumiče a pružiny je shodná. Obdobně je využito také přepákování stabilizátoru, který v dosazených rovnicích figuruje jako paralelně zapojená pružina. Hodnotu přepákování můžeme vypočítat podle vztahu (11)[25]:

$$MR_w = \frac{z_k}{z_t}, \quad (11)$$

kde

MR_w ... přepákování tlumiče (pružiny) [-]

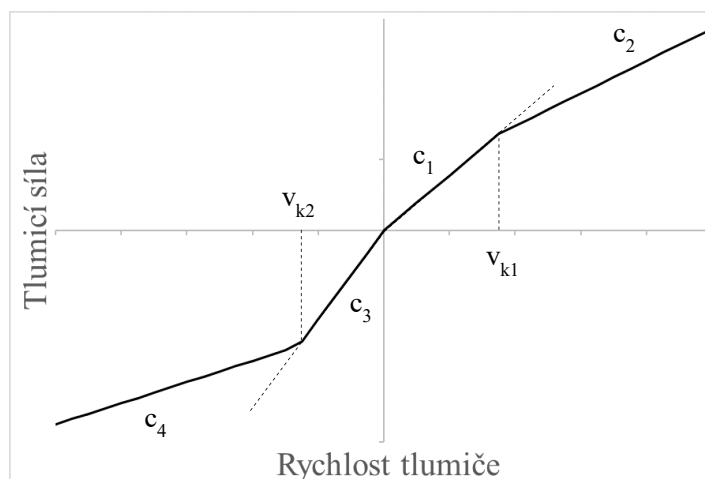
z_k ... vertikální posunutí kola [m]

z_t ... změna délky tlumiče [m]

Hodnota tuhosti pneumatiky byla odečtena a dopočítána z dat poskytnutých výrobcem. Pro výpočet byla pro zjednodušení použita konstantní hodnota (přestože se v průběhu simulace zatížení pneumatiky, a tedy i její tuhost mění). Tato hodnota je hodnotou statického zatížení pneumatiky vozidlem. Vložený algoritmus ošetřil, aby při ztrátě kontaktu pneumatiky s vozovkou byla výpočtová tuhost pneumatiky nulová. V opačném případě by pružina představující pneumatiku přitlačovala neodpruženou hmotu zpět na vozovku a simulace by se tedy značně oddálila realitě.

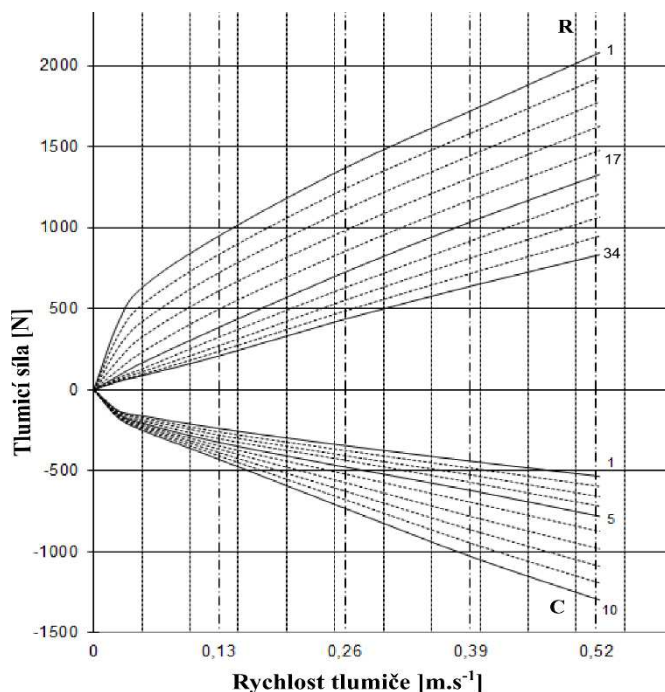
Hodnota tuhosti stabilizátoru je uvedena pro střední polohu nastavení. Tuhosti v této poloze se pro přední a zadní nápravu liší pouze mírně. Z tohoto důvodu byla použita totožná hodnota pro obě nápravy.

Jelikož rovnice čtvrtinového modelu jsou připraveny pro vstup lineárního koeficientu tlumení, bylo zapotřebí naprogramovat zvláštní funkci, která přiřazovala dané rychlosti tlumiče danou tlumicí sílu dle konkrétní tlumicí charakteristiky tlumiče. Pro snazší uživatelskou změnu tlumicí charakteristiky bylo využito vstupních parametrů znázorněných na Obr. 18. Funkce pracuje s po částech lineární tlumicí charakteristikou, kde vstupními parametry jsou směrnice v oblasti nízké rychlosti tlumiče c_1 a vysoké rychlosti tlumiče c_2 (jak pro stlačení, tak roztažení tlumiče). Dalším vstupním parametrem je rychlost tlumiče, rozdělující charakteristiku na oblast nízké a vysoké rychlosti v_k (opět jak pro stlačení, tak roztažení) – tzv. bod zlomu charakteristiky. V průběhu simulace funkce porovnává, zda je momentální rychlost tlumiče před, nebo za zlomem charakteristiky a přiřazuje odpovídající tlumicí sílu.

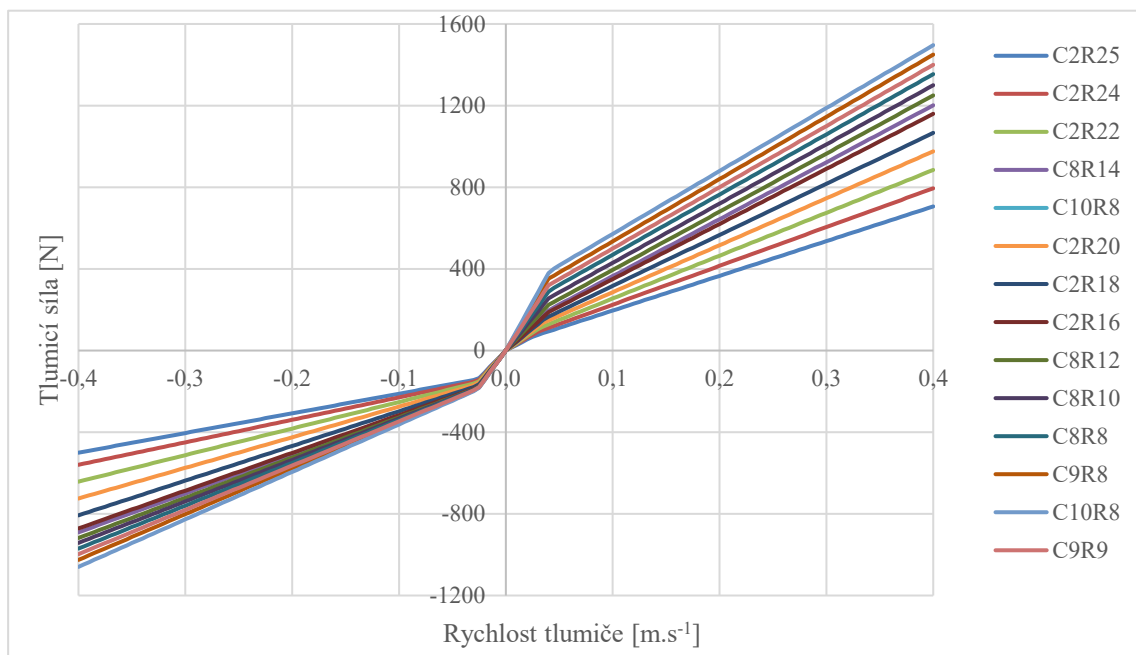


Obr. 18 Znárodnění používaných parametrů $F(v)$ charakteristiky

Výsledná funkce je poměrně sofistikovaná. Vstupem je šest parametrů a výstupem po částech lineární $F(v)$ charakteristika implementovaná do výpočtového modelu vozidla. Tato charakteristika sice přesně neodpovídá skutečným parametrům tlumiče, velmi se jim však blíží, což je patrné z porovnání mezi Obr. 19 a Obr. 20. První zmíněný obrázek je obrázkem dodaným od samotného výrobce ZF Sachs. Druhý z výčtu obrázků znázorňuje takové charakteristiky, jejichž rozsah byl používán na voze Dragon 7 a tedy takové, jejichž rozsah tlumicích účinků na vozidlo by měl splňovat tlumič navrhovaný v této práci. Dále je důležité zmínit, že na Obr. 20 jsou tyto charakteristiky již po částech linearizovány pro vstup do funkce výše. Jsou to tedy charakteristiky shodné s těmi, se kterými pracuje simulační model. Pomocí stejného principu parametrů byla zadávána také návrhová charakteristika MR tlumiče.



Obr. 19 Tlumicí charakteristika tlumiče Sachs FS02 [29]



Obr. 20 Nastavení tlumiče ZF Sachs použitá pro simulaci

Legenda u Obr. 20 představuje označení nastavení tlumiče ZF Sachs, kde R (rebound) značí roztahování tlumiče a číslovka značí konkrétní nastavení, přičemž 34 je nejnižší tlumicí síla při roztahování a 1 je nejvyšší tlumicí síla. Písmeno C (compression) značí nastavení pro stlačování tlumiče. Číslování nerespektuje nastavení při roztahování a tedy 1 značí nejnižší tlumicí sílu při stlačování a 10 nejvyšší.

5.1.2 BUZENÍ MODELU

Vytvořený simulační program byl buzen kinematicky pomocí proměnlivé souřadnice z_r (viz Obr. 16). Pro návrh tlumiče bylo využito modelového rezonančního adhezního testu. Model byl buzen sinusovým signálem o amplitudě 3 mm a proměnlivou frekvencí $26,7 - 0$ Hz, jedná se tedy o tzv. rozmítaný sinus. Celkový čas modelového adhezního rezonančního testu byl 16 s. Nominální otáčky modelového testeru byly 1600 min^{-1} . Matematický popis buzení je vyjádřen rovnicí (12):

$$z_r = z_{r \max} \cdot \sin \left[\left(\frac{\pi \cdot RPM}{t_{\text{celk}} \cdot 60} \right) \cdot (t_{\text{celk}} - t)^2 \right], \quad (12)$$

kde

$z_{r \max}$... amplituda buzení [m]

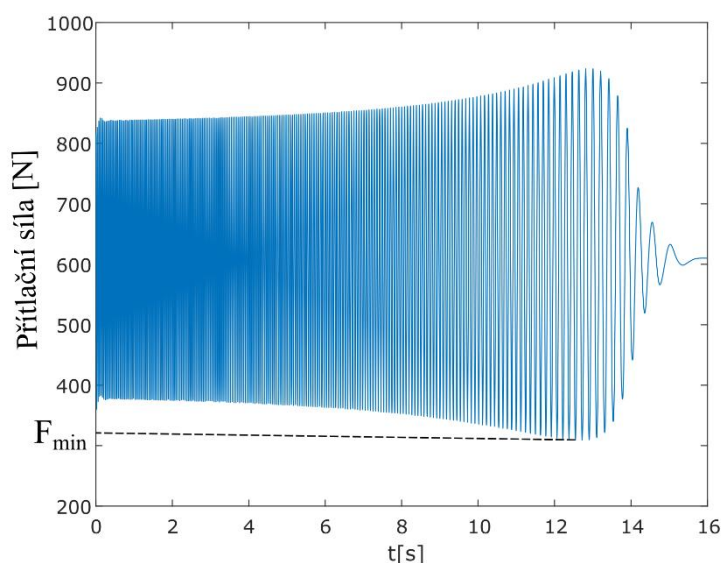
RPM ... nominální otáčky modelového adhezního rezonančního testeru [min^{-1}]

t_{celk} ... celkový čas testu [s]

t ... aktuální čas testu [s]

5.1.3 VYHODNOCENÍ SIMULACE

Vyhodnocení simulace proběhlo na základě porovnání minimální přítláčné síly kola k vozovce (podobně jako to dělá metodika EUSAMA⁵ při dílenské diagnostice tlumičů) pro každé dílčí nastavení tlumiče. Cílem bylo pro daný rozsah nastavení tlumiče Sachs dosáhnout obdobných dílčích hodnot minimální přítláčné síly (viz Obr. 21) pro odpovídající nastavení navrhovaného tlumiče. Zkoumáno bylo mnoho variant směrnic křivek (kombinace parametrů c_1 a c_2), z nichž některé musely být z hlediska vhodnosti použití v MR tlumiči eliminovány. Dále bylo nutno přihlížet k dosahovaným výsledkům simulace jak přední nápravy, tak zadní. Výsledná volba parametrů tlumiče je tedy kompromisem mezi těmito dvěma simulacemi.



Obr. 21 Určení minimální přítláčné síly dílčího nastavení tlumiče

Tab. 6 Návrhové parametry tlumicí charakteristiky MR tlumiče

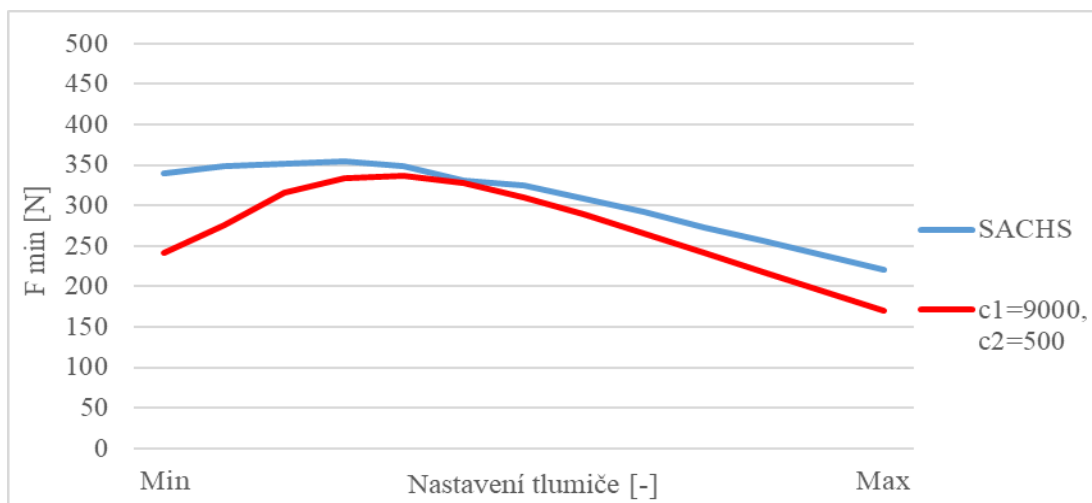
Směrnice křivky před zalomením c_1	9000 N·m ⁻¹ ·s
Směrnice křivky po zalomením c_2	500 N·m ⁻¹ ·s
Oblast zalomení křivky v_k (viz Obr. 24)	0,01 - 0,05 m·s ⁻¹

S přihlédnutím k využití nabízeného rozsahu, obdobnému trendu hodnot minimálních přítláčných sil v celé škále navrhovaného nastavení tlumiče a v neposlední řadě také k vhodnosti navrhované tlumicí charakteristiky pro aplikaci v MR tlumiči bylo přistoupeno k volbě parametrů navrhované $F(v)$ charakteristiky uvedených v Tab. 6.

Porovnání dílčích minimálních přítláčných sil původního a nově vyvíjeného tlumiče na přední nápravě je možné vidět na Obr. 22. Zde je patrné, že při uvažovaném minimálním nastavení nemá navrhovaný tlumič obdobné tlumicí účinky na přední nápravu jako minimální nastavení zvoleného rozsahu tlumiče Sachs. Toto nastavení tedy nelze doporučit pro použití na

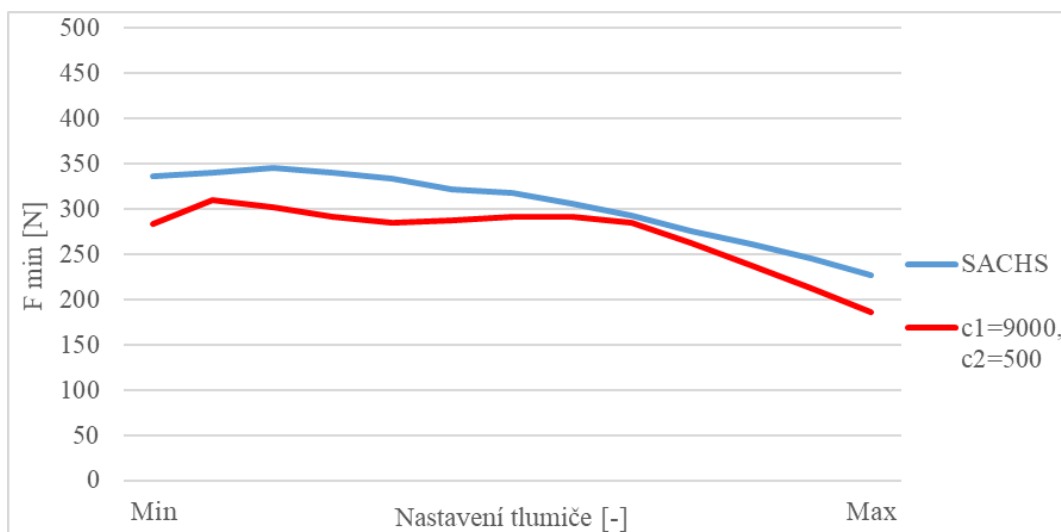
⁵ Metodika adhezni rezonanční zkoušky, která vznikla z potřeby Evropského sdružení výrobců tlumičů sjednotit testování kondice tlumičů bez nutnosti demontáže tlumiče z vozidla. [30][31]

vozidle Dragon 7. Nicméně od $v_k 0,015 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ výše již lze sledovat obdobný trend obou křivek pro přední nápravu.



Obr. 22 Porovnání minimálních přitlačných sil pro jednotlivá nastavení navrhovaného tlumiče a Sachs FS02 – přední náprava

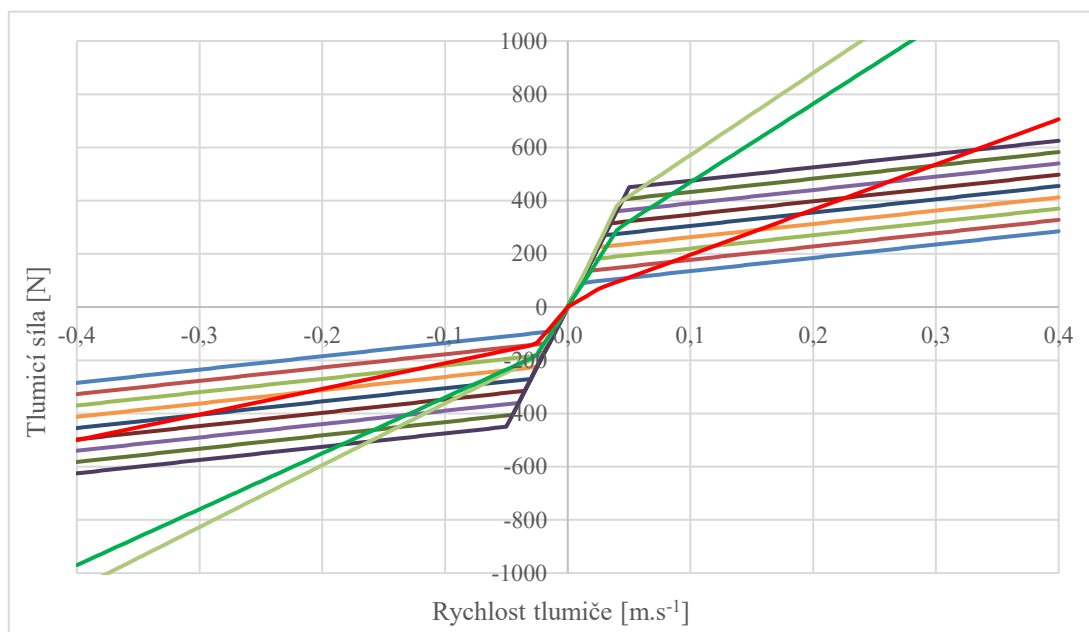
Porovnáním minimálních přitlačných sil (Obr. 23) pro zadní nápravu dojdeme k obdobným závěrům. Oproti předchozí variantě nejnižší nastavení navrhovaného tlumiče nevykazuje razantní pokles minimální přitlačné síly. Není tedy nutné se tomuto nastavení vyvarovat.



Obr. 23 Porovnání minimálních přitlačných sil pro jednotlivá nastavení navrhovaného tlumiče a Sachs FS02 – zadní náprava

Výsledná návrhová $F(v)$ charakteristika je zobrazena na Obr. 24. Charakteristika je dále doplněna o nejnižší, běžně používané a nejvyšší nastavení útlumu na tlumiči Sachs FS02 pro porovnání těchto křivek. Může se zdát, že navrhovaná charakteristika dosahuje značně nižších tlumících sil. Toto tvrzení je ovšem pravdivé pouze ve vysokých rychlostech tlumiče, ve kterých se monopost pohybuje sporadicky – v případě výrazných nerovností tratě jako jsou kanály, díry ve vozovce a podobně.

Efektivní hodnota rychlosti tlumiče při závodním kole je $0,04 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (trať FSG 2017). Při znalosti této hodnoty je zjevné, že při srovnatelných rychlostech je dostatečná tlumicí síla zajištěna. Této tématice se dále věnuje následující podkapitola.



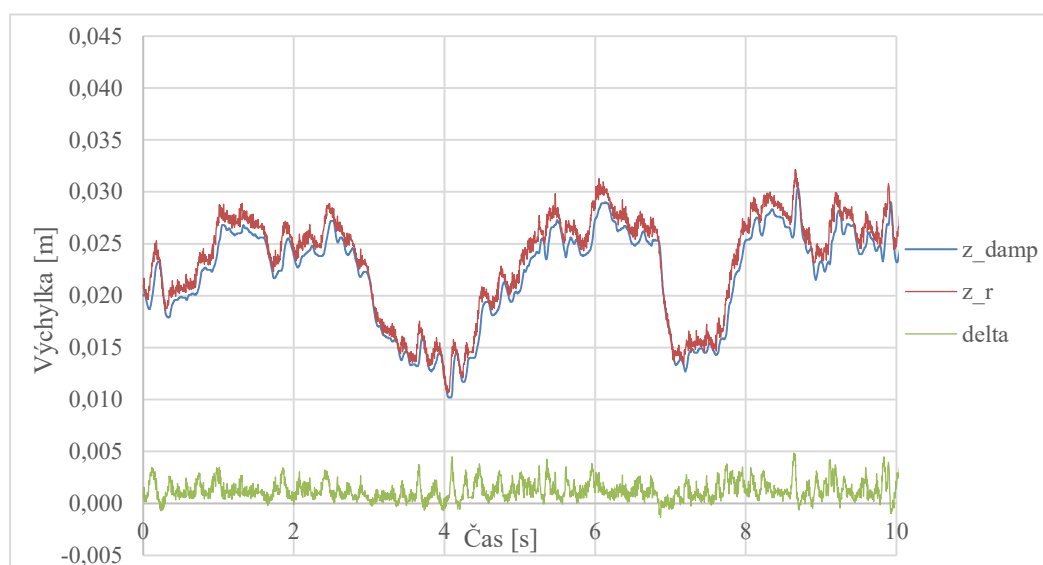
Obr. 24 Návrhová $F(v)$ charakteristika navrhovaného MR tlumiče

OVĚŘENÍ ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

Vzhledem k tomu, že při porovnávání minimálních přítláčných sil je vyhodnocován pouze jeden specifický stav automobilu, byla vhodnost tlumicí charakteristiky navržené na základě této metodiky dále ověřována. Jako ověřovací metoda bylo zvoleno simulování odjetého závodního kola, konkrétně závodu Formula Student Germany 2017 (dále uváděno jako FSG), disciplína Autocross. Simulace byla provedena opět čtvrtinovým modelem automobilu se stejnými parametry. Změna ovšem nastala v buzení. Nově místo sinusové křivky o proměnné frekvenci vystupovala obohacená data zdvihu kola nasbíraná na trati FSG. Vyhodnocovanými parametry byly statistické veličiny efektivní hodnota přítláčné síly kola F_{rms} , rozptyl zdvihu kola, efektivní hodnota rychlosti tlumiče $v_{\text{d rms}}$, rozptyl rychlosti kola a maximální rychlost tlumiče $v_{\text{d max}}$.

„Vozovka“ vstupující do simulace byla založena na nasnímaném zdvihu kola během zmíněného závodu. Konkrétně se jednalo o levé přední kolo. Tento záznam, kvůli zjednodušení a malým odlišnostem (z hlediska celkového charakteru signálu) oproti ostatním nasnímaným kolům, posloužilo pro simulaci jak přední, tak zadní nápravy. Samotný signál zdvihu tlumiče nasnímaný lineárním potenciometrem je již ochuzen o nejmenší nerovnosti z důvodu vlivu pneumatiky. Bylo proto přistoupeno k alespoň částečnému navrácení některých vlivů přepočítáním tohoto nasnímaného signálu. Přepočítání proběhlo opět za pomoci čtvrtinového modelu, tentokrát však poloha odpružených a neodpružených hmot byla známá proměnná a neznámou byla souřadnice z_r . Tento postup lze považovat za jakýsi reverzní čtvrtinový model.

Buzení probíhalo vstupem zmiňovaného záznamu potenciometru levého předního kola do proměnné „zdvih kola“. Tento byl přepočítán pomocí přepákování MR_w pro potřeby čtvrtinového modelu a dále dvakrát zderivován pro získání rychlostí a zrychlení „neodpružené hmoty“ pro potřeby simulace. Tímto postupem byly získány všechny potřebné informace o kmitající soustavě – proměnná ($z_u - z_s$) a všechny její potřebné derivace. Tohoto přístupu je možné využít pouze při uvažovaném zjednodušení – bylo uvažováno s nulovým zrychlením odpružené hmoty vozidla. Zjednodušení je poměrně značné, vzhledem k nedostupnosti dat reálného zrychlení odpružené a neodpružené hmoty však nutné. Vozidlo v simulaci tak bylo v podstatě zavěšeno za karoserii ve vzduchu a pohyb konala pouze neodpružená hmota. Ukázka prvních deseti z celkových přibližně osmdesáti sekund nově získaného signálu souřadnice z_r je zobrazena na Obr. 25.



Obr. 25 Výřez porovnání dat ze snímače a přepočítaných dat pomocí reverzního čtvrtinového modelu

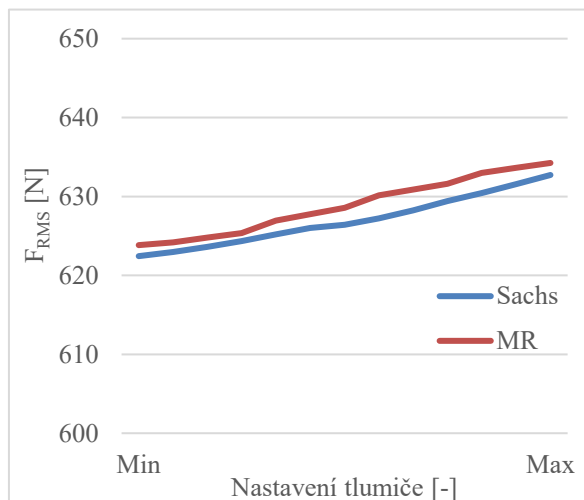
Obrázek znázorňuje původní vstup signálu zdvihu kola (v legendě označen „z_damp“), nově získanou souřadnici z_r a rozdíl těchto dvou signálů (v legendě „delta“). Je tedy patrné, že nově obdržený signál se liší v jednotkách milimetrů, navyšuje amplitudy a obecně vnáší do původního signálu jakýsi šum. Tento šum reprezentuje rezonance neodpružených hmot. Signál byl tedy obohacen o vyšší frekvence a více se podobá reálné vozovce, kde vyšší frekvence byly v signálu odfiltrovány pneumatikou.

Dále si lze povšimnout výrazných údolí a vrcholků v signálu. Tyto nereprezentují povrch vozovky, nýbrž pohyby karoserie vozidla při průjezdu zatáčkou, brždění nebo akceleraci. Jejich přítomnost je způsobena právě aplikovanou metodou virtuálního zamezení pohybů karoserie (odpružené hmoty), které se musely projevit ve virtuálních pohybech neodpružených hmot. Přítomnost těchto pohybů v signálu je však žádoucí, jelikož jejich vlivy je nutné při návrhu odpružení také zohlednit.

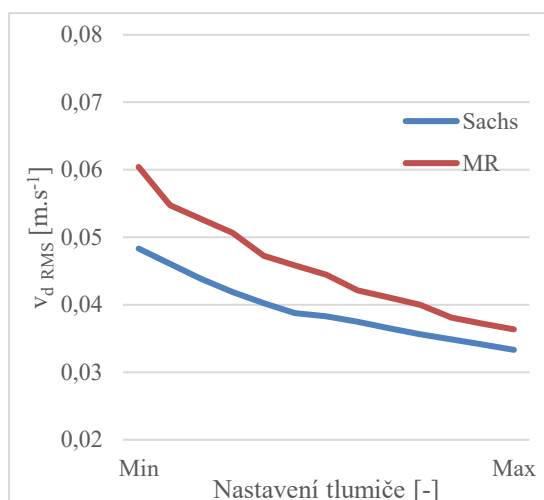
Vhodnost použití této metody dokazují hodnoty poloh, rychlostí a zrychlení tlumičů, které přibližně odpovídají reálně měřeným parametrům při vyhodnocování jízdních dat z provozu vozidla Dragon 7.

VYHODNOCENÍ ČTVRTINOVÉHO MODELU S VOZOVKOU FSG

Z dříve zmiňovaných vyhodnocovaných statistických veličin byl kladen důraz zejména na efektivní hodnotu přítláčné síly F_{rms} a efektivní hodnotu rychlosti tlumiče $v_{d,rms}$. Dále bylo přihlíženo na maximální rychlost tlumiče $v_{d,max}$. Srovnávané parametry jsou na Obr. 26 a Obr. 27.

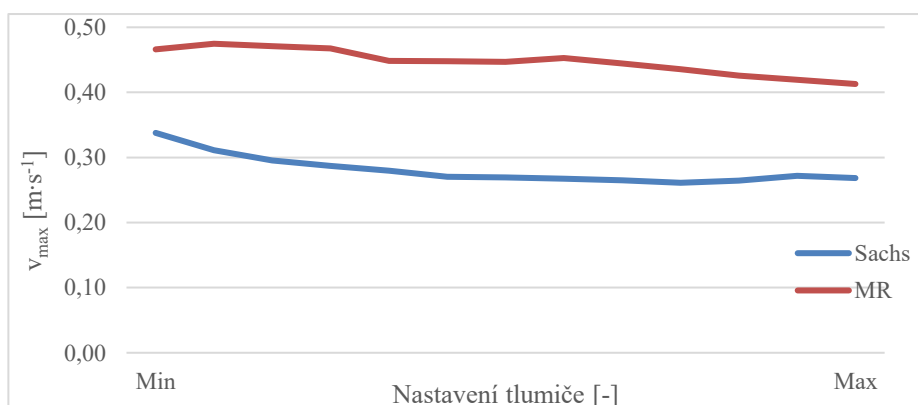


Obr. 26 Srovnání efektivních přítláčných sil pro jednotlivá nastavení tlumičů na trati FSG – přední náprava



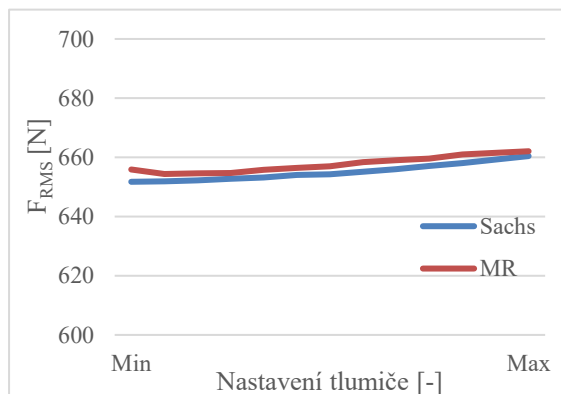
Obr. 27 Srovnání efektivních rychlostí tlumičů pro jednotlivá nastavení na trati FSG – přední náprava

Pro srovnání jsou graficky uvedeny také hodnoty maximální rychlosti tlumičů pro daná nastavení (Obr. 28). Zde je patrné, jak již bylo nastíněno dříve v textu, že navrhovaný tlumič dosahuje výrazně vyšších maximálních rychlostí. Tento kompromis v podobě vysokých rychlostí tlumiče při výrazných nerovnostech povrchu je však třeba akceptovat. V opačném případě by při daném technickém řešení (magnetoreologický tlumič) došlo k výrazné ztrátě citlivosti nastavení v provozních rychlostech tlumiče vozidla Formule Student.

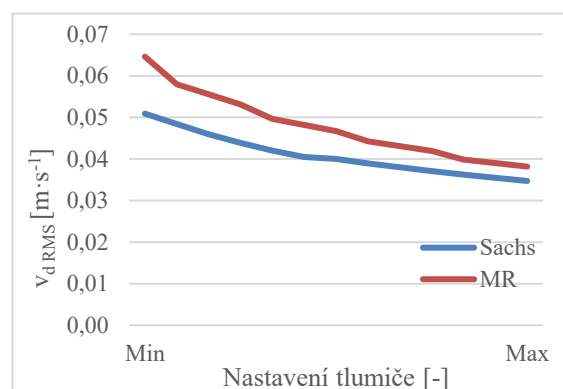


Obr. 28 Srovnání maximálních rychlostí dílčích nastavení porovnávaných tlumičů na trati FSG – přední náprava

Obdobného postupu bylo využito také v případě zadní nápravy viz Obr. 29 a Obr. 30. Zvolená ověřovací metoda potvrdila závěry získané pomocí porovnání minimálních přítlačných sil jak pro přední, tak i zadní nápravu. Zvolené návrhové $F(v)$ charakteristiky (Tab. 6) tak již nebylo nutné upravovat.



Obr. 29 Srovnání efektivních přítlačných sil pro jednotlivá nastavení tlumičů na trati FSG – zadní náprava



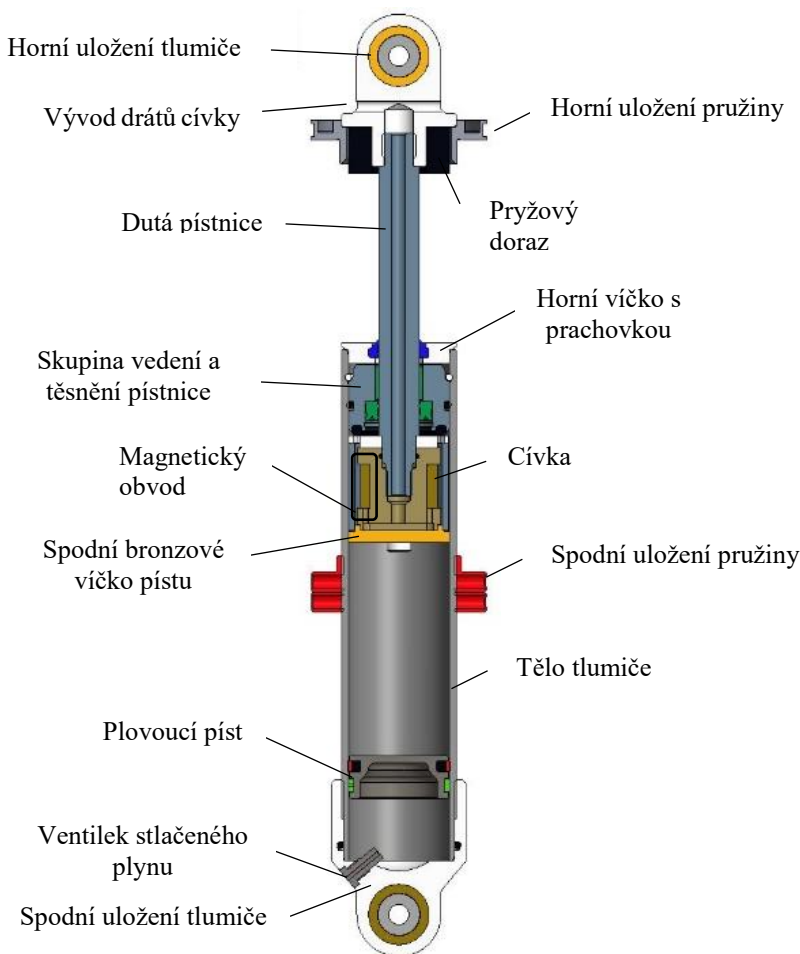
Obr. 30 Srovnání efektivních rychlostí tlumičů pro jednotlivá nastavení na trati FSG – zadní náprava

5.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TLUMIČE

Konstrukční návrh tlumiče si klade za cíl zkonstruovat tlumič tak, aby měl shodné zástavbové rozměry s tlumičem Sachs FS02 a byl tedy s tímto tlumičem na vozidle Dragon 7 zaměnitelný. Dalšími úkoly jsou snaha o minimalizaci hmotnosti tlumiče, využitelnost některých prvků podvozkové sestavy vozidla (jako jsou např. pružiny) a zajištění odpovídajícího pevnostního návrhu celé sestavy tlumiče. Nutné je také vhodně vyřešit veškeré konstrukční uzly z hlediska vyrobitelnosti, snadné montáže a údržby, dostupnosti zvolených nakupovaných součástí, ale především správné funkčnosti. V následující kapitole budou rozebrány jednotlivé konstrukční uzly a součásti.

V průběhu návrhu bylo uvažováno s rozličnými konstrukčními variantami jednotlivých součástí. V textu práce budou uvedeny pouze finální podoby dílů s rozбором jejich konstrukčních řešení. Obrázky jednotlivých dílů slouží pro znázornění funkčních prvků popisovaných v textu. Kompletní výkresovou dokumentaci je možné najít v přílohách práce. Koncepční uspořádání tlumiče je zobrazeno na Obr. 31.

Vybrané díly byly analyticky pevnostně ověřeny dle vztahů uvedených v publikaci [32]. Tyto výpočty jsou uvedeny v příloze číslo 1. Řešení únavové životnosti součástí není předmětem této práce. Nejen z důvodu předcházení možného vzniku mezního stavu únavového porušování bylo snahou dosahovat dostatečně vysokých koeficientů bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti a jiných statických bezpečnostních koeficientů. K takovému přístupu je možné přistoupit, mimo jiné, jelikož se jedná o aplikaci na prototypovém závodním voze s nízkým nájezdem za jednu sezonu – okolo 1200 km. Nicméně je třeba doporučit důkladnou kontrolu stavu dílů po závodní sezoně a zvážit jejich výměnu, zejména u nejvíce namáhaných dílů – těla tlumiče a pístitnice.



Obr. 31 Řez navrženým tlumičem

5.2.1 STANOVENÍ STATICKÉHO TLAKU STLAČENÉHO PLYNU A MNOŽSTVÍ MR KAPALINY

Objem MR kapaliny v tlumiči byl stanoven na 40 cm^3 . Objem stlačeného plynu v tlumiči ve stlačeném stavu V_1 je 18 cm^3 . Obě hodnoty jsou převzaty z 3D modelu a vyplývají ze zástavbových rozměrů tlumiče a jeho zdvihu. Objem stlačeného plynu v komoře je zvětšen maximálně o součin průřezu pístnice a maximální zdvih tlumiče dle vztahu (13). V příloze 1 je tento výpočet označen (P1).

$$\Delta V_0 = A_R \cdot x_{max}, \quad (13)$$

kde

ΔV_0 ... objem zanořené pístnice [m^3]

A_R ... plošný průřez pístnice [m^2]

x_{max} ... maximální zdvih tlumiče [m]

Objem pístnice zanořené o 50 mm ΔV_0 je tedy $5,7 \text{ cm}^3$ [viz dosazení do rovnice (13) ve výpočtu (P1) v příloze]. Výsledný objem stlačeného plynu v roztaženém stavu tlumiče V_0 lze získat dle vztahu (14):

$$V_0 = V_1 + \Delta V_0, \quad (14)$$

kde

V_0 ... objem stlačeného plynu v plně roztaženém stavu tlumiče [m³]

V_1 ... objem stlačeného plynu v plně stlačeném stavu tlumiče [m³]

Objem stlačeného plynu v plně roztaženém stavu V_0 je tedy 23,7 cm³ (viz dosazení do rovnice (14) ve výpočtu (P2) v příloze 1).

Dále bylo nutné stanovit statický tlak plynové náplně tlumiče v plně roztaženém stavu. Při stanovení tohoto tlaku byl stanoven pracovní tlak tlumiče dle vztahu (15)[7], který je tlakovou změnou při působení tlumicí síly. Ve výpočtu (P3) v příloze 1 bylo uvažováno s maximální tlumicí silou F_{Tmax} viz kapitola 4.

$$p_{prac} = \frac{F_{Tmax}}{A_{PA}}, \quad (15)$$

kde

p_{prac} ... pracovní tlak tlumiče [Pa]

Z tohoto výpočtu byl stanoven pracovní tlak o hodnotě 1,684 MPa. Pro jistotu zamezení kavitace byl zvolen statický tlak tlumiče v roztaženém stavu p_0 2 MPa.

Výsledné navýšení tlaku v prostoru lze při předpokladu ideálního plynu vyčíslit pomocí vztahu při předpokladu adiabatického děje (16):

$$p_1 = \frac{p_0 \cdot V_0^\kappa}{V_1^\kappa}, \quad (16)$$

kde

p_0 ... tlak stlačeného plynu při maximálním roztažení tlumiče [Pa]

V_0 ... objem stlačeného plynu při maximálním roztažení tlumiče [m³]

p_1 ... tlak stlačeného plynu při maximálním stlačení tlumiče [Pa]

V_1 ... objem stlačeného plynu při maximálním stlačení tlumiče [m³]

κ ... Poissonovo číslo [-]

Uvažovaným stlačeným plynem byl dusík. Hodnota Poissonova čísla byla tedy 1,4. Výpočtem adiabatického děje bylo při uvažovaném statickém tlaku p_0 2 MPa dosaženo nárůstu tlaku na 2,93 MPa při plně stlačeném tlumiči. Výpočet této hodnoty je uveden v příloze 1 pod označením (P4). S tímto návrhovým tlakem je nutné počítat při pevnostním ověřování dílů vystavených tomuto tlaku.

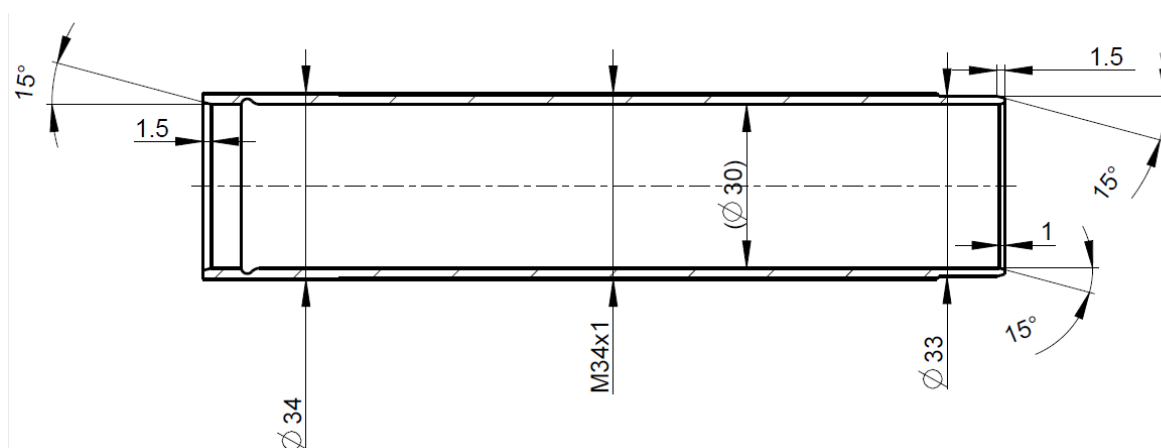
Dále je nutné počítat s tepelnou roztažností oleje, jejímž důsledkem dojde ke zmenšení prostoru pro stlačený plyn v tlumiči s nárůstem teploty. Výpočet objemové roztažnosti je uveden v příloze 1 (P5). Koeficient tepelné roztažnosti MR kapaliny je uveden v [33]. Při ohřátí o 50 K (uvažovaná maximální teplota je 70 °C) se objem MR kapaliny zvětší o 1,8 cm³. Dle výpočtu (P6) tedy maximální tlak v prostoru vzroste na 3,04 MPa. Tento nárůst není velký a dále bude uvažováno se zaokrouhlenou hodnotou tlaku plynové náplně 3 MPa.

5.2.2 TĚLO TLUMIČE

Návrh těla tlumiče vycházel z vnitřního průměru stanoveného v hydraulickém návrhu tlumiče a to 30 mm. Pro vnější průměr bylo žádoucí zachovat možnost převlečení vozidlové pružiny, jak je v motorsportu běžné. Po pevnostním ověření tedy bylo, mimo jiné také z důvodu zaměnitelnosti dílů spodního uložení pružiny, přistoupeno k volbě shodného rozměru s tlumičem

Sachs – vnější průměr 34 mm opatřený závitem M34x1. Díl obsahuje na obou stranách zkosení pro správnou montáž statických těsnicích prvků při skládání tlumiče.

Jelikož vnitřní povrch tohoto dílu je funkčním a třecím povrchem, je nutné tuto plochu vhodně rozměrově i geometricky tolerovat a předepsat vhodnou hodnotu drsnosti Ra. Zvolené hodnoty vychází z tolerancí a drsností používaných v hydraulických aplikacích a byly stanoveny takto – drsnost Ra 0,4 μm a rozměrová tolerance H8 [34]. Plocha s vnějším průměrem 33 mm slouží jako těsnicí plocha pro statické těsnění s kruhovým průřezem. Rovněž je zde předepsaná jak rozměrová tolerance, tak drsnost. Nejdůležitější rozměry jsou znázorněny na Obr. 32.



Obr. 32 Znáornění vybraných rozměrů těla tlumiče

Z hlediska hmotnosti byla uvažovaným materiálem slitina hliníku EN AW 7075.T6. Tato slitina má výborné mechanické vlastnosti (smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ 480 MPa a minimální mez pevnosti R_m 530 MPa [35]) a dobrou možnost obrábění.

Kvůli technologické náročnosti výroby relativně dlouhé a přesné díry bylo nakonec přistoupeno k volbě výroby tohoto dílu z ocelového polotovaru v podobě přesné bezešvé hydraulické trubky. Výhodou takového řešení je mimo ušetření nákladů možnost tento polotovar obrobit pouze z vnější strany běžným soustružením. Daní za tento ústupek je nárůst hmotnosti dílu o 150 g. Materiál zvoleného polotovaru je ocel E355 +SR (smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ 650 MPa a minimální mez pevnosti R_m 700 MPa [34]). S možností využití zmiňované hliníkové slitiny je však počítáno při dalším vývoji tlumiče.

PEVNOSTNÍ OVĚŘENÍ TĚLA TLUMIČE

Jako materiál pro pevnostní ověření byla zvolena hliníková slitina EN AW 7075.T6, jelikož má horší mechanické vlastnosti než zvolená ocel. Tělo tlumiče bylo ověřováno vůči meznímu stavu pružnosti dle postupu pro válcové nádoby zatížení přetlakem uvedeného v publikaci [32]. Zvoleným ověřovacím průřezem byl malý průměr závitu M34x1. Vyšetřovaným místem pro napětí od vnitřního tlaku je vnitřní průměr 30 mm. Okrajové podmínky pro stav roztahování tlumiče jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab. 7 Okrajové podmínky pevnostního ověření pro roztahování tlumiče

Vnitřní tlak v prac. prostoru tlumiče p_i	5,4 MPa
Tahová síla na pístnici F_{Pmax}	1500 N

Hodnota vnitřního tlaku v těle tlumiče je součet tlaku stlačeného plynu při maximálním stlačení a pracovního tlaku při působení tahové síly $F_{P_{max}}$. Jedná se o nejhorší možný z uvažovaných návrhových stavů roztahování tlumiče. Dalším uvažovaným stavem bylo stlačování tlumiče, viz Tab. 8.

Tab. 8 Okrajové podmínky pevnostního ověření pro stlačování tlumiče

Vnitřní tlak v těle tlumiče p_i	5,4 MPa
Tlaková síla pístnice $F_{P_{max}}$	1500 N
Síla stlačené pružiny $F_{pružina}$	3250 N

Tlaková síla působící na tělo tlumiče byla uvažována jako součet tlakové síly od pístnice a síly pružiny při stlačení o 50 mm.

Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti jednotlivých stavů byla stanovena porovnáním redukovaných napětí získaných výpočty dle teorie měrné energie napjatosti (teorie HMM) s mezí kluzu materiálu. Výpočet je uveden v příloze 1, vzorce (P7 – P19). Výsledné bezpečnosti jsou uvedeny v Tab. 9.

Tab. 9 Bezpečnosti zátěžných stavů těla tlumiče vůči MSP

Bezpečnost vůči MSP pro stav tahu	8,7
Bezpečnost vůči MSP pro stav tlaku	7,6

5.2.3 PÍSTNICE

Při volbě rozměrů pístnice bylo potřeba brát v potaz hydraulický návrh, magnetický návrh, ale také dostupnost rozměru polotovaru. Povrch pístnice musí mít nízkou drsnost a vysokou tvrdost. Magnetoreologický tlumič by měl navíc také disponovat pístnicí dutou tak, aby bylo možné skrz ni protáhnout napájecí vodiče cívky. S délkou přes 100 mm a průměrem díry 4 mm je patrné, že vrtání takové díry je technologicky náročné. S ohledem na tyto skutečnosti je zřejmé, že kusová výroba pístnice splňující požadavky je nejen technologicky, ale také finančně náročná a vyžaduje spolupráci se specializovanou firmou schopnou zajistit také tepelné případně chemicko-tepelné zpracování. Využití vhodného polotovaru duté pístní tyče, pokud má odpovídající rozměry, je tedy výhodné.

Rozměrovým nárokům hydraulického i magnetického návrhu vyhovoval polotovar o vnějším průměru 12 mm a vnitřním průměru 4 mm. Zvolený dodavatel navíc nabízel upravení konců polotovaru dle přání zákazníka, čehož bylo využito.

Na Obr. 33 jsou znázorněny vybrané rozměry pístnice. Závit M10 slouží ke spojení s horním uchycením tlumiče. Výběh závitů je konstruován dle doporučení příslušné normy. Sražení hrany $0,2 \times 45^\circ$ je voleno z důvodu eliminace možnosti poškození těsnění pístnice při jeho přetahování přes tuto hranu. Na druhou stranu bylo nutné zachovat co největší povrch čela pístnice z důvodu možného otláčení přilehlého hliníkového protikusů v sestavě. Závit M8 slouží ke spojení pístnice s ocelovým jádrem pístu. Poloměr R1 je zde přítomen z důvodu minimalizace vlivu vrubu při přechodu z průměru 8 mm na průměr 10 mm. Ze stejného důvodu není přítomen výběh závitů. Jelikož je ovšem délka závitů delší než délka zašroubování, není zde výběh nutný.

materiály (P42 – P43). Při ověřování tlaku v závitech je nutné uvažovat dovolený maximální tlak v závitech horšího materiálu – v tomto případě automatové oceli jádra pístu. Vzhledem k horším mechanickým vlastnostem materiálu jádra pístu bylo nutné brát ohled zejména na dovolený tlak v závitech tohoto materiálu a snížit sílu předpětí šroubů na úkor bezpečnosti vůči zániku sevření.

Při výpočtu bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti byly nejprve stanoveny tuhosti jednotlivých částí předepjatého šroubového spoje – osazené části pístnice (figurující jako šroub), horního hliníkového víčka a jádra pístu (výpočty (P24 – P31) v příloze 1). Dále bylo stanoveno předpětí šroubového spoje (P35). Z provozního zatížení, předpětí šroubového spoje a tuhostí jednotlivých součástí bylo dále možné stanovit napětí, a tedy bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti (P37 – P38). Okrajové podmínky výpočtu předepjatého závitového spojení M8 jsou uvedeny v Tab. 11. Hodnota utahovacího momentu musela být přizpůsobena tak, aby nedošlo k překročení dovoleného tlaku v závitech jádra pístu. Výsledné hodnoty bezpečností předepjatého závitového spojení M8 jsou uvedeny v Tab. 12.

Tab. 11 Okrajové podmínky předepjatého závitového spojení M8 na pístnici

Síla na pístnici $F_{P_{max}}$	1500 N
Utahovací moment závitu M8 M_{M8}	7,5 N·m
Síla působící v předepjaté části pístnice F_{sm8}	3595 N
Součinitel tvaru v místě přechodového poloměru α_{tvar}	1,7

Tab. 12 Bezpečnosti závitového spojení M8 na pístnici

Bezpečnost závitové části pístnice vůči MSP $k_{MSP_{m8}}$	2,6
Bezpečnost vůči zániku sevření k_{0m8}	3,0
Bezpečnost vůči MSP v místě přechodového poloměru $k_{MSP_{\alpha}}$	2,4
Maximální dovolený tlak v závitech z oceli pev. třídy 4.6 $p_{max_ocel_4.6}$	50 MPa
Maximální dosahovaný tlak v závitech M8 p_{max_m8}	43 MPa

Závitové spojení M10 na opačné straně pístnice bylo taktéž kontrolováno (výpočty (P44 – P57), přestože jsou jeho bezpečnosti vůči MSP zjevně vyšší než v případě spojení M8. Výpočet byl nutný ke stanovení utahovacího momentu a otláčení závitů (protikusem je horní uložení tlumiče vyrobené z hliníkové slitiny). Obdobně jako v případě závitu M8 muselo být přihlíženo k maximálnímu dovolenému tlaku v závitech hliníkového horního uložení tlumiče. Předpětí závitu tedy bylo přizpůsobeno tomuto parametru. Okrajové podmínky ověření závitového spojení M10 jsou uvedeny v Tab. 13. Výsledné bezpečnosti závitového spojení M10 jsou uvedeny v Tab. 14.

Tab. 13 Okrajové podmínky předepjatého šroubového spojení M10 na pístnici

Síla na pístnici $F_{P_{max}}$	1500 N
Utahovací moment závitu M10 M_{M10}	7,5 N·m
Síla působící v předepjaté části pístnice F_{sm10}	3154 N

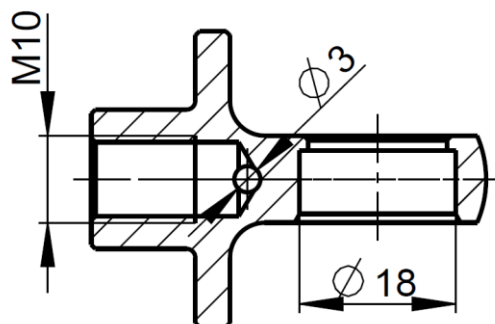
Tab. 14 Bezpečnosti závitového spojení M10 na pístnici

Bezpečnost závitové části pístnice vůči MSP k_{MSPm10}	5,6
Bezpečnost vůči zániku sevření k_{0m10}	3,0
Maximální dovolený tlak v závitech jádra pístu $p_{max_Al\ 5.8}$	35 MPa
Maximální dosahovaný tlak v závitech M10 p_{max_m10}	34 MPa

Všechny vypočítané bezpečnosti pístnice jsou dostačující. Pístnice tedy z pevnostního hlediska vyhovuje požadavkům.

5.2.4 HORNÍ ULOŽENÍ TLUMIČE

Díl horního uložení tlumiče je spojen pomocí závitu M10 s pístnicí tlumiče. V dílu je dále nalisováno sférické ložisko pro připojení celé sestavy tlumiče k vozidlu. Vybrané rozměry dílu jsou zobrazeny na Obr. 34. Přítomen je také vývrt pro vyvedení drátů cívky z pístu vedoucích středem pístnice. Na tento díl dále navazuje díl horní uložení pružiny, který je v rámci unifikace shodný se současně využívaným dílem na tlumiči Sachs (vlastní návrh týmu TU Brno Racing) viz Obr. 31. Dále je toto horní oko opatřeno pryžovým prvkem sloužícím jako doraz při maximálním stlačení tlumiče. Zvolený materiál je hliníková slitina EN AW 7075.T6 (smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ 480 MPa a minimální mez pevnosti R_m 530 MPa [35]). Pevnostní kontrola čítala ověření tlaku v závitu (viz předchozí podkapitola) a kontrolu celého dílu vůči meznímu stavu pružnosti jak pro stlačování tlumiče, tak roztahování.

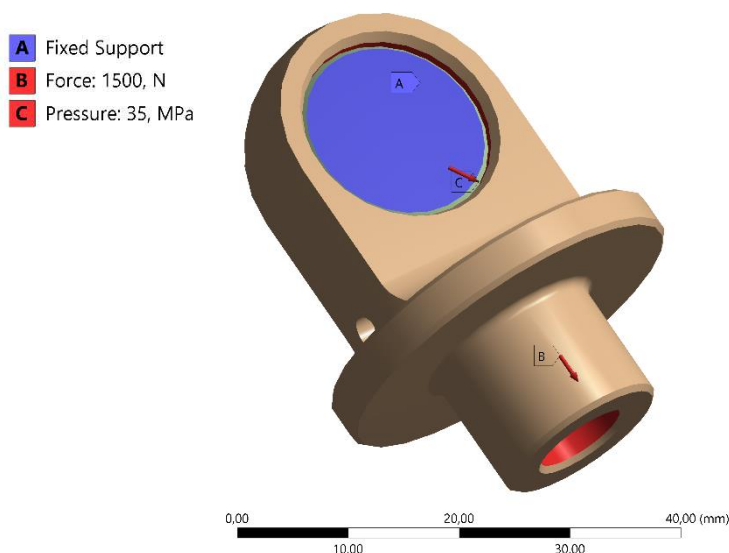


Obr. 34 Znárodnění vybraných rozměrů dílu horní uložení tlumiče

PEVNOSTNÍ OVĚŘENÍ HORNÍHO ULOŽENÍ TLUMIČE

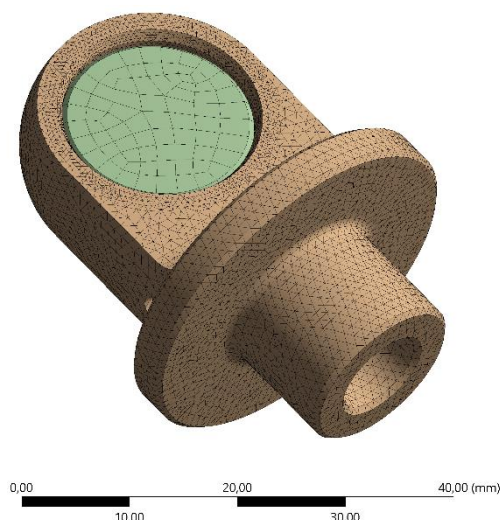
Celý díl byl pevnostně ověřen vůči meznímu stavu pružnosti za pomoci statické analýzy v softwaru Ansys Workbench. Vyšetřovanými stavy bylo stlačování a roztahování tlumiče. V díle je zalisováno sférické ložisko. Toto ložisko bylo při sestavování zátěžného modelu nahrazeno zjednodušeným válcovým dílem. Napětí způsobené zalisováním bylo nahrazeno tlakem na příslušnou plochu (viz Obr. 35). Hodnota působícího tlaku od zalisování ložiska byla vypočítána dle vzorců uvedených v [37]. Aplikovaný tlak tedy měl hodnotu 35 MPa. Výpočet je uveden v příloze 1 pod označením (P58).

Pro případ roztahování byly zvoleny okrajové podmínky zobrazené na Obr. 35. Náhrada ložiska je vetknutá pro zamezení pohybů obou dílů. Definovaným typem styku těchto dvou těles byl kontakt se třením. Na válcovou plochu pro zalisování ložiska byl aplikován tlak o velikosti 35 MPa viz výše. Na válcovou plochu pro závit M10 byla dále aplikována síla o velikosti 1500 N, která je rovna síle pevnostního zatěžování tlumiče viz kapitola 4.



Obr. 35 Okrajové podmínky pro tahové zatěžování dílu horní uložení tlumiče

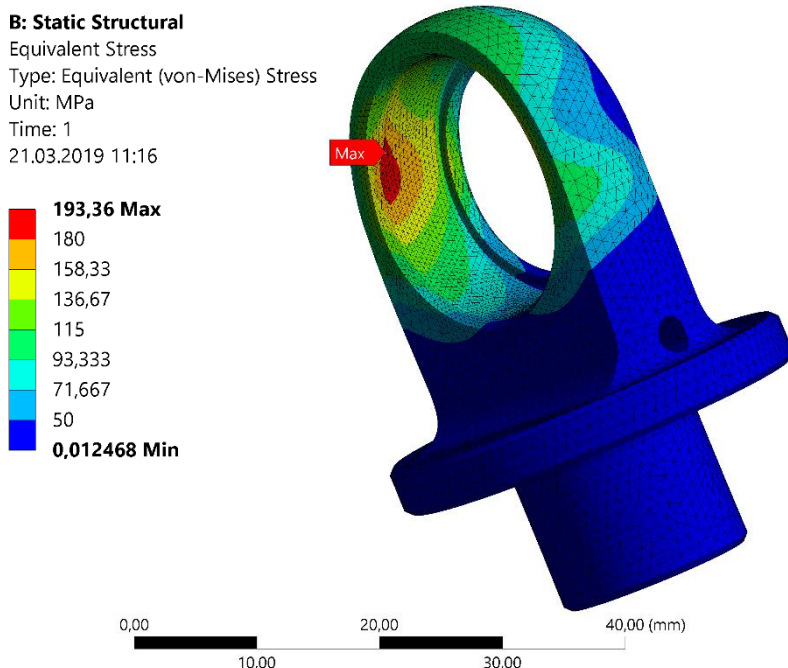
Základní velikost prvků byla zvolena na hodnotě 1 mm. Dále bylo přistoupeno ke zjemnění sítě v oblasti kolem ložiska. Náhrada ložiska má výchozí hrubou síť, jelikož napětí a deformace tohoto tělesa nejsou předmětem zájmu této analýzy. Přiřazený materiál náhrady ložiska je ocel.



Obr. 36 Síť modelu pro zatěžování horního uložení tlumiče tahem

Materiál zkoumaného dílu pro výpočet byl zvolen jako hliníková slitina. Výsledná síť obsahuje 141 607 prvků a je zobrazena na Obr. 36.

Místo s největším napětím v popisované simulaci je válcová plocha pro ložisko s maximálním napětím 193 MPa viz Obr. 37. Bezpečnost vůči MSP má hodnotu 2,5.

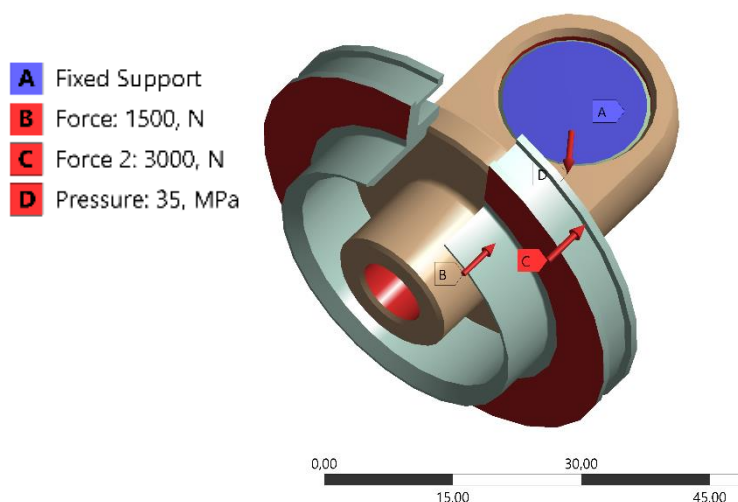


Obr. 37 Redukované napětí horního uložení tlumiče (teorie HMM)

Vzhledem k okrajovým podmínkám modelu je maximální deformace v místě nejvíce vzdáleném od vetknutého ložiska, a to s hodnotou 0,08 mm posunutí vůči nezátíženému stavu. Tato hodnota je velmi nízká, což značí odpovídající tuhost součásti.

STLAČOVÁNÍ TLUMIČE

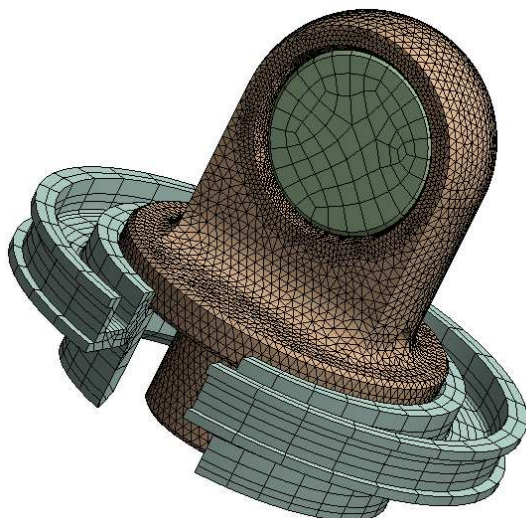
Pro stav stlačování tlumiče bylo navíc oproti roztahování tlumiče uvažováno se silou pružiny, která působí na horní uložení pružiny. Aplikovaná síla od pružiny je rovna stlačení pružiny o hodnotu maximálního zdvihu tlumiče. Tato hodnota byla pro přehlednost zaokrouhlena na hodnotu 3000 N. Ostatní okrajové podmínky (s výjimkou směru zatěžovací síly) zůstaly shodné



Obr. 38 Okrajové podmínky pro tlakové zatěžování horního uložení tlumiče

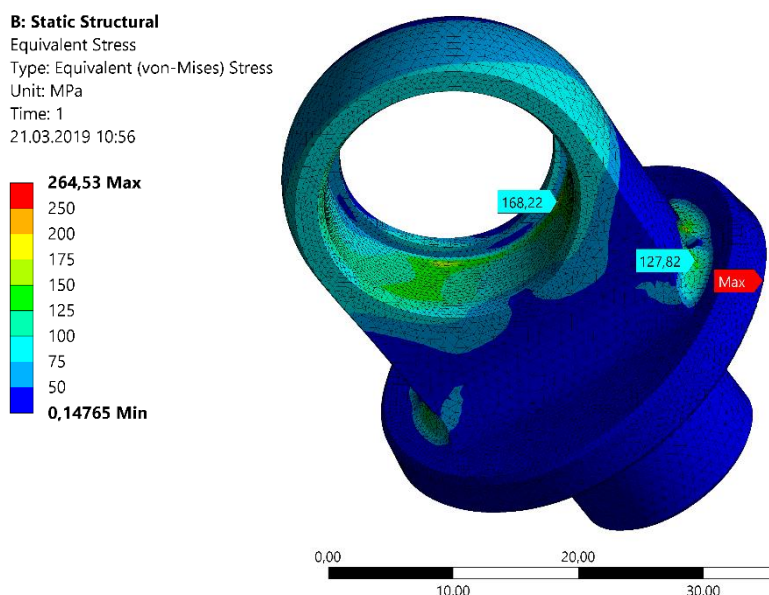
jako v případě zatěžování tahem. Okrajové podmínky analýzy jsou zobrazeny na Obr. 38. Kontakty mezi tělesy jsou v obou případech definované jako „se třením“.

Výpočtová síť je obdobná jako v případě zatěžování tahem, samozřejmě s dodatečným vysítováním uložení pružiny (viz Obr. 39). Další změnou je dodatečné zjemnění sítě v oblasti kontaktu tělesa s uložení pružiny. Síť čítá tedy celkem 177 628 prvků.



Obr. 39 Síť pro zatěžování modelu horního uložení tlumiče tlakem

Maximální redukované napětí dosahuje hodnoty 265 MPa (viz Obr. 40). Toto napětí je dosažováno na hraně mezi uložení pružiny a zkoumaným dílem. Jelikož na hranách dochází při výpočtech k nespojitostem, je nutné inkriminovaná místa pečlivě vyhodnocovat.

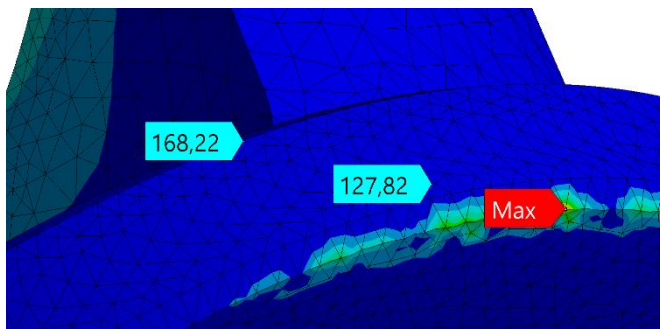
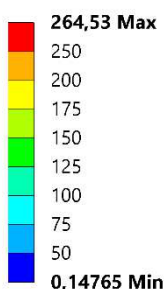


Obr. 40 Redukované napětí horního uložení tlumiče pro stav stlačování tlumiče (teorie HMM)

Jelikož se v tomto případě maximální napětí vyskytuje pouze v jednom bodě (viz Obr. 41) a v jeho okolí je napětí násobně menší, nelze tuto hodnotu považovat za blízkou realitě. Dalšími oblastmi vysokých hodnot napětí je okolí díry pro vyvedení drátů, uchycení uložení pružiny (viz Obr. 41) a válcová plocha pro zalisování ložiska. V první zmiňované oblasti je dosažované maximální redukované napětí o hodnotě 127,82 MPa. V posledním případě nabývalo

maximální redukované napětí hodnoty 168,22 MPa. Tato hodnota tedy bude považována za maximální dosažené redukované napětí. Výsledné bezpečnosti dílu horní uložení tlumiče jsou uvedeny v Tab. 15.

B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 21.03.2019 10:55



Obr. 41 Detail nespojitosti na hraně

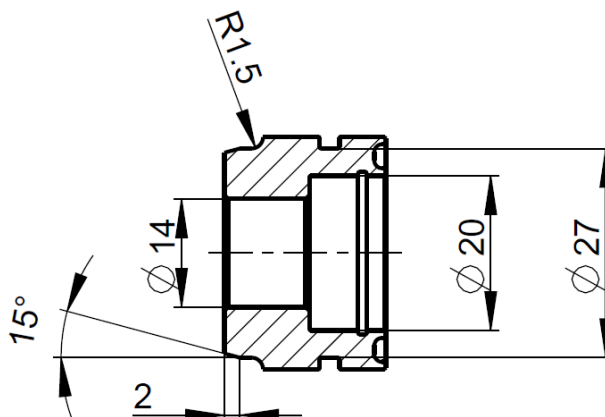
Nejvyšší dosažená deformace se nacházela v oblasti uložení pružiny s hodnotou 0,049 mm. Deformace nabývající nižších hodnot než v případě tahového namáhání byla očekávatelná, protože v tomto směru se nachází více materiálu a poddajnost dílu je tedy nižší.

Tab. 15 Bezpečnosti dílu horní uložení tlumiče

Bezpečnost horního uložení tlumiče vůči MSP v tahu	2,5
Bezpečnost horního uložení tlumiče vůči MSP v tlaku	2,9

5.2.5 KONSTRUKČNÍ UZEL TĚSNĚNÍ A VEDENÍ PÍSTNICE

Konstrukční uzel vedení a těsnění pístnice je řešen pomocí jednoho dílu, na kterém jsou umístěny všechny funkční prvky. Geometrie s vybranými rozměry je zobrazena na Obr. 42. Průměr 14 mm je funkční plocha pro zalisování kluzného ložiska vedení pístnice. Hlavními



Obr. 42 Znárodnění vybraných rozměrů dílu vedení a těsnění pístnice

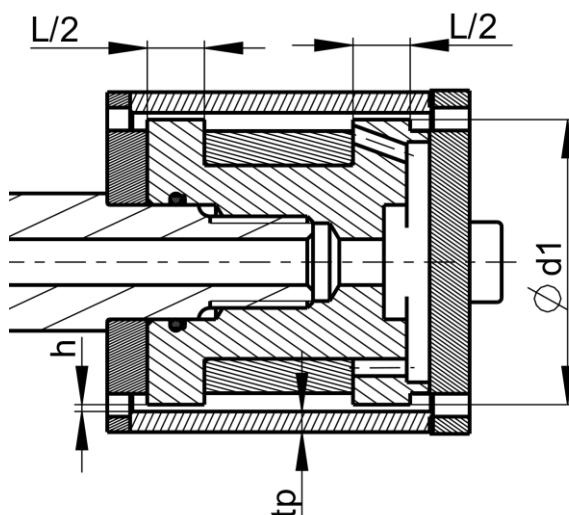
předpoklady tohoto ložiska pro správnou funkčnost jsou minimální tření a správné vedení pístnice (eliminace radiálních pohybů). Z těchto důvodů bylo přistoupeno k volbě ložiska SKF PCM E s bronzovým nosným plechem opatřeným vrstvou PTFE povlaku (teflon) pro minimalizaci třecích ztrát. Výhodou tohoto ložiska je nízké tření a kompaktní zástavbové rozměry (tloušťka stěny 1 mm).

Těsnění pístnice je provedeno pomocí pístnicového těsnění Hennlich K 754 (průměr 20 mm). Toto těsnění je běžně používané pro hydraulické aplikace. Axiální pojištění těsnění je provedeno pomocí vnitřního plochého pojistného kroužku.

Průměr 27 mm na vnější ploše dílu slouží k umístění statického těsnicího prvku s kruhovým průřezem. Plocha opatřená zaoblením R1,5 mm slouží k dosednutí drátěného pojistného kroužku dle normy DIN 7993 B, který axiálně drží díl ve své pozici. Spodní strana dílu obsahuje zahloubení pro vlepění statického těsnicího prvku s kruhovým průřezem o rozměru 22x3 mm, sloužícího jako doraz tlumiče pro roztažení. Celý díl je zhotoven z materiálu EN AW 7075.T6.

5.2.6 KONSTRUKČNÍ UZEL PÍSTU TLUMIČE

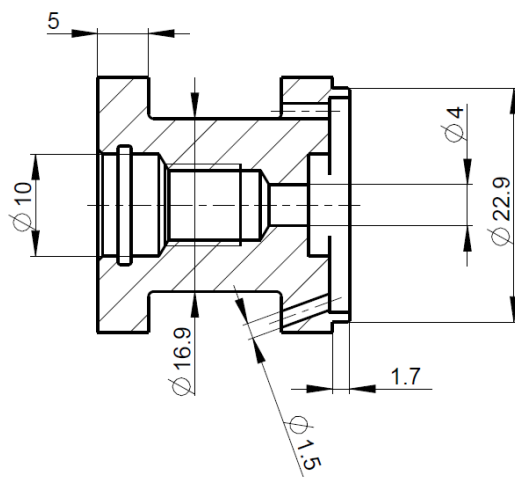
Tento konstrukční uzel obsahuje čtyři díly – jádro pístu, plášť pístu, horní a spodní víčko pístu (viz Obr. 43). Rozměry těchto dílů vycházejí z hydraulického a magnetického návrhu tlumiče. Je nutno zachovat souosost těchto dílů jak vůči sobě, tak pístnici. Z tohoto důvodu obsahují všechny díly středící prvky.



Obr. 43 Znárodnění rozměrů magnetické štěrbiny

JÁDRO PÍSTU

Jádro pístu je hlavní součástí magnetoreologického tlumiče. Tento díl nese cívku tlumiče a tvoří hlavní část magnetického obvodu. Jeho geometrie (Obr. 44) je podřízena rozměrové náročnosti cívky a dimenzování magnetického obvodu. Materiál vyhotovení je automatová ocel. Tato ocel by neměla obsahovat z důvodu magnetických vlastností více než 0,1 % uhlíku viz kapitola 5.3.2. Zvolený materiál je 11SMn30. Z důvodu nutnosti využití oceli dochází k hmotnostnímu nárůstu oproti tlumičům s konvenční technologií. Materiálové vlastnosti této oceli (ČSN 11 109) jsou dle normy minimální mez pevnosti 380 MPa a minimální mez kluzu 215 MPa [38].



Obr. 44 Znáznornění vybraných rozměrů jádra pístu

Rozměr 5 mm představuje polovinu délky magnetické štěrbiny L (viz Obr. 43), ve které dochází ke zmagnetování částic MR kapaliny a vychází z hydraulického návrhu tlumiče. Průměr 10 mm slouží ke středění dílu s pístnicí a již byl rozebrán v podkapitole 5.2.3. Průměr 16,9 mm představuje prostor pro navinutí cívky. Dvojice vývrtů o průměru 1,5 mm slouží k vyvedení drátů cívky a jejich následnému pozvolnému ohnutí do stupňovité drážky. Drážkou jsou dále dráty vedeny do díry o průměru 4 mm, kterou dále pokračují skrz pístnici a následně mimo tlumič. Osazení s hloubkou 1,7 mm a průměru 22,9 mm slouží ke středění dílu vůči spodnímu bronzovému víčku pístu.

PEVNOSTNÍ OVĚŘENÍ ÚNOSNOSTI ZÁVITOVÉHO SPOJENÍ M4 V JÁDŘE PÍSTU

Vzhledem k tomu, že se v jádře nachází dvojice závitů M4 pro uchycení spodního bronzového víčka, bylo nutné tyto závity pevnostně ověřit. Postup byl obdobný jako v případě ověřování závitů M8 a M10 na pístnici. Výpočty jsou uvedeny v příloze 1 (P59 – P76). Obdobně jako u závitových spojení M8 a M10, také zde bylo nutné, s přihlédnutím na horší materiálové vlastnosti jádra pístu, přistoupit ke snížení předpětí šroubů. Důvodem bylo zamezení překročení dovoleného tlaku v závitech jádra cívky. Okrajové podmínky výpočtu jsou uvedeny v Tab. 16. Výsledné bezpečnosti závitu M4 jsou uvedeny v Tab. 17. Navržené závitové spojení tedy vyhovuje požadavkům.

Tab. 16 Okrajové podmínky předepjatého závitového spojení M4

Zátěžná síla na každý šroub $F_{P_{max}}/2$	750 N
Utahovací moment závitu M4 M_{M4}	1,25 N·m
Síla působící v předepjatém šroubu F_{sm4}	1152 N

Tab. 17 Bezpečnosti závitového spojení M4

Bezpečnost šroubu M4 vůči zkušebnímu napětí	24,1
Bezpečnost vůči zániku sevření k_{0M4}	1,6
Maximální dovolený tlak v závitech jádra pístu $p_{\max \text{ ocel } 4.6}$	50 MPa
Maximální dosahovaný tlak v závitech M4 p_{\max_m4}	47 MPa

HORNÍ VÍČKO PÍSTU

Tento díl (Obr. 45) slouží k radiálnímu i axiálnímu zajištění pláště pístu, stejně jako jeho středění vůči jádru pístu a garanci definované šířky magnetické štěrbin. Dále je opatřen otvory pro kapalinu proudící magnetickou štěrbinou. Středění vůči pístnici je provedeno pomocí otvoru o průměru 10 mm vůči odpovídající ploše pístnice (uložení H8/h7). Materiál zhotovení je hliník EN AW 7075.T6.



Obr. 45 Díl horní víčko

SPODNÍ VÍČKO PÍSTU

Tento díl (Obr. 46) slouží k radiálnímu i axiálnímu zajištění pláště pístu a také jeho středění vůči jádru pístu a garanci definované šířky magnetické štěrbin. Středění vůči jádru pístu je realizováno pomocí osazení. Středění pláště je rovněž realizováno osazením. Upevnění k jádru pístu je realizováno pomocí dvojice šroubů M4.

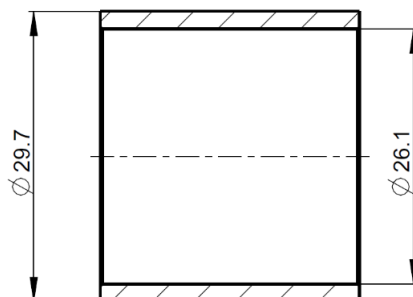
Dále tento díl slouží k vedení pístu uvnitř těla tlumiče. Z tohoto důvodu je nutno uvažovat vhodnou kluznou dvojici materiálů pro minimalizaci tření. V tomto případě byl zvolen materiál bronz EN CW 453 K.



Obr. 46 Díl spodní víčko

PLÁŠŤ PÍSTU

Plášť pístu je druhým dílem tvořícím magnetický obvod. Proto je zhotoven ze stejného materiálu jako jádro pístu. Středění dílu je zaručeno osazením na obou víčkách. Díky tomu je také zajištěna rovnoměrná šířka magnetické štěrbiny. Vybrané rozměry dílu jsou uvedeny na Obr. 47.



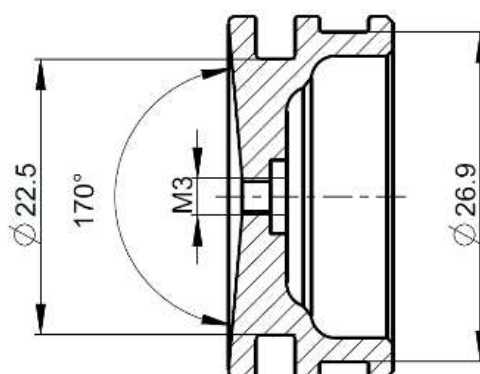
Obr. 47 Znárodnění vybraných rozměrů dílu plášť pístu

5.2.7 PLOVUCÍ PÍST

Geometrie plovoucího pístu byla volena s ohledem na minimalizaci hmotnosti, vhodnou zástavbu jeho vedení a těsnění oddělujícího plynné od kapalného média, ale také maximalizaci objemu stlačeného plynu a tedy minimalizace změn tlaku v závislosti na poloze pístu. Díl je zhotoven z materiálu EN AW 7075.T6.

Na Obr. 48 jsou zobrazeny vybrané rozměry dílu. Průměr 22,5 mm slouží k umístění těsnění. Bylo zvoleno těsnění Hennlich DK 143. Na průměru 26,9 mm je umístěn vodící pásek pro vedení plovoucího pístu. Byl zvolen pásek Hennlich F 87 s obsahem PTFE, pro minimalizaci tření.

Jelikož nebylo z rozměrových důvodů možné umístit odvodušňovací otvor do dílu „vedení a těsnění pístnice“, bylo přistoupeno k odvodušňování tlumiče přes plovoucí píst. Z tohoto důvodu je zde umístěn šroub M3 se zapuštěním pro jeho hlavu. Šroub je těsněn pomocí statického těsnění pod hlavou tohoto šroubu. Kuželová plocha v čele dílu napomáhá kvalitnímu odvodušňování. Jelikož při sestavování tlumiče je obtížné dosáhnout dokonale vodorovné polohy, kuželová plocha napomáhá usměrnění bublin vzduchu, které by se tak měly koncentrovat právě v tomto kuželovém prostoru a posléze uniknout skrz otvor pro šroub.

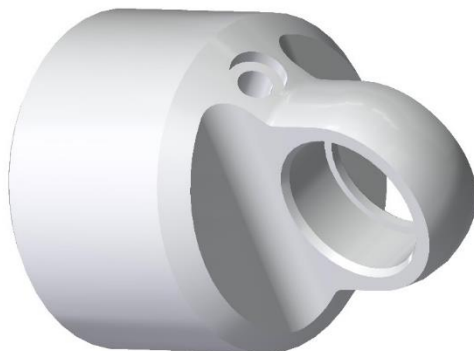


Obr. 48 Znárodnění vybraných rozměrů dílu plovoucí píst

5.2.8 SPODNÍ ULOŽENÍ TLUMIČE

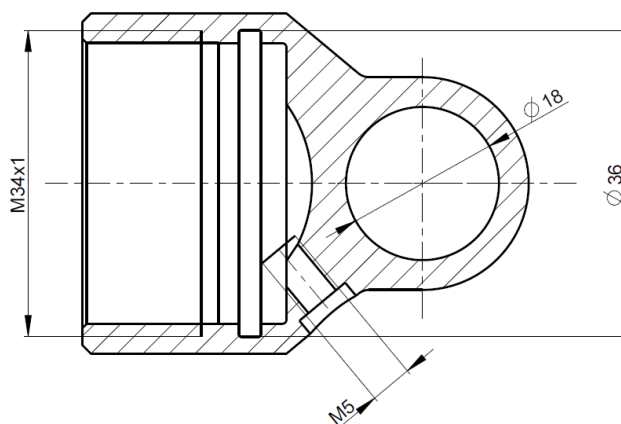
Tento díl (Obr. 49 a Obr. 50) má za úkol utěsnit spodní část těla tlumiče a zamezit únikům stlačeného plynu. Je nutné, aby byl schopen přenést veškeré síly působící na tlumič a zajistil

jeho připojení k vozidlu. Materiál, ze kterého je díl zhotoven, je hliníková slitina EN AW 7075.T6. Díl byl pevnostně ověřen vůči meznímu stavu pružnosti, jak pro stav stlačování tlumiče, tak roztahování, pomocí statické pevnostní analýzy využívající metodu konečných prvků v programu Ansys Workbench.



Obr. 49 Geometrie dílu spodní uložení tlumiče

Pro plnění stlačeného vzduchu byl zvolen ventilek pocházející z airsoftové zbraně na plynový pohon. Výhodou oproti konvenčnímu ventilků jsou minimalistické rozměry. Připojení do sestavy je pomocí závitů M5. Průměr 36 mm je rozměr pro zástavbu statického těsnění, které těsní vůči tělu tlumiče. Průměr 18 mm slouží k zalisování sférického ložiska, kterým je sestava tlumiče spojena s vozidlem. Závit M34x1 slouží k připojení dílu k tělu tlumiče. Vybrané rozměry jsou znázorněny na Obr. 50.

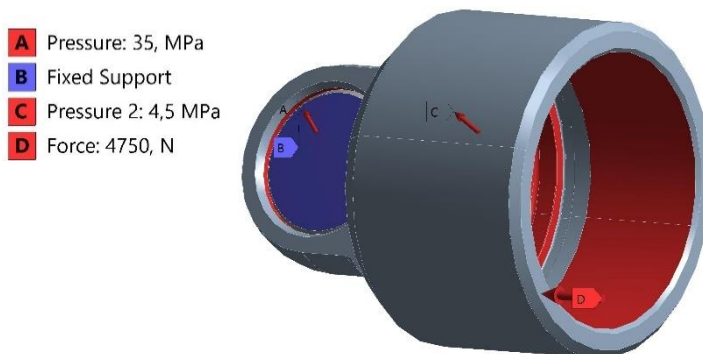


Obr. 50 Znáznornění vybraných rozměrů dílu spodní uložení tlumiče

PEVNOSTNÍ KONTROLA

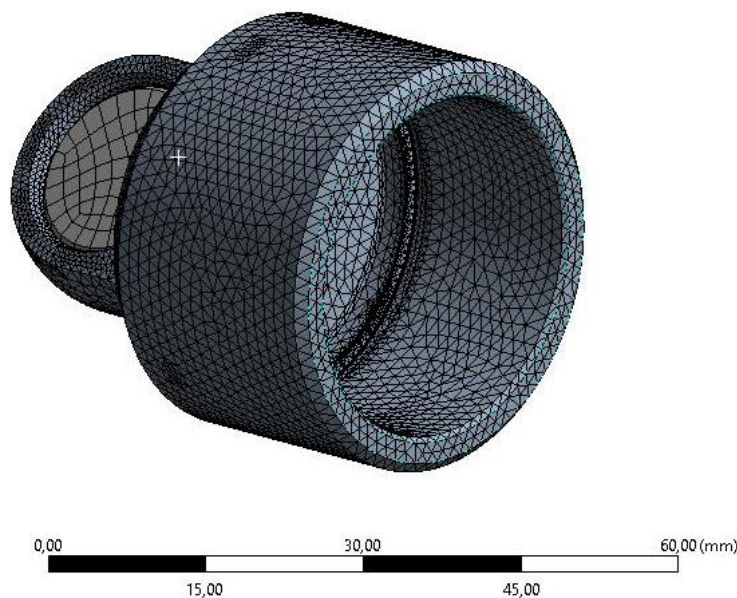
Díl byl pevnostně kontrolován vůči meznímu stavu pružnosti za pomoci statické analýzy v softwaru Ansys Workbench obdobně jako v případě horního uložení tlumiče. Ověřované zátěžné stavy jsou také stejné (roztahování a stlačování tlumiče), ovšem s okrajovými podmínkami specifickými pro tento díl viz Obr. 51. Stejným způsobem byla rovněž aplikována náhrada ložiska s aplikovaným tlakem představujícím zalisování. Tato náhrada ložiska byla opět vetknuta.

Pro stav stlačování tlumiče byl aplikován tlak 4,5 MPa na příslušnou plochu dílu. Tento tlak představuje součet pracovního tlaku při působící návrhové tlumicí síly (výpočet P3) a statického tlaku plynové náplně tlumiče p_1 (výpočet P4). Zatěžující síla působící na válcovou plochu pro závit M34x1 má hodnotu 4750 N. Tato hodnota je součtem síly od maximálního stlačení



Obr. 51 Okrajové podmínky stlačování tlumiče pro díl spodní uložení tlumiče

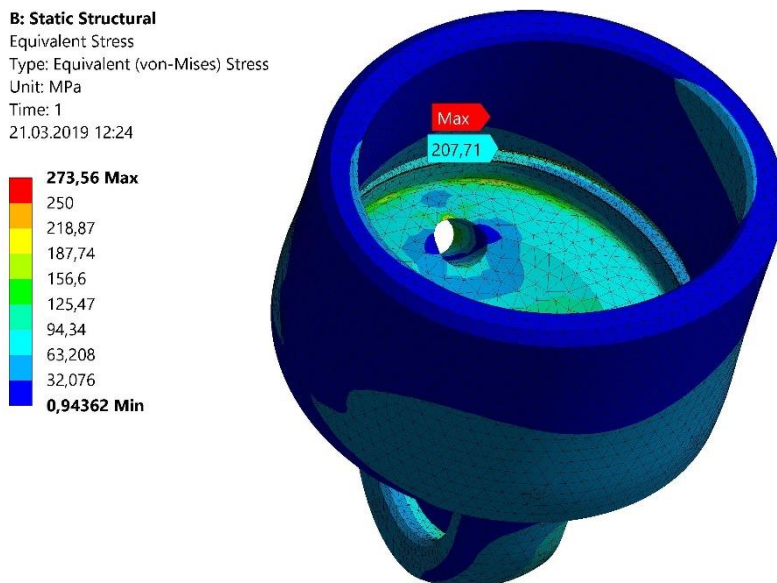
pružiny, která je přes tělo tlumiče přenášena na spodní uložení tlumiče, a návrhové tlumicí síly pro pevnostní zatěžování. Okrajové podmínky analýzy jsou znázorněny na Obr. 51. Základní síť modelu měla velikost prvku 0,5 mm. Tato síť byla dále zjemněna v oblasti pro ložisko a v okolí drážky pro těsnicí kroužek. Model (Obr. 52) tedy obsahoval 138 092 prvků.



Obr. 52 Síť modelu spodního uložení tlumiče

Dosahované redukované napětí nabývalo dle očekávání maxima v místě drážky pro těsnicí kroužek. Maximální hodnota redukovaného napětí v tomto místě byla 274 MPa (dle teorie HMM) viz Obr. 53. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti v tomto místě je tedy 1,8.

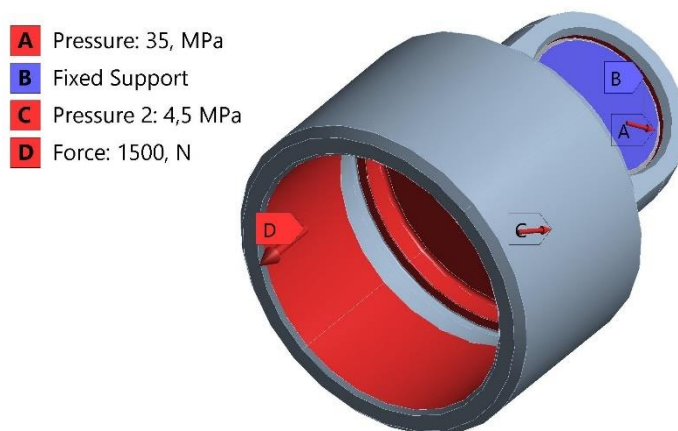
Největší deformace se vyskytla ve válcové části dílu, která navazuje na tělo tlumiče. Vzhledem k okrajovým podmínkám modelu je tato deformace očekávatelná. Maximální hodnota 0,03 mm je velmi nízká a svědčí o dobrém návrhu.



Obr. 53 Rozložení napětí při tlakovém namáhání spodního uložení tlumiče (teorie HMM)

TAHOVÉ NAMÁHÁNÍ DOLNÍHO ULOŽENÍ TLUMIČE

Obdobně jako v případě horního uložení tlumiče oproti stlačování tlumiče nebyla aplikována síla od pružiny. Kromě směru zatěžovací síly ostatní okrajové podmínky zůstaly zachovány viz Obr. 54.

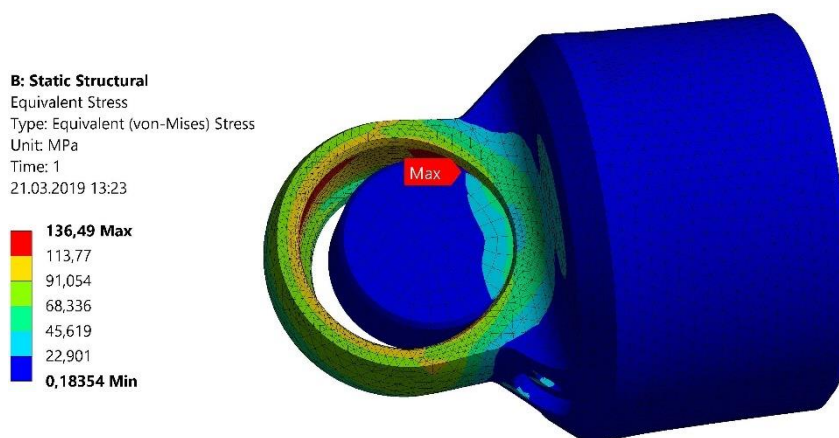


Obr. 54 Okrajové podmínky pro tahové zatěžování spodního uložení tlumiče

Síť modelu pro tahové zatěžování byla identická jako v případě tlakového zatěžování. Navzdory předpokladům se maximální redukované napětí nenacházelo v drážce pro těsnicí kroužek, ale na válcové ploše pro zalisování ložiska.

Deformovaný tvar (Obr. 55 – pro názornost jsou deformace mnohonásobně zvětšeny) ukazuje, že vnitřní tlak tlumiče působící na příslušnou plochu tohoto dílu vyvozuje větší sílu, než je tahová síla působící na válcovou plochu pro závit M34x1. Okolí vetknutého ložiska je tedy zatěžováno tlakem. Největší redukované napětí dosahuje hodnoty 136 MPa viz Obr. 55. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti je 3,5.

Maximální deformace o velikosti 0,01 mm vzhledem k poměrně nízkému redukovanému napětí není překvapivé. Umístění na okraji plochy pro zalisování ložiska rovněž odpovídá převažujícímu tlakovému zatížení dílu. Tab. 18 shrnuje bezpečnosti vůči MSP spodního uložení tlumiče.



Obr. 55 Redukované napětí spodního uložení tlumiče pro stav roztahování tlumiče

Tab. 18 Bezpečnosti spodního uložení tlumiče

Bezpečnost dolního uložení tlumiče vůči MSP v tahu	3,5
Bezpečnost dolního uložení tlumiče vůči MSP v tlaku	1,8

5.3 ELEKTROMAGNETICKÝ A HYDRAULICKÝ NÁVRH TLUMIČE

Následující podkapitola pojednává o elektromagnetickém a hydraulickém návrhu tlumiče s cílem dosáhnout obdobné $F(v)$ charakteristiky navrhovaného tlumiče jako je návrhová charakteristika stanovená v kapitole 5.1.

5.3.1 HYDRAULICKÝ NÁVRH

Hydraulický návrh vychází z výpočtů řízené a neřízené tlumicí síly pro danou rychlost pohybu pístnice. Výsledná tlumicí síla je součtem těchto sil. V případě nulového magnetického pole ve štěrbině je tlumicí síla závislá pouze na neřízené tlumicí síle. Zjednodušený vztah pro výpočet tlumicí síly udává rovnice (17) [39]:

$$F_T = F_\tau + F_\eta, \quad (17)$$

kde

F_T ... tlumicí síla [N]

F_τ ... řízená tlumicí síla [N]

F_η ... neřízená tlumicí síla [N]

Řízená tlumicí síla (složka tlumicí síly ovlivňovaná změnou meze toku kapaliny) lze vypočítat pomocí vztahu (18) [39]:

$$F_{\tau} = c \cdot \frac{\tau_0 \cdot L \cdot A_{PA}}{h}, \quad (18)$$

kde

- c ... součinitel pohybu kapaliny ve štěrbině [-]
 τ_0 ... mez toku kapaliny [Pa]
 L ... délka aktivní zóny mag. štěrbině [m]
 A_{PA} ... rozdíl plošného průřezu pístu a pístnice [m²]
 h ... tloušťka mag. štěrbině [m]

Součinitel pohybu kapaliny ve štěrbině c lze určit dle vztahu (19) [39]:

$$c = 2,07 + \frac{1}{1 + 0,4 \cdot \frac{w \cdot h^2 \cdot \tau_0}{12 \cdot A_{PA} \cdot v_0 \cdot \eta_0}}, \quad (19)$$

kde

- w ... obvod mag. štěrbině [m]
 η_0 ... dynamická viskozita kapaliny [Pa·s]
 v_0 ... rychlost pohybu pístnice [m·s⁻¹]

Neřízená složka tlumicí síly je závislá na geometrii magnetické štěrbině a tření tlumiče. Hodnoty lze dopočítat podle vztahu (20) [39]:

$$F_{\eta} = F_t + \left(1 + \frac{w \cdot h \cdot v_0}{2 \cdot Q}\right) \frac{12 \cdot \eta_0 \cdot Q \cdot L \cdot A_{PA}}{w \cdot h^3}, \quad (20)$$

kde

- Q ... průtok mag. štěrbinou [m³·s⁻¹]

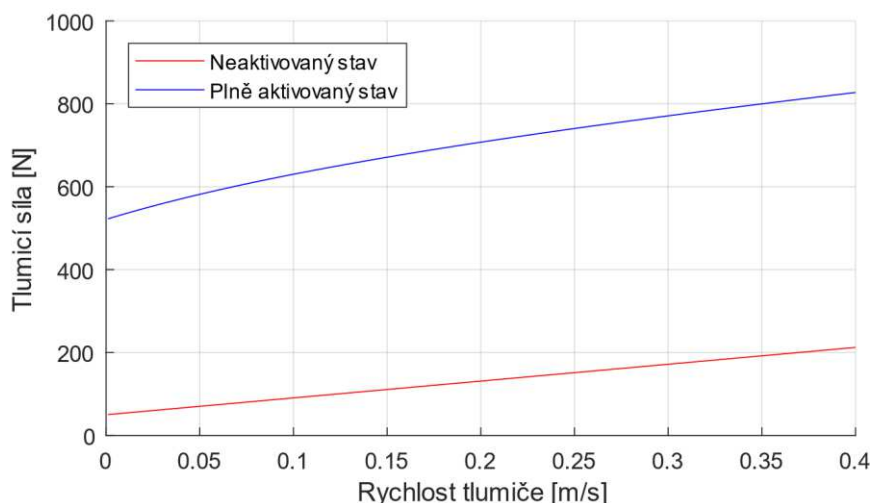
Hodnoty vstupních parametrů výpočtu jsou uvedeny v Tab. 19.

Tab. 19 Návrhové parametry hydraulického modelu tlumiče

Dynamická viskozita (při 30 °C) η_0	0,156 Pa·s
Průměr pístu D_p	30 mm
Průměr pístnice d_p	12 mm
Šířka mag. štěrbině h	0,6 mm
Délka magnetické štěrbině L	5 + 5 mm
Mez toku kapaliny v plně aktivovaném stavu τ_0	23 kPa
Malý průměr mag. štěrbině d_l	24,9 mm
Třecí síla (odhad) F_t	50 N

Hodnota dynamické viskozity vychází z měření Michala Kubíka [40]. Průměr pístu a pístnice vychází z konstrukčního návrhu tlumiče. Odhad třecí síly byl stanoven na základě běžných hodnot u vozidlových tlumičů obdobné velikosti. Šířka a délka mag. štěrby vyplývá z hydraulických výpočtů dle vzorců (17–20), které byly provedeny s cílem dosáhnout návrhové $F(v)$ charakteristiky stanovené v kapitole 5.1. Výstupem těchto výpočtů jsou návrhové $F(v)$ charakteristiky uvedené na Obr. 56. Žádaná mez toku MR kapaliny v plně aktivovaném stavu byla stanovena rovněž s ohledem na návrhovou tlumicí charakteristiku. Zároveň však bylo nutné přihlížet na vlastnosti MR kapaliny samotné, viz materiálový list [41]. Výpočet proběhl v prostředí Matlab. Výpočtový program je přiložen v příloze 2.

Výsledná návrhová $F(v)$ charakteristika plynoucí z hydraulického návrhu je zobrazena na Obr. 56. Tato charakteristika není totožná s charakteristikou návrhovou (která je, jak je zřejmé, idealizovaná), svými hodnotami a trendem však této charakteristice odpovídá. Jak je patrné, charakteristika neobsahuje sklon před zalomením c_1 . Jelikož k modelování obtoku je nutné využít pokročilé CFD⁶ modelování, bylo přistoupeno k experimentálnímu vytvoření obtoku ve fázi testování funkčního vzorku postupným vyhlubováním obtokových kanálů viz kapitola 6.2.3. Dosažená návrhová charakteristika plynoucí z hydraulického výpočtu odpovídá návrhové charakteristice stanovené v kapitole 5.1. Hydraulický návrh je tedy vyhovující a není třeba návrhové parametry dále upravovat.



Obr. 56 $F(v)$ charakteristika tlumiče plynoucí z hydraulického návrhu

Směrnice c_2 pro neaktivovaný stav má hodnotu $390 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$. Tlumicí síla pro rychlost $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je rovna 168 N . Pro plně aktivovaný stav je směrnice c_2 v lineární část křivky rovna hodnotě $570 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$. Tlumicí síla pro maximální návrhovou rychlost má hodnotu 757 N . Porovnání návrhových charakteristik z kapitoly 5.1.3 a hydraulického návrhu je uvedeno v Tab. 20 (pro neaktivovaný stav) respektive Tab. 21 (pro plně aktivovaný stav).

Tab. 20 Porovnání návrhové charakteristiky a hydraulického návrhu pro neaktivovaný stav

	Návrhová křivka	Hydraulický návrh	Odchylka
Směrnice c_2	$500 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	$390 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	-22 %
$F_{T0,3}$	235 N	168 N	-29 %

⁶ Computational fluid dynamics – výpočtové modelování proudění

kde

$F_{T0,3}$... tlumicí síla při rychlosti pohybu tlumiče $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [N]

Tab. 21 Porovnání návrhové křivky a hydraulického návrhu pro plně aktivovaný stav

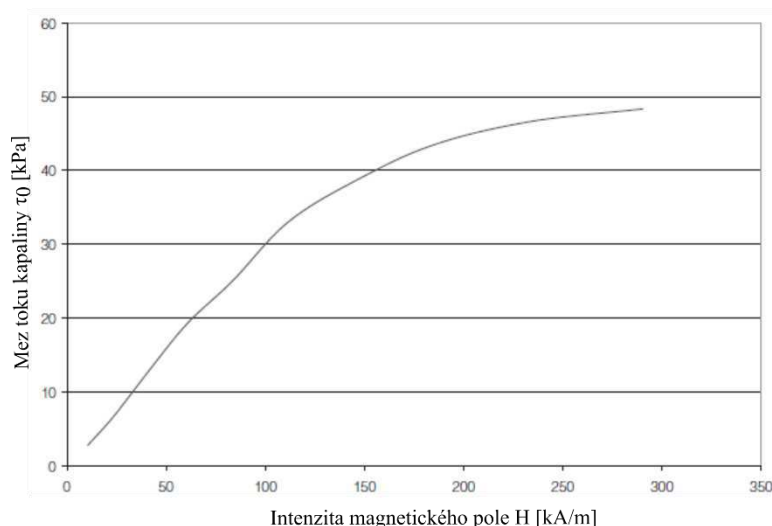
	Návrhová křivka	Hydraulický návrh	Odchylka
Směrnice c_2	$500 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	$570 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	14 %
$F_{T0,3}$	575 N	757 N	32 %

Pro neaktivovaný stav je směrnice plynoucí z hydraulického návrhu o 22 % méně strmá než v případě návrhové křivky. Tlumicí síla je nižší o 29 % než v případě návrhové křivky. Pro plně aktivovaný stav je směrnice je o 14 % strmější v případě hydraulického návrhu než u návrhové křivky. Tlumicí síla je vyšší o 32 %. Tato čísla svědčí o vyšším tlumicím rozsahu než v případě návrhových křivek.

V případě plně aktivovaného stavu je hodnota velmi pozitivní, jelikož umožní více možných nastavení navrhovaného tlumiče. U neaktivovaného stavu je rozsah taktéž zvětšen. Hrozí zde však nebezpečí pro případ selhání, že tlumicí síla v neaktivovaném stavu nebude dostatečná. Vzhledem k tomu, že měřicí sonda Ústavu konstruování má tloušťku 0,6 mm však nebyl návrh měněn, jelikož by nebylo možné naměřit magnetickou indukčnost ve štěrbině. Toto měření je velmi důležité pro validaci magnetické simulace.

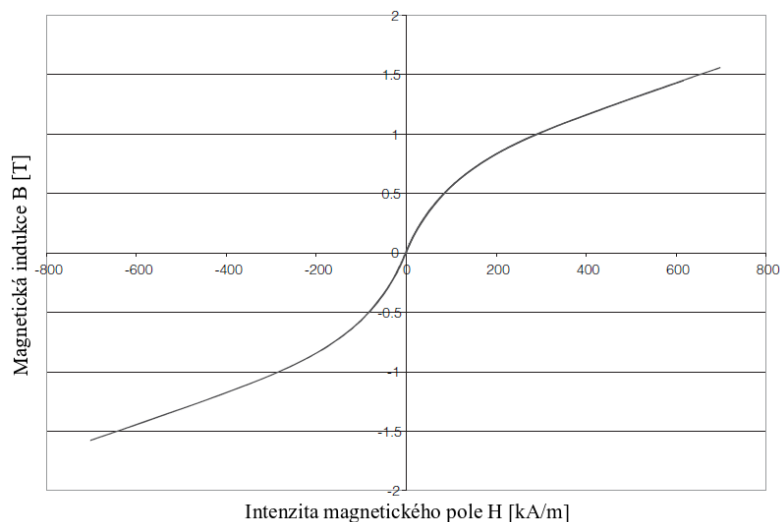
5.3.2 MAGNETICKÝ NÁVRH

Cílem následující podkapitoly je navrhnout magnetický obvod tlumiče tak, aby dokázal vybudit MR kapalinu na požadovanou hodnotu meze toku stanovenou v hydraulickém návrhu, tj. vyvodit mez toku minimálně 23 kPa.



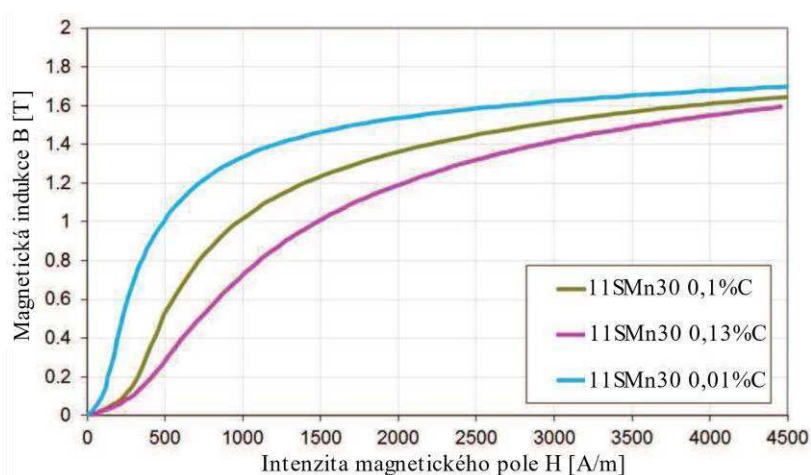
Obr. 57 Závislost meze toku kapaliny na intenzitě magnetického pole pro kapalinu LORD MRF-132 [41]

Předpokladem pro úspěšný magnetický návrh je znalost závislosti meze toku MR kapaliny na intenzitě magnetického pole viz Obr. 57. Z této závislosti vyplývá, že pro dosažení meze toku o hodnotě 23 kPa (viz předchozí podkapitola) je nutné vyvodit v magnetické štěrbině intenzitu magnetického pole $70 \text{ kA}\cdot\text{m}^{-1}$. Pro samotnou analýzu je dále zapotřebí znát B-H křivky jednotlivých materiálů. Pro MR kapalinu je tato křivka zobrazena na Obr. 58.



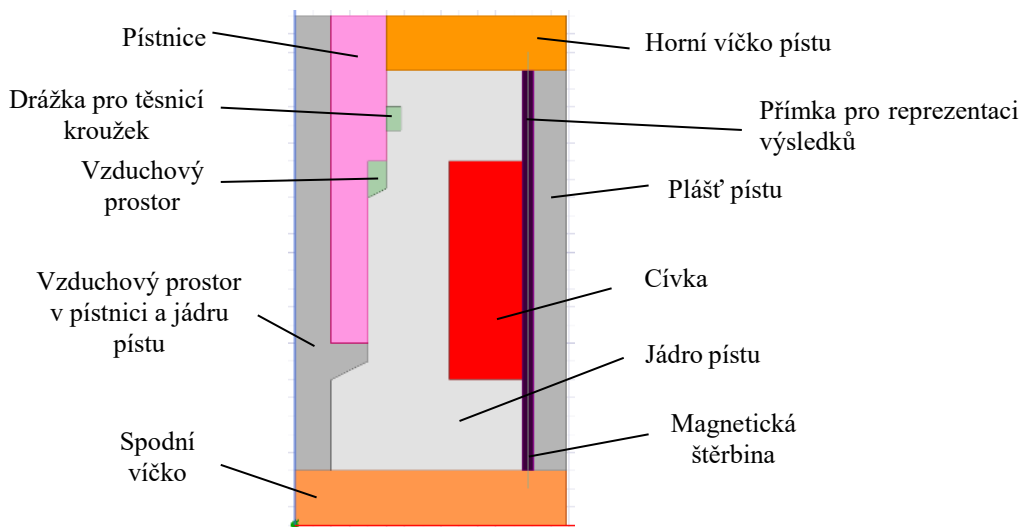
Obr. 58 B-H charakteristika MR kapaliny LORD MRF-132 [41]

Michal Kubík [40] experimentálně zjišťoval závislosti magnetické indukce na intenzitě magnetického pole u vybraných nízkouhlíkatých ocelí viz Obr. 59. Pro ocel 11SMn30 byly porovnávány tyto vlastnosti na vzorcích s různým obsahem uhlíku. Při obsahu uhlíku 0,1 % je mez nasycení pro tuto ocel přibližně na hodnotě 1,6 T. Tato hranice byla stanovená jako maximální přípustná magnetická indukce pro maximální budicí proud, přestože ocel z tavby použité pro výrobu prototypového tlumiče měla nižší obsah uhlíku, a tudíž lepší magnetické vlastnosti. V simulaci tedy byla využita B-H křivka pro obsah uhlíku 0,1 %. Tímto konzervativním přístupem je zajištěna možnost využití oceli do tohoto obsahu uhlíku pro budoucí výrobu finálních kusů tlumiče bez nutnosti opakování simulace, při dodržení stanovení hranice obsahu uhlíku.



Obr. 59 B-H charakteristiky oceli 11SMn30 s různým obsahem uhlíku [40]

Magnetický návrh byl proveden ve specializovaném softwaru Ansys Maxwell statickou magnetickou simulací. V tomto programu byl vytvořen zjednodušený model geometrie magnetického obvodu viz Obr. 60. Jednotlivým částem byly poté přiřazeny příslušné materiály, a tedy magnetické vlastnosti. Vzhledem k rotační symetrii bylo možné zjednodušit úlohu na rovinnou (2D) úlohu s osovou symetrií, čímž bylo dosaženo značné úspory výpočetního času.



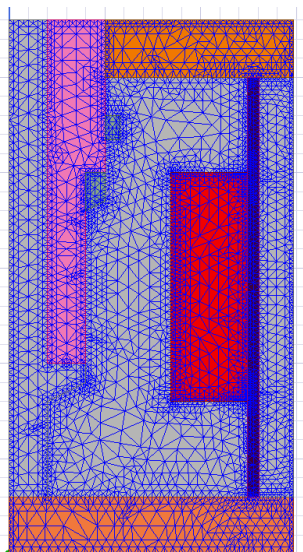
Obr. 60 Popis prvků magnetického modelu

Tvarové prvky jako závity a drážky pro vývod drátů cívky byly pro zjednodušení zanedbány, jelikož ovlivňují magnetický obvod pouze lokálně a jejich vliv na celkovou výkonnost lze považovat za minimální.

V Tab. 22 je uvedeno přiřazení materiálových vlastností jednotlivým prvkům magnetického modelu. Pístnici byl přiřazen magneticky nevodivý materiál (vakuum), přestože je zhotovena z oceli. Jelikož přesné chemické složení a vliv chromování povrchu na magnetické vlastnosti je obtížné stanovit, bylo využito tohoto konzervativního přístupu.

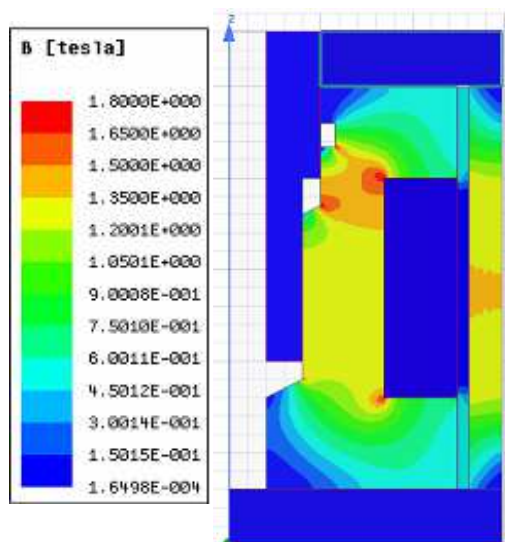
Tab. 22 Přiřazení materiálových vlastností prvkům magnetického modelu

Pístnice	Vakuum
Vzduchové prostory	Vakuum
Drážka pro těsnicí kroužek	Vakuum
Jádro pístu	Automatová ocel
Horní víčko pístu	Hliník
Spodní víčko pístu	Bronz
Magnetická štěrbina	MR kapalina MRF-132
Plášť pístu	Automatová ocel
Cívka	Měď

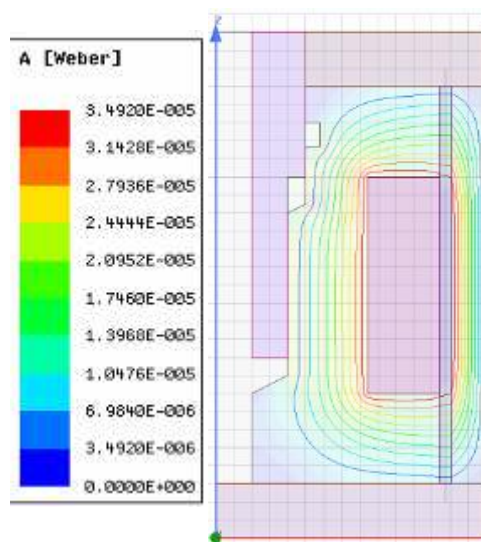


Obr. 61 Síť magnetického modelu

Maximální budicí proud byl stanoven na 2 A vzhledem k navrhovanému měděnému drátu vinutí cívky o průměru 0,6 mm. Tato hodnota vychází z konvencí pro proudové hustoty vinutí elektromotorů, kdy běžné hodnoty jsou v rozmezí 6 – 8,5 A·mm⁻² [42]. V tomto případě je proudová hustota rovna 7 A·mm⁻². Pro dosažení odpovídajícího magnetického buzení ve je potřeba použít 80 závitů cívky. Tato hodnota plyne ze simulace popisované v této podkapitole. Rozměry jednotlivých prvků vycházejí z konstrukčního a hydraulického návrhu. Důležité rozměry jsou zobrazeny na Obr. 44, kap. 5.2.6. Jejich hodnoty jsou poté uvedeny v Tab. 19. Síť modelu obsahovala 1084 prvků a je zobrazena na Obr. 61.



Obr. 62 Výsledky simulace magnetické indukce v mag. obvodu tlumiče

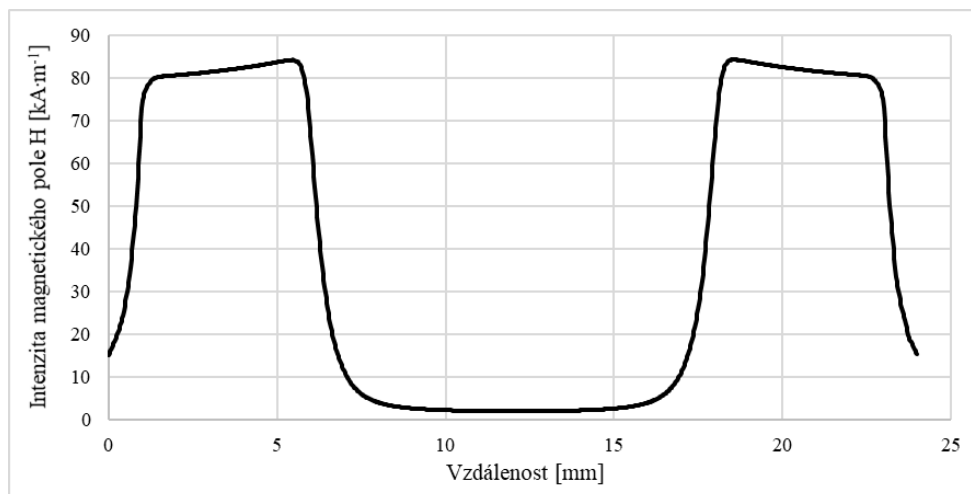


Obr. 63 Výsledky simulace magnetického toku v mag. obvodu tlumiče

Na Obr. 62 jsou graficky znázorněny výsledky simulace magnetické indukce v definovaném magnetickém obvodu. Snahou bylo zachovat magnetickou indukci pod hranicí 1,6 T z důvodu možného nasycení materiálu. Jak je vidět na obrázku, tato hranice byla překročena pouze na hranách, kde dochází k nespojitostem, jelikož jsou tyto hrany dokonale ostré. Kritickým místem je průřez mezi cívkou a osazením na pístnici o průměru 10 mm, avšak stále pod stanovenou

hranicí. Na Obr. 63 je zobrazen magnetický tok v magnetickém obvodu tlumiče. Lze pozorovat, že tok je plynulý bez ostrých hran, což svědčí o dobrém návrhu magnetického obvodu.

Na Obr. 64 je zobrazen průběh intenzity magnetického toku podél magnetické štěrbiny. Lze pozorovat, že tok není konstantní po délce magnetické štěrbiny L . Z tohoto důvodu bude uvažována hodnota ze středu této oblasti, jež se nachází 2,5 mm od okraje jádra pístu. Hodnota v tomto bodě je rovna $81,87 \text{ kA}\cdot\text{m}^{-1}$. Stanovený cíl byl tedy splněn a magnetický obvod vyhovuje stanoveným kritériím.



Obr. 64 Průběh intenzity magnetického pole ve středu mag. štěrbiny

6 VÝROBA A OVĚŘENÍ FUNKČNÍHO VZORKU

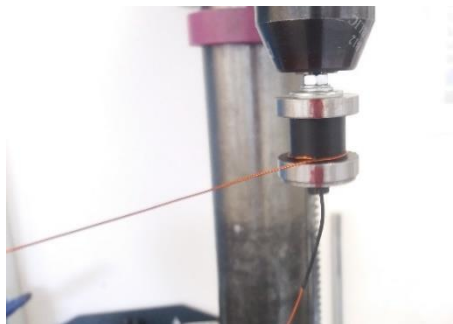
Následující kapitola pojednává o nutných dílčích krocích vedoucích k sestavení funkčního vzorku tlumiče. Ten byl poté odzkoušen. Výroba většiny dílů prototypového tlumiče proběhla ve vlastní režii týmu TU Brno Racing na VUT v Brně. Hlavním důvodem byla časová flexibilita a vysoká vytíženost výrobních partnerů v době zhotovení funkčního vzorku. Zjednodušený plášť tlumiče a pístnice byly vyrobeny na zakázku specializovanou firmou.

6.1 VÝROBA PÍSTU TLUMIČE

Píst tlumiče jakožto specifický díl MR tlumiče byl finalizován v úzké spolupráci se členy pracovní skupiny vedoucího práce. Tato skupina má s obdobnými tlumiči mnohaleté zkušenosti a vybudované „know-how“.

6.1.1 NAVÍJENÍ CÍVKY NA JÁDRO PÍSTU A KOMPLETACE S PÍSTNICÍ

Prvním nutným krokem při kompletaci jádra pístu je navinutí jeho cívky (Obr. 65 a Obr. 66). Bylo nutné řádně izolovat závity cívky od materiálu magnetického obvodu tak, aby nedošlo ke zkratu. Při navíjení cívky nebylo možné dosáhnout navrhovaného počtu 80 závitů, vzhledem k nutnosti zachovat dostatek prostoru pro její zalití plastem. Konečný počet závitů je tedy 70. Důvodem snížení počtu závitů oproti návrhu je rozměrová náročnost ohybu vodiče prvního závitu (kvůli jeho ochraně před zalomením) a dosedání ostatních závitů v dalších řadách respektujících řady předchozí. Prostor pro cívku tedy nemohl být využit efektivně a rozměrová rezerva v návrhu nebyla dostatečná.



Obr. 65 Navíjení cívky na izolované jádro



Obr. 66 Cívka s finálním počtem závitů

Po navinutí cívky následovalo spojení jádra pístu s pístnicí a horním víčkem pístu. Poté mohly být dutou pístnicí protaženy standardní barevně rozlišené izolované vodiče, které byly připájeny k vinutí cívky (Obr. 67). Ohnuté vodiče byly následně zality silikonovým tmelem (Obr. 68) z důvodu jejich ochrany před poškozením, eliminaci jejich pohybu a utěsnění jádra pístu vůči vniknutí MR kapaliny skrz otvor pro vývod vodičů.



Obr. 67 Ohyb vodičů vinutí a jejich napojení



Obr. 68 Zalití silikonovým tmelem

6.1.2 VÝROBA FORMY A ZALITÍ CÍVKY

Vinutí cívky je nutné chránit proti mechanickému poškození a možnému vzniku zkratu mezi jednotlivými závitů. Materiál takové ochrany by neměl ovlivňovat magnetické vlastnosti cívky. Takovým materiálem je dvousložková zalévací hmota s nízkou viskozitou. Tato hmota navíc zatéká mezi jednotlivé závitů a dodatečně je tak zpevňuje.

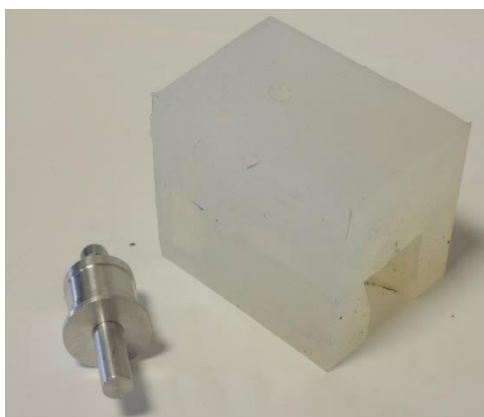
Pro zalití cívky bylo nejprve nutné zhotovit formu. Pro potřeby formy bylo zapotřebí vyrobít díl se shodnými vnějšími rozměry jako má sestava jádra pístu, horního víčka a pístnice s rozměry po zalití plastem. Po zhotovení formy a vložení skutečného dílu tak vznikl prostor, který byl v další fázi vyplněn zalévacím plastem.

Forma byla zhotovena ze silikonu. Pro její výrobu bylo využito skleněných tabulek, jejichž vzájemná poloha byla zafixována tavným lepidlem, pro snadnou následnou demontáž a opětovné využití. Následně byl vložen dílec, jehož poloha v prostoru byla určena pomocí plastelíny tak, aby po zalití silikonem materiál dostatečně obklopoval konturu zaformovaného dílu ze všech stran. Poté byla umístěna vtoková soustava. Rozmístění jednotlivých prvků přípravku na výrobu formy je patrné z Obr. 69. Pro tlumič popisovaný v této práci je určen díl vpravo. Silikon použitý k výrobě formy byl smíchán ze dvou složek. Pro eliminaci bublin ve výsledné směsi bylo využito podtlakové komory Ústavu konstruování (dále jen ÚK).



Obr. 69 Přípravek pro výrobu formy

Po zalití a ztuhnutí byla forma naříznuta pro vyjmutí předlohy a možnému vložení finálního dílu. Výsledná forma je zobrazena na Obr. 70 a Obr. 71.



Obr. 70 Silikonová forma s předlohovým dílem



Obr. 71 Prosvícená silikonová forma

Jako zalévací hmota byl zvolen zalévací plast na bázi polyuretanu. Smíchání složek, zamíchání a následné zalití proběhlo opět v podtlakové komoře UK (Obr. 72). Finální podoba jádra cívky je zobrazena na Obr. 73.



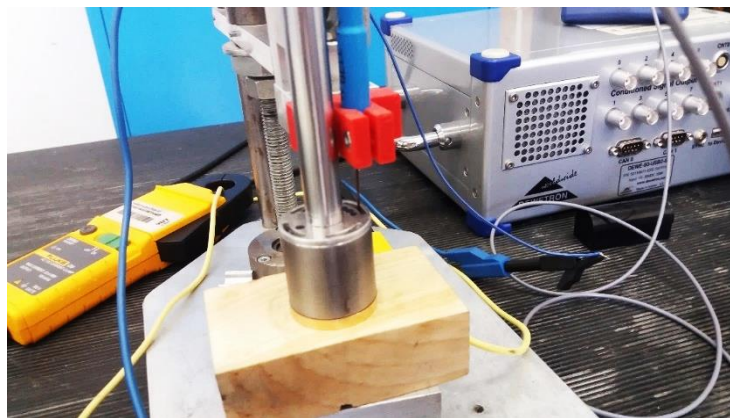
Obr. 72 Zalití cívky plastem v podtlakové komoře



Obr. 73 Finální podoba jádra cívky

6.1.3 MĚŘENÍ MAGNETICKÝCH VLASTNOSTÍ PÍSTU

Po kompletaci sestavy pístu bylo zapotřebí ověřit magnetické vlastnosti pístu. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k měření magnetického toku a následnému porovnání této veličiny s výsledky simulace (ta byla pro tyto účely provedena znovu s použitím vzduchu namísto MR kapaliny a sníženým počtem závitů na 70). Měřicí řetězec je zobrazen na Obr. 74.

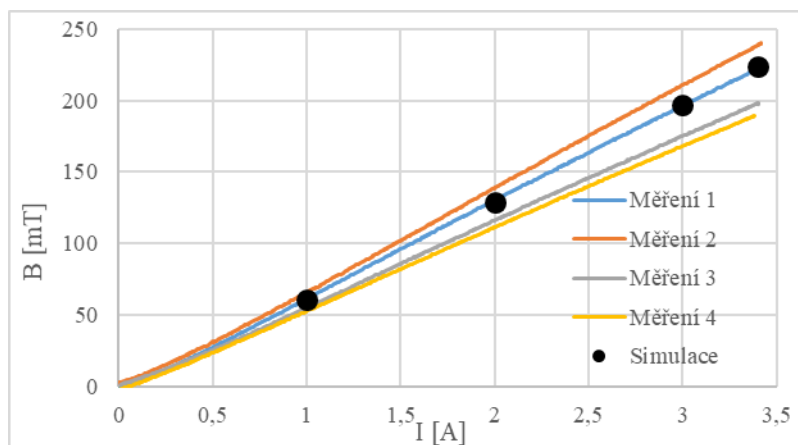


Obr. 74 Měřicí řetězec pro měření magnetické indukce

Měřicí řetězec obsahoval magnetometr F.W. Bell 5180 s připojenou tenkou Hallovou sondou, proudové kleště Fluke i30 a laboratorní zdroj Manson SDP 2603. Signály z těchto zařízení byly sbírány zařízením Dewe 50 a následně zpracovány.

Měření bylo provedeno pro čtyři pozice podél magnetické štěrbiny (označeno různým počtem teček viz Obr. 74) s přibližným rozestupem 90° . Před každým měřením došlo k odmagnetování obvodu pomocí postupného snižování budicího proudu a jeho střídavého přepólování. Zpočátku měření narůstal budicí proud od nuly až po 3,4 A. Následně klesal zpět na nulovou hodnotu. Poté došlo k přepólování a opětovnému nárůstu na 3,4 A (v grafu záporná hodnota z důvodu opačné polarit). Po opětovném poklesu proudu k nule následovalo další přepólování a nárůst na 3,4 A (kladná hodnota v grafu), jelikož první průchod se nacházel v oblasti

prvotního zmagnetování. Výsledkem experimentu jsou tedy čtyři křivky prvotního zmagnetování a čtyři hysterezní smyčky (po jedné pro danou polohu).



Obr. 75 Porovnání experimentálního měření a simulace pro prvotní zmagnetování na vzduchu

Na Obr. 75 je zobrazeno porovnání experimentálního měření a simulace prvotního zmagnetování (pro snížený počet 70 závitů, místo MR kapaliny použity materiálové vlastnosti vzduchu) v magnetické šterbině. Měření 1 odpovídá poloze bez tečky, měření 2 poloze s jednou tečkou atd. Výsledky jsou zpracovány v Tab. 23. Rozdílnost hodnot naměřené magnetické indukce pramení pravděpodobně v drobné nesouososti dílů. Výsledná průměrná odchylka naměřených hodnot oproti simulaci je rovna -5,1 %.

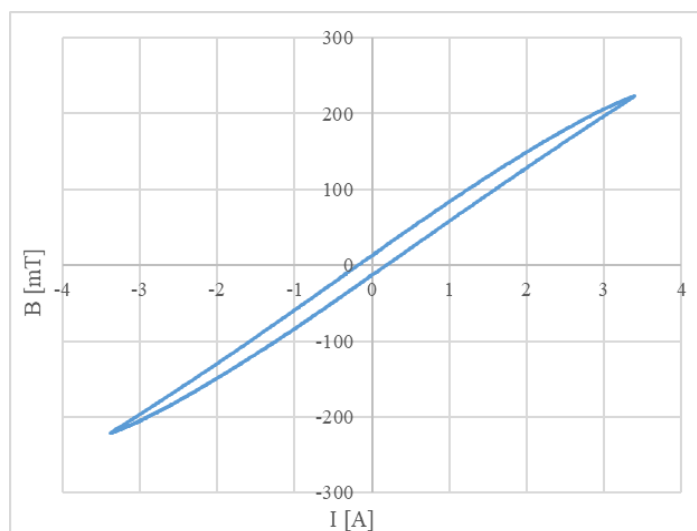
Tab. 23 Porovnání výsledků měření se simulací

	Odchylka [%]
Měření 1	0,5
Měření 2	7,1
Měření 3	-11,5
Měření 4	-16,3
Průměr	-5,1

Na Obr. 76 je zobrazena naměřená hysterezní smyčka pro měření 1. Pro přehlednost je zobrazena pouze tato jedna. Ostatní mají obdobný tvar, pouze jsou posunuty stejným směrem jako křivky prvotního zmagnetování (viz Obr. 75). Tato charakteristika nemá přímé porovnání se simulací. Ukazuje však, zda je materiál magnetického obvodu tzv. magneticky měkký nebo tvrdý. Zde je patrné, že smyčka je úzká, bez zásadních rozdílů nárůstem a poklesem budícího proudu. Lze tedy prohlásit, že materiál je magnetický měkký a vhodný pro tuto aplikaci.

Dále byl proveden test zahřívání cívky s cílem zjistit míru zahřívání jádra pístu při maximálním buzení. Vzhledem ke sníženému počtu závitů oproti původnímu návrhu z 80 na 70 byla ověřována možnost kompenzačního navýšení budícího proudu na 2,3 A. Cívka byla vybudena daným elektrickým proudem po dobu pěti minut. Závěrem tohoto testu nebyla výrazná změna v zahřívání dílu při navýšeném proudu. Výsledná teplota byla přibližně 40 °C. Přesnou

teplotu nebylo možné v danou chvíli změřit z důvodu chybějícího vybavení. Pro daný účel však tyto orientační hodnoty postačují.



Obr. 76 Hysterezní smyčka pro měření 1

6.2 SLOŽENÍ TLUMIČE A OVĚŘENÍ FUNKČNOSTI

Pro účely ověření funkčnosti tlumiče bylo zhotoveno zjednodušené tělo tlumiče z polotovaru hydraulické trubky (viz. podkapitola 5.2.2), které bylo z důvodu úspory času a nákladů z vnějšku pouze částečně obrobena pro uchycení navazujícího dílu spodní uložení tlumiče.

6.2.1 SLOŽENÍ TLUMIČE

Složení tlumiče proběhlo bez zásadních problémů, což dokazuje správnou volbu rozměrových tolerancí a dodržení zástavbových rozměrů jednotlivých prvků.

Jedinou komplikací bylo těsnění plovoucího pístu Hennlich DK 143, kvůli kterému i přes dodržení výrobních tolerancí šlo vložit plovoucí píst jen velmi obtížně a jeho chod nebyl plynulý. Po konzultaci s odbornou firmou došlo k výměně těsnění za typ K 754 od stejného



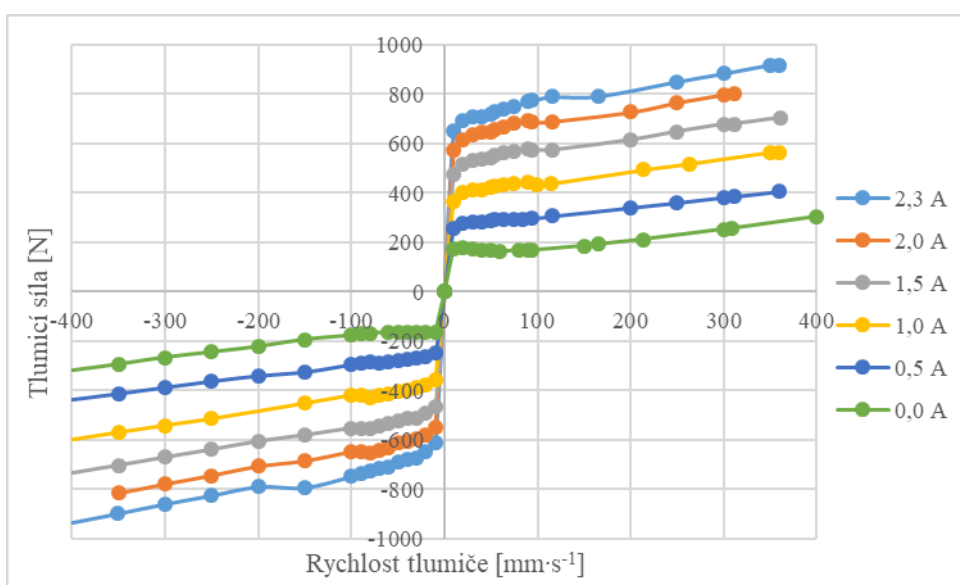
Obr. 77 Prototyp tlumiče na zkušebním stavu MTS

výrobce, který vyžaduje stejné zástavbové rozměry. Tato změna splnila svůj účel a funkčnost byla zlepšena.

6.2.2 MĚŘENÍ TLUMICÍ CHARAKTERISTIKY

Měření tlumiče proběhlo na zkušebním stavu Ústavu automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně, konkrétně na přístroji MTS EMA-234 2K viz Obr. 77. Buzení vinutí tlumiče bylo provedeno laboratorním zdrojem Manson SDP 2603.

Měřeno bylo šestnáct bodů pro každý budicí proud tlumiče, rozsah rychlostí 0 – 400 $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Pro rychlosti do 100 $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ byl krok mezi jednotlivými měřeními 10 $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Při vyšších rychlostech byl krok měření 50 $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Měření probíhala pro budicí proudy od 0 A do 2,3 A s krokem 0,5 A kromě posledního měření, kde byl nárůst oproti předchozímu měření 0,3 A. V některých případech došlo k chybnému zápisu dat a údaje pro nejvyšší rychlost chybí, jak je patrné z Obr. 78.



Obr. 78 Naměřená $F(v)$ charakteristika prototypu tlumiče

Směrnice křivky pro neaktivovaný stav je c_2 420 $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ pro stlačování respektive 390 $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ pro stav roztahování tlumiče. Dílčí směrnice byly získány proložení daných bodů přímkou integrovanou funkcí programu MS Excel. Vzhledem k silné závislosti výsledné hodnoty na parametrech proložení přímkou jsou tyto hodnoty zaokrouhleny na desítky. Maximální tlumicí síla pro stlačování je 265 N a 253 N pro roztahování tlumiče při rychlosti 300 $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$.

Pro plně aktivovaný stav (budicí proud 2,3 A) jsou hodnoty směrnic c_2 720 $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ pro stlačování a 610 $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$ pro roztahování tlumiče. Tato hodnota je aritmetickým průměrem hodnot ze dvou měření při tomto budicím proudu. Maximální tlumicí síla pro stlačování je 842 N respektive 864 N pro roztahování při rychlosti 300 $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$. Tyto hodnoty jsou opět aritmetickým průměrem ze dvou měření. Tření tlumiče dle dat naměřených zkušebním stavem je rovno hodnotě 110 N.

6.2.3 OBTOKOVÉ KANÁLY

Pro dosažení potřebného sklonu směrnice charakteristiky c_1 bylo zapotřebí vybrousit obtokové kanály do pístu tlumiče. Tyto obtoky odvádějí část MR kapaliny mimo magnetickou šterbinu a snižují tak tlumicí sílu v oblasti nízké rychlosti tlumiče. Jak již bylo předesláno dříve, počet a

velikost jednotlivých kanálů byl z důvodu obtížné možnosti simulace stanoven experimentálně postupným zvětšováním.



*Obr. 79 Měřicí pracoviště
INOVA na Ústavu kon-
struování*

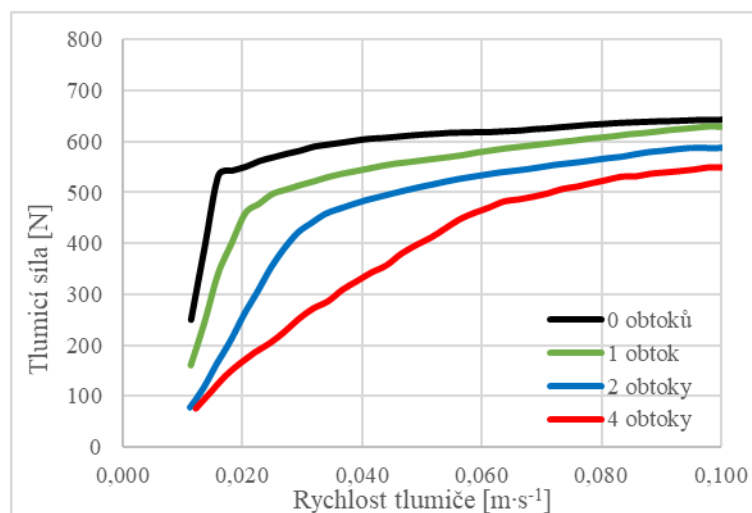
Měření proběhlo v laboratoři technické diagnostiky ÚK na hydraulickém pulzátoru INOVA. Metoda měření byla odlišná než v případě pracoviště MTS na UADI. $F(v)$ charakteristiky na tomto stroji byly měřeny pomocí rozmitaného sinusového signálu, ze kterého byly následným zpracováním dat získány jednotlivé body $F(v)$ charakteristiky. Výhodou takového postupu je velice rychlé naměření velkého počtu bodů charakteristiky. Tento postup byl opakován dvakrát pro každé měření tlumiče. První sinusový signál byl o frekvenci 0,01 Hz až 1,07 Hz, při němž bylo možné získat body charakteristiky do rychlosti $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Druhým intervalem frekvence byl 1 Hz až 3,2 Hz, ze kterého byly obdrženy body charakteristiky v rozmezí rychlostí $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Dále je důležité zmínit, že při měření vlivu obtokových kanálů bylo použito jiné těsnění pístnice z důvodu snížení nežádoucího tření, které se vyskytovalo při úvodním měření na tlumičovém testeru UADI viz kapitola 6.2.2. Záměnou těsnění došlo k poklesu tření přibližně o 70 N na 43 N. Detail jednoho obtokového kanálu je zobrazen na Obr. 80.



Obr. 80 Detail obtokového kanálu

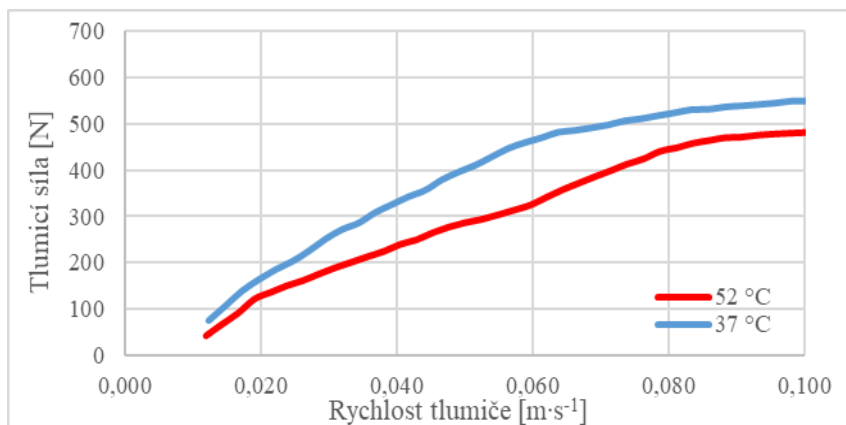
Jako finální počet obtokových drážek byl po postupné iteraci zvolen počet čtyři. Při tomto počtu se výsledná směrnice v oblasti nízké rychlosti tlumiče c_1 nejvíce blížila návrhové směrnici. Vliv narůstajícího počtu obtokových kanálů je zobrazen na Obr. 81.



Obr. 81 Závislost sklonu tlumicí charakteristiky na počtu obtokových kanálů

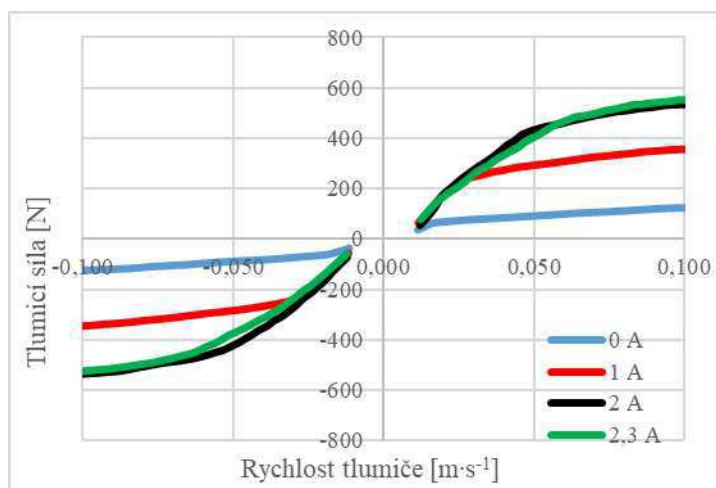
Směrnice při počtu čtyř obtoků dosahovala při maximálním budicím proudu hodnoty $9200 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$, což je velmi blízko návrhové hodnotě $9000 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$. Uváděné hodnoty směrnic v této kapitole budou zaokrouhleny na stovky v případě směrnic oblasti nízké rychlosti tlumiče a na desítky pro oblast vysoké rychlosti tlumiče, obdobně jako v předchozí kapitole. Důvodem je nepřesnost metody prokládání přímkou a také pouze jedno vyhodnocované měření pro každé nastavení tlumiče. Pro přesnější stanovení směrnic by bylo zapotřebí daná měření opakovat a poté statisticky zpracovat, což nebylo cílem této práce. Ze stejného důvodu budou zaokrouhlovány také popisované odchylky směrnic, a to na jednotky procent.

Jak se ukázalo při dalším měření, směrnice c_1 je výrazně závislá na teplotě. S rostoucí teplotou se hodnota směrnic v oblasti nízké rychlosti při využití obtoků výrazně snižuje viz Obr. 82. Bohužel vliv teploty nemohl být podrobněji zkoumán, jelikož při jeho měření došlo ke zkratu v elektrickém obvodu tlumiče a měření muselo být ukončeno. K dispozici je tedy měření za standardní teploty při maximálním budicím proudu 37°C a za zvýšené teploty 52°C . Tyto teploty byly naměřeny na povrchu tlumiče a skutečná teplota uvnitř tlumiče se mohla značně lišit.



Obr. 82 Závislost sklonu tlumicí charakteristiky při maximálním budicím proudu na teplotě

Výsledné naměřené charakteristiky oblasti nízké rychlosti tlumiče při různých budicích proudech je na zobrazeno na Obr. 83. Zajímavým jevem, který se objevil v průběhu měření je, že se vliv maximálního budicího proudu 2,3 A oproti proudu 2 A s přibývajícím obtokovými kanály vytrácel. Při konečném počtu čtyř drážek byl již téměř zanedbatelný, jak je vidět na Obr. 83. Tento jev si lze vysvětlit odporem vůči toku kapaliny, který byl natolik velký, že kapalina tekla také obtokovými kanály, což bránilo v dalším zvyšování tlumicí síly.



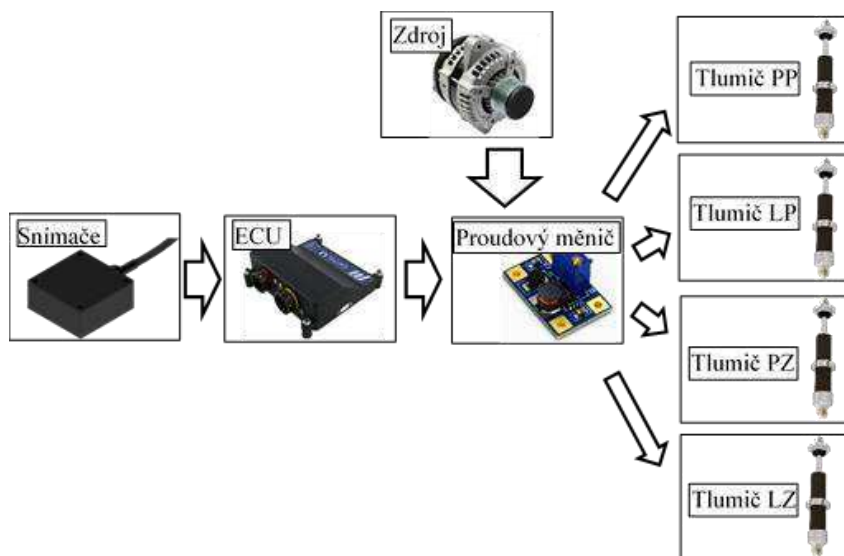
Obr. 83 Naměřené $F(v)$ charakteristiky tlumiče se čtyřmi obtokovými kanály při různém zátěžném proudu

Se zvětšujícím se obtokem také mírně klesala směrnice v oblasti vysoké rychlosti tlumiče. Tento jev je patrný v souhrnné tabulce Tab. 32 v diskusi práce.

6.3 IDEOVÝ NÁVRH ŘÍZENÍ TLUMIČE

Jak již bylo rozebráno v podkapitole 2.4, největší výhodou řízených vozidlových tlumičů je možnost upravení jejich tlumicí charakteristiky během jízdy v závislosti na aktuálních podmínkách. Při využití vhodných řídicích algoritmů lze docílit lepšího tlumení vozidla pro danou situaci, a tedy v závodní aplikaci klíčového parametru – času na kolo. Podrobná analýza možných stavů vozidla a tomu odpovídající vhodné nastavení vyvíjeného tlumiče není součástí této práce. Pro případnou budoucí práci v této oblasti však bylo identifikováno několik jízdních stavů, při kterých by výkonnost vozidla při využití vyvíjené technologie mohlo být pro tým TU Brno Racing přínosné.

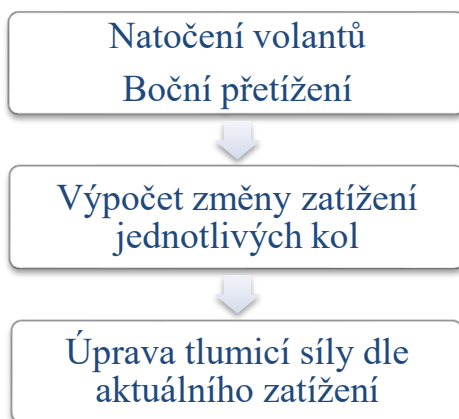
Ovládacím členem by měla být řídicí jednotka umístěná v automobilu. Jelikož však používaná jednotka nemá proudový výstup, do vozidla by musel přibýt proudový převodník se čtyřmi výstupy, schopný měnit svůj výstupní proud v rozsahu 0 až 2,3 A pro oddělené ovládání jednotlivých tlumičů. Tento proudový převodník by bylo nutné taktéž napájet z palubní sítě 12 V. Schéma popsaného systému je na Obr. 84.



Obr. 84 Schéma řízení navrhaných tlumičů [43]-[46]

REŽIM SKID PAD

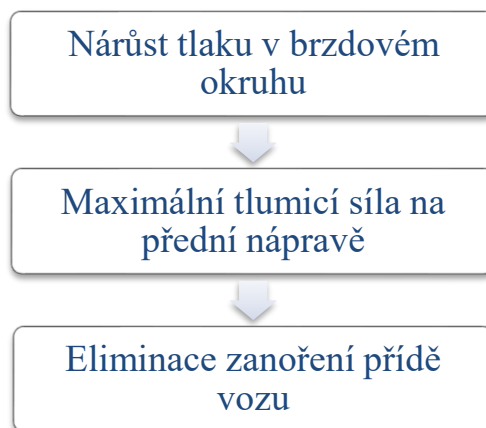
Režim skid pad demonstruje výhody využití říditelných tlumičů na ukázkovém příkladu – disciplíně „skid pad“ soutěže Formule Student. Na základě natočení volantu a bočního přetížení by mohl být řídicí algoritmus schopen rozpoznat jízdu zatáčkou a vypočítat aktuální zatížení vnějších a vnitřních kol. Na základě této informace by mohlo být nastavení tlumicí síly přiblíženo optimálnímu pro daný okamžik, namísto kompromisnímu nastavení běžných tlumičů. Diagram tohoto algoritmu je zobrazen na Obr. 85.



Obr. 85 Diagram řídicího algoritmu pro režim skid pad

REŽIM ELIMINACE ZANOŘENÍ PŘÍDĚ VOZU

Režim eliminace zanoření přídě vychází z předpokladu výhodnosti zachování polohy předního přítláčného křídla (eliminace poklesu přítláčných sil) na úkor vhodného tlumení na dané nápravě při brždění vozidla před zatáčkou. Princip řízení tlumičů v tomto režimu je znázorněn na Obr. 86. Obdobného režimu lze využít také pro eliminaci klonění vozidla, opět za účelem zachování funkčnosti aerodynamických prvků.



Obr. 86 Diagram řídicího algoritmu pro režim eliminace zanoření přídě

REŽIM UŽIVATELSKÉHO ZÁSAHU DO NASTAVENÍ

Režim uživatelského zásahu do nastavení by umožňoval řidiči vozidla změnit pomocí otočného přepínače umístěného ve vozidle nastavení tlumení. Důvodem pro takovou změnu může být například přetáčivé nebo nedotáčivé chování vozidla. Řidič by byl na základě vlastních dojmů nebo pokynů od závodního inženýra schopen například zvýšit tlumicí sílu na přední nápravě o 5 % a zároveň snížit tlumení na zadní nápravě o 5 % na jedno kliknutí přepínače, čímž by docílil úpravu chování vozidla během jízdy. Využití tohoto režimu by bylo především v disciplínách autocross a endurance. Řidiči by tak byli schopni ovlivnit tlumení vozu mezi jednotlivými pokusy nebo přímo na trati.

DISKUSE

Vyrobený funkční vzorek (Obr. 87) byl testován jak před výrobou obtokových kanálů, tak po ní. Lze proto rozebrat vliv těchto kanálů na celkovou výkonnost tlumiče. Je však namístě zdůraznit, že charakteristiky rozebírané v kapitole 6.2.2 a 6.2.3 nelze přímo srovnávat. Testování tlumiče probíhalo na různých pracovištích a různou metodou (bodové měření vs. rozmítaný sinus). Důvodem pro změnu pracoviště byla výrazná úspora délky měření zejména při důkladném proměřování nízkých rychlostí tlumiče (oblast zájmu při ladění velikosti obtokových kanálků). Dalším faktorem ovlivňujícím výkonnost je použití MR kapaliny z jiné dávky než v případě předchozího měření. Každá várka MR kapaliny vykazuje mírně jiné vlastnosti. Kapalina z původní várky již nebyla dostupná. Neméně podstatným faktorem bylo také použití těsnění pístnice tlumiče s podstatně nižším třením (43 N vs. 110 N). K této výměně bylo přistoupeno, jelikož bylo snahou přiblížit se měřením co nejvíce návrhovým parametrům tlumiče, nikoliv zkoumání jednotlivých vlivů. Snížení tření v pozdějších měřeních tedy bylo žádoucí.



Obr. 87 Rozložený funkční vzorek navrhovaného tlumiče

Hodnoty směrnice charakteristik je nutné hodnotit s jistým nadhledem, jelikož pro každé nastavení bylo provedeno pouze jedno měření. Pro exaktnější stanovení těchto parametrů by bylo zapotřebí měření opakovat a výsledky následně statisticky vyhodnocovat. Proto byly hodnoty směrnice roztahování a stlačování tlumiče aritmeticky průměrovány a následně zaokrouhlovány. Zaokrouhlení bylo v případě směrnice c_1 na desítky a v případě směrnice c_2 na stovky.

TLUMIČ S PÍSTEM BEZ OBTOKOVÝCH KANÁLŮ

V této části bude vyhodnocováno měření tlumiče z měřiče tlumičů MTS na UADI VUT v Brně viz kapitola 6.2.2. Tlumicí síly jsou porovnávány pro rychlost $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Pro nenabuzený stav (Tab. 24) je odchylka směrnice c_2 oproti hydraulickému návrhu 5 %. Tato hodnota je nízká a lze prohlásit, že skutečná směrnice odpovídá návrhu. Tlumicí síla při rychlosti pohybu tlumiče $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je naopak vyšší o nezanedbatelných 54,2 %. Značný vliv na tento nárůst tlumicí síly má zvýšené tření tlumiče oproti předpokladům v návrhové fázi. Při kompenzaci zvýšeného tření (snížení tlumicí síly o rozdíl skutečného a návrhového tření – od naměřeného tření bylo odečteno 60 N) se odchylka snížila na hodnotu 18,5 %. Tato hodnota je však stále vysoká. Důvod nárůstu tlumicí síly oproti návrhu se nepodařilo identifikovat. Nicméně dosahovaná tlumicí síla se více přiblížila návrhové křivce, a to s odchylkou 10,2 %. Výsledná hodnota je aritmetickým průměrem směrnice pro roztahování a stlačování tlumiče.

Tab. 24 Porovnání hydraulického návrhu a měření pro neaktivovaný stav tlumiče

	Hydraulický návrh	Měření	Odchylka	Odchylka s kompenzací tření
Směrnice c_2	$390 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	$410 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	5 %	-
$F_{T0,3}$	168 N	259 N	54,2 %	18,5 %

Tab. 25 ukazuje porovnání hydraulického návrhu a měření pro plně aktivovaný stav (2,3 A). Sklon směrnice je o 18 % vyšší a tlumicí síla je vyšší o 12,7 % oproti návrhu. Rozsah nastavení tlumiče je tedy vyšší. Hodnoty směrnice a tlumicí síly více odpovídají návrhu pro budicí proud 2,0 A (Tab. 26). Odchylka směrnice je v tomto případě 5 %. Tato hodnota je opět velmi blízko návrhu. Rovněž tlumicí síla při rychlosti $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ je návrhové křivce velmi blízko.

Tab. 25 Porovnání hydraulického návrhu a měření pro plně aktivovaný stav

	Hydraulický návrh	Měření	Odchylka
Směrnice c_2	$570 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	$670 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	18 %
$F_{T0,3}$	757 N	853 N	12,7 %

Tab. 26 Porovnání hydraulického návrhu a měření pro buzení tlumiče proudem 2,0 A

	Hydraulický návrh	Měření	Odchylka
Směrnice c_2	$570 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	$600 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	5 %
$F_{T0,3}$	757 N	789 N	4,2 %

Při srovnání měření s návrhovými křivkami pro neaktivovaný stav (Tab. 27) je směrnice dle očekávání nižší, jak již plyne z hydraulického návrhu. Samotná tlumicí síla oproti návrhu je o 10,2 % vyšší. Pokud by bylo dodrženo předpokládané tření tlumiče, tlumicí síla v neaktivovaném stavu by byla dokonce nižší, což by mělo kladný přínos pro rozsah nastavení tlumiče, ale riziko pro selhání ovládnání tlumiče viz výše.

Tab. 27 Porovnání návrhové křivky a měření pro neaktivovaný stav tlumiče

	Návrhová křivka	Měření	Odchylka	Odchylka s kompenzací tření
Směrnice c_2	$500 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	$410 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}$	- 18 %	-
$F_{T0,3}$	235 N	259 N	10,2 %	-15,3 %

Pro plně aktivovaný stav (Tab. 28) je směrnice strmější o 34 % oproti návrhu. Tato hodnota je však vzhledem k hydraulickému návrhu a vyšší tlumicí síle očekávatelná. Tlumicí síla v plně aktivovaném stavu je o 48,4 % vyšší než návrhová křivka. Rozsah nastavení oproti uvažované návrhové křivce je tedy navýšen. Stav buzení tlumiče, který by odpovídal maximální návrhové tlumicí křivce leží v rozmezí buzení 1 A a 1,5 A.

Tab. 28 Porovnání návrhové křivky a měření pro plně aktivovaný stav (2,3 A)

	Návrhová křivka	Měření	Odchylna
Směrnice c_2	500 N·m ⁻¹ ·s	670 N·m ⁻¹ ·s	34 %
$F_{T0,3}$	575 N	853 N	48,4 %

VLIV OBTOKOVÝCH KANÁLŮ

Pro porovnávání vlivu obtoku byly zvoleny křivky naměřené na hydraulickém pulzátoru INOVA na ÚK. Jelikož jediným rozdílným parametrem je vznik obtoku, je možné tyto křivky vůči sobě porovnávat.

Při neaktivovaném stavu (Tab. 29) je patrné, že porovnávané tlumicí charakteristiky bez obtokových kanálů a s nimi jsou si blízké. Hodnoty směrnic c_1 v tomto stavu jsou spíše orientační, jelikož zvolenou metodou bylo možné naměřit malé množství bodů charakteristiky před zalomením. Přesto lze usuzovat, že obtoky nemají zásadní vliv na směrnici křivky před zalomením (při neaktivovaném stavu). To je zřejmé také z porovnání ostatních směrnic, které nejsou v tabulce zahrnuty (případ jedné a dvou obtokových drážek) viz Tab. 31. Pro detailnější zmapování tohoto vlivu by bylo zapotřebí mít k dispozici více naměřených bodů, měření opakovat a statisticky zpracovat.

Tab. 29 Porovnání měření tlumiče bez obtokových kanálů a s finální podobou pístu (neaktivovaný stav tlumiče)

	Bez obtoků	Finální podoba
Směrnice c_1	4300 N·m ⁻¹ ·s	4900 N·m ⁻¹ ·s
Směrnice c_2	640 N·m ⁻¹ ·s	640 N·m ⁻¹ ·s
$F_{T0,3}$	233 N	255 N

Směrnice v oblasti vysoké rychlosti tlumiče (c_2) jsou opět obdobné napříč počtem obtokových kanálů (viz Tab. 32) z čehož lze usuzovat, že tento parametr na obtokových kanálech není závislý. Tlumicí síla nabývala opět obdobných hodnot napříč počtem obtoků. Je tedy možné prohlásit, že obtokové kanály nemají podstatný vliv na tvar tlumicí charakteristiky v neaktivovaném stavu, což je v souladu s předpokladem.

Směrnice v oblasti před zalomením charakteristiky (c_1) při plně aktivovaném stavu byla dle očekávání silně závislá na počtu (celkovém průřezu) obtokových kanálků. Obdobně jako v případě neaktivovaného stavu nebyl pozorován zásadní vliv obtoků na směrnici po zalomení tlumicí charakteristiky při plně aktivovaném stavu (oba vlivy viz Tab. 30). Opět je potřeba zdůraznit, že pro přesné zmapování tohoto vlivu by bylo zapotřebí jednotlivá měření opakovat. Tlumicí síla při rychlosti 0,3 m·s⁻¹ v plně aktivovaném stavu mírně klesala. Toto odpovídá jevu

popisovanému v kapitole 6.2.3, kdy se s rostoucím počtem obtokových kanálků vytrácel přínos maximálního budicího proudu 2,3 A oproti proudu 2,0 A. Z toho pramení pokles tlumicí síly oproti stavu bez obtoků o hodnotě 9,5 %.

Tab. 30 Porovnání měření tlumiče bez obtokových kanálků a s finální podobou pístu (plně aktivovaný stav 2,3 A)

	Bez obtoků	Finální podoba	Odchyška
Směrnice c_1	43 700 N·m ⁻¹ ·s	9200 N·m ⁻¹ ·s	-
Směrnice c_2	840 N·m ⁻¹ ·s	860 N·m ⁻¹ ·s	2 %
$F_{T0,3}$	801 N	725 N	-9,5 %

Tab. 31 až Tab. 33 popisují souhrn vyhodnocovaných parametrů při různých budicích proudech pro příslušný počet obtokových drážek. Zobrazená měření jsou popisována v kapitole 6.2.3. V Tab. 32 a Tab. 33 je navíc pro srovnání uvedeno také měření popisované v 6.2.2 provedené na stroji MTS v laboratoři UADI. Jak již bylo předesláno v úvodu této kapitoly, je nutné brát v potaz, že toto měření probíhalo na jiném stroji, s MR kapalinou z jiné várky a s odlišným těsněním. Směrnice c_1 (Tab. 31) měla se zvětšujícím se obtokem očekávatelný vývoj.

Tab. 31 Sumarizační tabulka směrnic c_1 [N·m⁻¹·s]

	0 A	0,5 A	1 A	1,5 A	2 A	2,3 A	2,3 A 52 °C
4 obtoky	4 900		11 500		10 700	9 200	5 500
2 obtoky			15 800		20 700	18 900	
1 obtok	5 700		20 200		37 800	34 100	
0 obtoků	4 300	10 100	21 800	29 800	39 100	43 700	

Směrnice c_2 se zvětšujícím se počtem obtokových kanálků nevykazovala rozdílné hodnoty. Hodnoty uvedené v Tab. 32 jsou obdobné a jejich rozdíly jsou v mezích chyby metody určování směrnic křivek. Lze tedy usoudit, že počet obtokových kanálků nemá vliv na směrnici v oblasti vysoké rychlosti tlumiče.

Tab. 32 Sumarizační tabulka směrnic c_2 [N·m⁻¹·s]

	0 A	0,5 A	1 A	1,5 A	2 A	2,3 A	2,3 A 52 °C
4 obtoky	640		750		870	860	800
2 obtoky			760		850	880	
1 obtok	640		760		830	850	
0 obtoků	640	580	700	770		840	
0 obtoků MTS	410	450	520	550	600	670	

Tlumičící síly při rychlosti $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ jsou uvedeny v Tab. 33. Za povšimnutí stojí téměř totožná tlumičící síla při finálním počtu obtoků pro proudy 2 A a 2,3 A. Tento jev je popisován již v kapitole 6.2.3. Toto může být vysvětleno nižším průtokem MR kapaliny magnetickou štěrbinou na úkor obtokových kanálů, kde může být při tomto proudu nižší odpor vůči toku kapaliny. Ostatní stavy nevykazují výrazný nárůst nebo pokles tlumičících sil. Nízký vliv obtoků na tlumičící charakteristiku z předchozího odstavce je tedy tímto dále potvrzen.

Tab. 33 Sumarizační tabulka $F_{T0,3}$ [N]

	0 A	0,5 A	1 A	1,5 A	2 A	2,3 A	2,3 A 52 °C
4 obtoky	255		508		723	725	655
2 obtoky			522		754	773	
1 obtok	265		548		779	800	
0 obtoků	233	317	507	649		801	
0 obtoků MTS	261	384	538	674	788	853	

ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout vozidlový tlumič schopný měnit tlumicí účinky během provozu (adaptivní tlumič). Vůz, pro který je tento tlumič určený, je Dragon 7 brněnského týmu TU Brno Racing. Tento tým působí na VUT v Brně a účastní se mezinárodních závodů Formule Student. Navrhovaný tlumič se měl tlumicími účinky blížit vybranému rozsahu konvenčního tlumiče Sachs FS 02, který je na tomto vozidle běžně používán. Bylo tedy nutné zachovat zástavbové rozměry a délku zdvihu tlumiče.

V praktické části práce jsou popsány postupné kroky potřebné k navržení tlumiče dle stanovených cílů. Nejprve byla provedena porovnávací simulace s parametry vozidla Dragon 7 s tlumičem Sachs FS 02 v prostředí MATLAB na jejíž základě byla stanovena návrhová $F(v)$ charakteristika vyvíjeného MR tlumiče. Použitou metodou byl čtvrtinový model automobilu, který byl buzen kinematicky – rozmítaným sinusovým signálem. Tato simulace byla vyhodnocena porovnáním minimálních přitlačných sil pro dílčí nastavení tlumiče. Dále bylo provedeno ověření vhodnosti použité metody a vyhodnocení buzením čtvrtinového modelu pomocí dat z reálného provozu vozidla.

Hydraulický návrh tlumiče byl proveden na základě analytických vztahů uvedených v práci. Na základě tohoto návrhu byly stanoveny rozměry šterbiny pístu. Proveden byl také návrh magnetického obvodu pístu v prostředí Ansys Maxwell, ze kterého vzešly rozměry dílů magnetického obvodu a počet závitů budicí cívky. Konstrukční návrh popisuje jednotlivé díly sestavy a jejich geometrii. Provedena byla také pevnostní analýza vybraných dílů a prvků. Všechny díly dosahovaly odpovídajících bezpečností.

Byl vyroben funkční vzorek tlumiče. V práci je popsán výrobní postup nejdůležitější části – jádra pístu s cívkou. Cívka byla navinuta a zalita ochrannou vrstvou zalévacího plastu. Po sestavení pístu tlumiče byla změřena magnetická indukce v magnetické šterbině pístu. Byly proměřeny čtyři body po obvodu pístu. Naměřené hodnoty se mírně lišily, což svědčí o jisté nesouososti dílů. Aritmetický průměr odchylek těchto bodů od simulace je -5,1 %, což bylo vyhodnoceno jako dostatečné.

Po sestavení tlumiče byly změřeny $F(v)$ charakteristiky pro různé hodnoty budicích proudů. Tyto charakteristiky měly očekávaný průběh dle návrhu. Tlumič byl měřen před výrobou obtokových kanálů a po ní. Bylo tedy možné zhodnotit vlivy těchto kanálů na celkovou výkonnost tlumiče.

Směrnice v oblasti nízké rychlosti tlumiče s finálním tvarem pístu včetně obtoků při plně aktivovaném stavu (buzení proudem 2,3 A) byla pouze o 2 % vyšší než u návrhové křivky. Tuto hodnotu se tedy podařilo docílit poměrně přesně. Bohužel směrnice s klesajícím budicím proudem rovněž klesala. V nižších budicích proudech byla tedy značně odlišná od návrhu. Směrnice v oblasti před zalomením tlumicí charakteristiky byla také značně závislá na teplotě, což je nežádoucí. Pro vhodnou funkčnost by při stávajícím návrhu bylo zapotřebí důkladně změřit provozní teploty tlumičů vozidla Dragon 7 při provozu a na základě toho upravit velikosti obtokových kanálů tak, aby návrhová směrnice byla dosažena při odpovídajících teplotách. Další možností je změnit návrh tak, aby vnější plášť pístu měl menší vnější rozměr a obtokové kanály tak zasahovaly pouze do bronzového víčka. V takovém případě by se obtokové kanály měly chovat jako clony a závislost tlumicí síly na teplotě (viskozitě kapaliny) by se měla snížit. Takové řešení by ovšem znamenalo kompletní přepracování návrhu pístní skupiny tlumiče. V závěru práce je uveden ideový návrh možné integrace tlumičů do vozidla a principu jejich ovládacích algoritmů.

Zadání práce bylo splněno. Funkční vzorek tlumiče byl navržen, pevnostně ověřen, vyroben a otestován. Přínos tohoto tlumiče pro vozidlo kategorie Formule Student by měl být především v možnosti změny tlumicích sil během jízdy, ať již v manuálním režimu nebo pomocí chytrých řídicích algoritmů. Toto na vozidle bohužel nebylo možné ověřit z důvodu nedostatku volných výrobních kapacit spolupracujících firem pro výrobu čtyř kusů tlumiče. Výroba mimo partnerské firmy by naopak byla příliš finančně nákladná.

Další směřování vývoje navrženého tlumiče by se mělo ubírat právě směrem k výrobě čtyř kusů tlumiče v nezjednodušené formě dle návrhu. Dále je pro úspěšnou implementaci samotných tlumičů do vozidla nutné rozvinout ideové návrhy elektronického řízení tlumičů ve vozidle a řídicích algoritmů pro jejich ovládání. Na místě je také důkladněji prozkoumat vliv teploty na sklon tlumicí charakteristiky a tomu patřičně upravit návrh obtokových kanálů. Po ověření funkčnosti tlumiče na vozidle je také možnost úpravy návrhu pro možnost využití rychlejšího semi-aktivního řízení tlumičů.



Obr. 88 Vizualizace navrženého tlumiče

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] FSAE History. *Formula SAE* [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>
- [2] Formula SAE Rules 2019. *Formula SAE* [online]. Version 2.1 [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/gen/DownloadDocument.aspx?DocumentID=607667ea-bec6-4658-92c4-fff59dbb5c0e>
- [3] Formula Student Rules 2019. *Formula Student Germany* [online]. Version 1.1 [cit. 2019-01-05]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2019/rules/FS-Rules_2019_V1.1.pdf
- [4] *TU Brno Racing* [online]. [cit. 2019-03-10]. Dostupné z: <http://www.tubrnoracing.cz/cs/>
- [5] Formula Student Combustion – World Ranking list. *Formula Student – World Ranking lists* [online]. [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://mazur-events.de/fs-world/C/>
- [6] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [7] DIXON, John C. *The Shock Absorber Handbook*. 2. vyd. Chichester: John Wiley, 2007. ISBN 0-7680-00-0-5.
- [8] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM s.r.o, 2002. ISBN 80-214-2037-5.
- [9] DOHERTY, Richard. New Monotube Damper Technology Improves Ride Comfort. *Market engineering* [online]. [cit. 2018-12-02]. Dostupné z: <https://www.m-eng.com/newsroom/new-monotube-damper-technology-improves-ride-comfort/>
- [10] PCV Ventil. *ZF Friedrichshafen AG* [online]. [cit. 2018-11-18]. Dostupné z: https://press.zf.com/site/press/en_de/microsites/press/list/release/media_4750.html
- [11] Flyer DE/EN. *ZF Friedrichshafen AG* [online]. [cit. 2018-09-12]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/media/product_media/motorsport/chassis/Formula_Student_Flyer.pdf
- [12] Twin-Tube Damper. *ZF Friedrichshafen AG* [online]. [cit. 2018-11-18]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/en/cars/products_29319.html
- [13] GOŁDASZ, Janusz P. a Bogdan SAPIŃSKI. *Insight into magnetorheological shock absorbers*. Cham: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-13232-7.
- [14] DE VICENTE, Juan, Daniel J. KLINGENBERG a Roque HIDALGO-ALVAREZ. Magnetorheological fluids: a review. *Soft Matter*. 2011, roč. 7, č.8, s. 3701-3710. ISSN 1744-683X.
- [15] Audi magnetic ride. *Audi Technology Portal* [online]. [cit. 2018-11-19]. Dostupné z: https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-control-systems/audi-magnetic-ride_en
- [16] Suspension Technology For Passenger cars. *ZF Friedrichshafen AG* [online]. [cit. 2018-11-18]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/media/en/product_media/cars_5/pkw_daempfungsmodule.pdf
- [17] STRECKER, Zbyněk, Jakub ROUPEC, Ivan MAZŮREK, Ondřej MACHÁČEK a Michal KUBÍK. Influence of response time of magnetorheological valve in Skyhook controlled three-parameter damping system. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018, roč. 10, č. 11, s. 1-8. ISSN 1687-8140.
- [18] ZF Sachs: CDC – Continuous Damping control. *ZF Friedrichshafen AG* [online]. [cit. 2018-11-18]. Dostupné z: https://press.zf.com/site/press/en_de/microsites/press/list/release/media_37395.html
- [19] Banned: Active Suspension. *Racefans* [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: <https://www.racefans.net/2007/05/17/banned-active-suspension/>

- [20] Combustion Vehicle.Revolve. *NTNU Revolve* [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: <https://www.revolve.no/combustion-vehicle/>
- [21] DEVOLD, Håkon. *Implementation of an Embedded Control System for Electronically Adjustable Suspension in a Formula Student Racing Car*. Trondheim, 2013. Diplomová práce. NORGES TEKNISK-NATURVITENSKAPELIGE UNIVERSITET, Fakultet for Informasjonsteknologi, Institutt for teknisk kybernetikk,. Vedoucí práce Amund SKAVHAUG.
- [22] *AMZ Racing* [online]. [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: <http://electric.amzracing.ch/en>
- [23] NMMU Racing Active Suspension. In: *Youtube* [online]. 20.11.2014 [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=eO94AyurEDM>. Kanál uživatele Nishaal Daya.
- [24] ROUELLE, Claude. *Optimum G* [seminář]. 2017.
- [25] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. Brno: František Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [26] *ChassisSim* [online]. [cit. 2018-03-16]. Dostupné z: <https://www.chassissim.com>
- [27] STEJSKAL, Vladimír a Miloslav OKROUHLÍK. *Kmitání s Matlabem*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-01-02435-0.
- [28] ČERMÁK, Libor. *Numerické metody II*. Brno: CERM, 2004. ISBN 80-214-2722-1.
- [29] Setting Formula Student 02. *ZF Friedrichshafen AG* [online]. [cit. 2017-10-07]. Dostupné z: https://www.zf.com/products/media/product_media/motorsport/chassis/Formula_Student_Setting_FS02.pdf
- [30] BUCZAJ, Marcin, Stanisław WALUSIAK a Wiktor PIETRZYK. Diagnostic assessment of technical condition of the shock absorbers in automotive vehicles in a selected diagnostic station. *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln*, 2007, roč. 7, s. 59-66.
- [31] MAZŮREK, Ivan. *Bezdemontážní diagnostika automobilových závěsů kol*. Brno: VUT v Brně, 2000. ISBN 80-214-1592-4.
- [32] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE, Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. Přeložil Martin HARTL a Miloš VLK. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [33] WANG, Daoming, Bin ZI, Yishan ZENG, Youfu HOU a Qingrui MENG. Temperature-dependent material properties of the components of magnetorheological fluids. *Journal of Materials Science*. Boston: Springer US, 2014, roč. 49, č. 24, s. 8459-8470. ISSN 0022-2461.
- [34] Trubky bežešvé. *Haberkorn* [online]. [cit. 2018-01-04]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/trubky-bezesve.html>
- [35] Hliník. *Alfun* [online]. [cit. 2018-01-04]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/hlinik>
- [36] Chromované pístní tyče. *Haberkorn* [online]. [cit. 2018-01-04]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/chromovane-pistni-tyce-1.html>
- [37] ONDRÁČEK, Emanuel. *Mechanika těles: pružnost a pevnost. II*. Brno: CERM, 2006. ISBN 80-214-3260-8.
- [38] ČSN 11 109. *CZ FERRO STEEL* [online]. [cit. 2018-05-11]. Dostupné z: <http://www.czferrosteel.cz/pdf/tyce-11109.pdf>
- [39] YANG, G., B. SPENCER, J. CARLSON a M. SAIN. Large-scale MR fluid dampers: Modeling and dynamic performance considerations. *Engineering Structures*. 2002, roč. 24, č. 3, s. 309-323. ISSN 01410296.
- [40] KUBÍK, Michal. *Magnetorheological Suspension Damper for Space Application*. Brno, 2018. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.

- [41] Data sheet – MRF 132DG Magneto-Rheological Fluid. *Mid-Atlantic Rubber – magneto-rheological (MR) store* [online]. [cit. 2018-01-29]. Dostupné z: http://www.lordmrs-tore.com/literature_231215/Data_Sheet_-_MRF-132DG_Magneto-Rheological_Fluid
- [42] KOPYLOV, Igor P. a Petr VOŽENÍLEK. *Stavba elektrických strojů*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury. 1988.
- [43] Omega L2. *Cosworth* [online]. [cit. 2019-01-04]. Dostupné z: <https://www.cosworth.com/products/omega-l2/>
- [44] Stepdown nastavitelný měnič LM2596 DC-DC. *Arduino-shop.cz* [online]. [cit. 2019-01-04]. Dostupné z: <https://arduino-shop.cz/arduino/1303-stepdown-nastavitelny-menic-s-lm2596-dc-dc-1463386307.html>
- [45] Triaxial accelerometers. *KASensors* [online]. [cit. 2019-01-04]. Dostupné z: <http://www.kasensors.com/en/products/triaxial-accelerometers>
- [46] Alternátor, startéry, auto alternátor výrobci. *DK* [online]. [cit. 2019-01-04]. Dostupné z: http://www.dahkee.com/cs/category/Alternator/DK_Alternator-A.html

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ΣF	[N]	Suma sil působících na těleso
a	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení tělesa
A_{PA}	$[m^2]$	Rozdíl plošného průřezu pístu a pístnice
A_R	$[m^2]$	Plošný průřez pístnice
B	[T]	Magnetická indukce
c	[-]	Součinitel pohybu kapaliny ve štěrbině
c_1	$[N \cdot m^{-1} \cdot s]$	Lineární koeficient tlumení v oblasti nízké rychlosti tlumiče
c_2	$[N \cdot m^{-1} \cdot s]$	Lineární koeficient tlumení v oblasti vysoké rychlosti tlumiče
CDC		Označení typu tlumiče s elektromagnetickým ventilem (z anglického „continuous damping control“)
c_{lin}	$[N \cdot m^{-1} \cdot s]$	Koeficient lineárního tlumení
C_Q	$[N \cdot m^{-2} \cdot s^2]$	koeficient kvadratického tlumení
c_s	$[N \cdot m^{-1} \cdot s]$	Koeficient tlumení tlumiče
c_t	$[N \cdot m^{-1} \cdot s]$	Koeficient tlumení pneumatiky
d_1	[m]	Malý průměr magnetické štěrbiny
D_p	[m]	Průměr pístu
d_p	[m]	Průměr pístnice
EUSAMA		Sdružení evropských výrobců tlumičů (European Suspension Manufacturers) – často používáno také ve smyslu označení adhezní rezonanční zkoušky
$F(v)$		Charakteristika tlumiče – závislost tlumicí síly na rychlosti
$F(x)$		Charakteristika tlumiče – závislost tlumicí síly na poloze tlumiče při konstantní úhlové rychlosti
F_{DC}	[N]	Síla působící na pístnici tlumiče z uchycení na vozidle
F_{FP}	[N]	Třecí síla způsobená kontaktem mezi pístem a tělem tlumiče
F_{FR}	[N]	Třecí síla způsobená kontaktem pístnice a těsněním pístnice
F_{min}	[N]	Minimální přítláčná síla pneumatiky při modelovém adhezním rezonančním testu
F_N	[N]	Normálová síla
$F_{P,PCC}$	[N]	Síla vyvolaná tlakem oleje v kompresní prepouštěcí komoře
$F_{P,PEC}$	[N]	Síla vyvolaná tlakem oleje v expanzní prepouštěcí komoře
F_{Pmax}	[N]	Návrhová maximální síla na pístnici (pro pevnostní dimenzování)
$F_{pružina}$	[N]	Síla stlačené pružiny
F_{RAt}	[N]	Síla vyvolaná působením atmosférického tlaku na pístnici
F_{rms}	[N]	Efektivní hodnota přítláčné síly kola

FS		Formule Student
FSG		Formula Student Germany
F_{sm10}	[N]	Síla působící v předepjaté části pístnice se závitem M10
F_{sm4}	[N]	Síla působící ve předepjatém šroubu M4
F_{sm8}	[N]	Síla působící v předepjaté části pístnice se závitem M8
F_t	[N]	Třecí síla
F_T	[N]	Tlumičí síla
$F_{T0,3}$	[N]	Tlumičí síla při rychlosti pohybu tlumiče $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
F_{Tk}	[N]	Kvadratická tlumičí síla
F_{Tlin}	[N]	Lineární tlumičí síla
F_{Tmax}	[N]	Návrhová tlumičí síla (pro výpočet tlakových poměrů v tlumiči)
F_η	[N]	Neřízená tlumičí síla
F_τ	[N]	Řízená tlumičí síla
g	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	Tíhové zrychlení
h	[m]	Tloušťka mag. štěrbin
H	$[\text{A}\cdot\text{m}^{-1}]$	Intenzita magnetického pole
I	[A]	Elektrický proud
k_{0m10}	[-]	Bezpečnost vůči zániku sevření v závitu M10
k_{0m4}	[-]	Bezpečnost vůči zániku sevření šroubu M4
k_{0m8}	[-]	Bezpečnost vůči zániku sevření v závitu M8
k_{MSP_α}	[-]	Bezpečnost pístnice vůči MSP v místě přechodového poloměru
k_{MSPm10}	[-]	Bezpečnost pístnice v závitové části M10 vůči MSP
k_{MSPm8}	[-]	Bezpečnost pístnice v závitové části M8 vůči MSP
k_s	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tuhost vozidlové pružiny
k_t	$[\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	Tuhost pneumatiky
L	[m]	Délka aktivní zóny mag. štěrbin
L_{VS}	[m]	Délka volné části pístnice
m	[kg]	Hmotnost tělesa
M_{M10}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Utahovací moment závitu M10
M_{M4}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Utahovací moment závitu M4
M_{M8}	$[\text{N}\cdot\text{m}]$	Utahovací moment závitu M8
MR		Magnetoreologický
MR_a	[-]	Přepákování stabilizátoru

MR_w	[-]	Přepákování tlumiče
m_s	[kg]	Hmotnost odpružené hmoty vozidla
MSP		Mezní stav pružnosti
m_u	[kg]	Hmotnost neodpružené hmoty vozidla
p_0	[Pa]	Tlak stlačeného plynu při maximálním roztažení tlumiče
p_l	[Pa]	Tlak stlačeného plynu při maximálním stlačení tlumiče
p_i	[Pa]	Vnitřní tlak v pracovním prostoru tlumiče
$p_{\max \text{ Al } 5.8}$	[Pa]	Maximální dovolený tlak v závitech z hliníkové slitiny pev. třídy 5.8
$p_{\max \text{ m10}}$	[Pa]	Maximální dosahovaný tlak v závitech M10
$p_{\max \text{ m4}}$	[Pa]	Maximální dosahovaný tlak v závitech M4
$p_{\max \text{ m8}}$	[Pa]	Maximální dosahovaný tlak v závitech M8
$p_{\max \text{ ocel } 4.6}$	[Pa]	Maximální dovolený tlak v závitech z oceli pev. třídy 4.6
p_{prac}	[Pa]	Pracovní tlak tlumiče
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	Průtok mag. šterbinou
Q_{FC}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok patním ventilem při stlačování tlumiče
Q_{FE}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok patním ventilem při roztahování tlumiče
Q_{PC}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok ventily pístu při stlačování tlumiče
Q_{PE}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok ventily pístu při roztahování tlumiče
R_e	[Pa]	Mez kluzu
R_m	[Pa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[Pa]	Smluvní mez kluzu
RPM	[min ⁻¹]	Nominální otáčky modelového adhezního rezonančního testeru
t	[s]	Aktuální čas modelového adhezního rezonančního testu
t_{celk}	[s]	Celkový čas modelového adhezního rezonančního testu
UADI		Ústav automobilního a dopravního inženýrství na VUT v Brně
ÚK		Ústav konstruování na VUT v Brně
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu tlumiče
V_0	[m ³]	Objem stlačeného plynu v plně roztaženém stavu tlumiče
v_0	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu pístnice v hydraulickém výpočtu
V_l	[m ³]	Objem stlačeného plynu v plně stlačeném stavu tlumiče
$v_{d \text{ max}}$	[m·s ⁻¹]	Maximální rychlost tlumiče
$v_{d \text{ rms}}$	[m·s ⁻¹]	Efektivní hodnota rychlosti tlumiče
v_{DC}	[m·s ⁻¹]	Rychlost stlačení tlumiče

v_{DE}	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost roztažení tlumiče
v_k	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost tlumiče rozdělující charakteristiku tlumiče na oblast nízké a vysoké rychlosti (tzv. bod zlomu)
VUT		Vysoké učení technické v Brně
w	$[m]$	Obvod mag. štěrbin
x_{max}	$[m]$	Zdvih tlumiče
z_k	$[m]$	Vertikální posunutí kola
z_r	$[m]$	Poloha vozovky
$z_{r \max}$	$[m]$	Amplituda buzení čtvrtinového modelu
z_s	$[m]$	Poloha odpružené hmoty
\dot{z}_s	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost odpružené hmoty
\ddot{z}_s	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení odpružené hmoty
z_t	$[m]$	Změna délky tlumiče
z_u	$[m]$	Poloha neodpružené hmoty
\dot{z}_u	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost neodpružené hmoty
\ddot{z}_u	$[m \cdot s^{-2}]$	Zrychlení neodpružené hmoty
α_{tvar}	$[-]$	Součinitel tvaru v místě přechodového poloměru
ΔV_0	$[m^3]$	Objem zanořené pístnice
η_0	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita kapaliny
κ	$[-]$	Poissonovo číslo
μ	$[-]$	Koeficient tření
τ_0	$[Pa]$	Mez toku kapaliny
ϕ	$[Wb]$	Magnetický tok

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1:** Pevnostní ověření součástí pomocí analytických vztahů – rozšíření kapitoly 5 p1
- Příloha 2:** Hydraulický návrh tlumiče – výpočet v prostředí Matlab p17
- Příloha 3:** Výkresová dokumentace

PEVNOSTNÍ OVĚŘENÍ SOUČÁSTÍ POMOCÍ ANALYTICKÝCH VZTAHŮ - ROZŠÍŘENÍ KAPITOLY 5 PRÁCE

Uvedené výpočetní vztahy jsou použity ze zdroje Shigley [32]. Zpracování výpočetních vztahů proběhlo v prostředí PTC Mathcad 14.

$$F_{Tmax} := 1000N$$

$$F_{Pmax} := 1500N$$

$$x_{max} := 50mm$$

Návrhová tlumicí síla
Návrhová síla pro pevnostní ověření tlumiče
Zdvih tlumiče (zanoření pístnice)

Rozměry těla tlumiče

$$D_{tr} := 33mm$$

$$D_{vtr} := 34mm$$

$$d_{tr} := 30mm$$

Malý průměr závitu na plášti pístu
Vnější průměr pláště pístu
Vnitřní průměr pístu

Rozměry pístnice

$$D_p := 12mm$$

$$A_R := \frac{\pi}{4} \cdot D_p^2 = 1.131 \times 10^{-4} m^2$$

$$d_p := 4mm$$

$$D_{pm} := 6.466mm$$

$$D_{pv} := 8mm$$

$$A_{PA} := \pi \cdot \left(\frac{d_{tr}}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{D_p}{2}\right)^2$$

Vnější průměr pístnice
Plošný průřez zanořované pístnice
Vnitřní průměr pístnice
Malý průměr závitu M8
Velký průměr závitu M8
Rozdíl plošného průřezu pístu a pístnice

5.2.1 Stanovení statického tlaku stlačeného plynu a množství MR kapaliny

$$\kappa := 1.4$$

$$V_1 := 18cm^3$$

Poissonova konstanta pro dusík

Objem stlačeného plynu ve stlačeném stavu tlumiče (z CAD modelu)

$\Delta V_0 := A_R \cdot x_{\max} = 5.655 \cdot \text{cm}^3$	(P1)	Objem zanořené pístnice při plně stlačeném stavu tlumiče
$V_0 := V_1 + \Delta V_0 = 23.655 \cdot \text{cm}^3$	(P2)	Objem stlačeného plynu v plně roztaženém stavu
$p_{\text{prac}} := \frac{F_{T\max}}{A_{PA}} = 1.684 \cdot \text{MPa}$	(P3)	Pracovní tlak tlumiče
$p_0 := 2 \text{MPa}$		Zvolený tlak stlačeného plynu (pro uvažovanou maximální tlumicí sílu 1000 N)
$p_1 := p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V_1} \right)^{\text{kappa}} = 29.318 \cdot \text{bar}$	(P4)	Tlak stlačeného plynu při maximálním stlačení pístnice
$V_{\text{MR}} := 40 \text{cm}^3$		Objem MR kapaliny v tlumiči (z CAD modelu)

Tepelná roztažnost MR kapaliny

$\beta_{\text{MR}} := 0.924 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{K}}$		Koeficient tepelné roztažnosti [33]
$\Delta t := 50 \text{K}$		Uvažovaná max. provozní teplota 70 °C
$\Delta V := \beta_{\text{MR}} \cdot \Delta t \cdot V_{\text{MR}} = 1.848 \cdot \text{cm}^3$	(P5)	Nárůst objemu MR kapaliny při 70 °C
$p_{1t} := p_0 \cdot \left(\frac{V_0 - \Delta V}{V_1 - \Delta V} \right)^{\text{kappa}} = 30.447 \cdot \text{bar}$	(P6)	Nárůst tlaku stlačeného plynu při maximálním stlačení pístnice za max. provozní teploty

5.2.2 Tělo tlumiče

Materiál: hliníková slitina EN AW 7075.T6 (ocel E355+SR)

Uvedeny jsou materiálové vlastnosti pro materiál EN AW 7075.T6, jelikož vykazuje horší mechanické vlastnosti než uvedená ocel.

$R_{p02tr} := 480 \text{MPa}$	Smluvní mez kluzu [35]
-------------------------------	------------------------

$$D_{tr} = 33 \cdot \text{mm}$$

Malý průměr závitu na plášti pístu

$$D_{Vtr} = 34 \cdot \text{mm}$$

Vnější průměr pláště pístu

$$d_{tr} = 30 \cdot \text{mm}$$

Vnitřní průměr pístu

$$p_{\text{plyn}} := p_1 = 2.932 \cdot \text{MPa}$$

Návrhový tlak stlačeného plynu

$$p_{\text{prac_pev}} := \frac{F_{P\text{max}}}{A_{PA}} = 2.526 \cdot \text{MPa}$$

(P7) Teoretický pracovní tlak při tlumicí síle 1500 N

$$p_i := (p_{\text{plyn}} + p_{\text{prac_pev}}) = 5.458 \cdot \text{MPa}$$

(P8) Maximální tlak MR kapaliny uvnitř tlumiče

Algoritmus výpočtu složek napětí pro namáhání válcových těles zatížených přetlakem je uveden v publikaci Shigley [32] str. 163

Osové napětí těla tlumiče

$$\sigma_{\text{trtah}} := \frac{F_{P\text{max}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{tr}^2 - d_{tr}^2)} = 10.105 \cdot \text{MPa}$$

(P9) Napětí na těle pístu od tahové síly

$$k_s := 65 \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

Tuhost pružiny

$$F_{\text{pruzina}} := k_s \cdot (-x_{\text{max}}) = -3.25 \times 10^3 \cdot \text{N}$$

Síla od stlačení pružiny

$$\sigma_{\text{trtlak}} := \frac{F_{\text{pruzina}} - F_{P\text{max}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{tr}^2 - d_{tr}^2)} = -31.999 \cdot \text{MPa}$$

(P10) Napětí těla tlumiče od pružiny a tlakové síly pístnice

$$\sigma_{\text{ztr}} := \frac{p_i \cdot \left(\frac{d_{tr}}{2}\right)^2}{\left(\frac{D_{tr}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{tr}}{2}\right)^2} = 25.991 \cdot \text{MPa}$$

(P11) Osové napětí ode dna od tlaku plynu

$$\sigma_{\text{zztrtlak}} := \sigma_{\text{ztr}} + \sigma_{\text{trtlak}} = -6.009 \cdot \text{MPa}$$

(P12) Celkové osové napětí těla pístu při tlaku

$$\sigma_{\text{zztrtah}} := \sigma_{\text{ztr}} + \sigma_{\text{trtah}} = 36.096 \cdot \text{MPa}$$

(P13) Celkové osové napětí těla pístu při tahu

$$r_{\text{zkoumany}} := \left(\frac{d_{tr}}{2}\right) = 15 \cdot \text{mm}$$

Zkoumaný poloměr pro zjištění napětí od vnitřního tlaku

$$\sigma_{ttr} := \frac{\left[\left(\frac{d_{tr}}{2} \right)^2 \cdot p_i \right]}{\left[\left(\frac{D_{tr}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{tr}}{2} \right)^2 \right]} \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{D_{tr}}{2} \right)^2 \right]}{r_{zkoumany}^2} \right] = 57.44 \cdot \text{MPa} \quad (\text{P14}) \quad \text{Obvodové napětí těla tlumiče}$$

$$\sigma_{rtr} := \frac{\left[\left(\frac{d_{tr}}{2} \right)^2 \cdot p_i \right]}{\left[\left(\frac{D_{tr}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{tr}}{2} \right)^2 \right]} \cdot \left[1 - \frac{\left[\left(\frac{D_{tr}}{2} \right)^2 \right]}{r_{zkoumany}^2} \right] = -5.458 \cdot \text{MPa} \quad (\text{P15}) \quad \text{Radiální napětí těla tlumiče}$$

Teorie měrné energie napjatosti (HMH)

Shigley [32] str. 275 - 279

Stav roztahování tlumiče:

$$\sigma_{1t} := \sigma_{ttr} = 57.44 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{2t} := \sigma_{zzrtah} = 36.096 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{3t} := \sigma_{rtr} = -5.458 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{red_tah} := \left[\frac{(\sigma_{1t} - \sigma_{2t})^2 + (\sigma_{2t} - \sigma_{3t})^2 + (\sigma_{3t} - \sigma_{1t})^2}{2} \right]^{\left(\frac{1}{2} \right)} = 55.401 \cdot \text{MPa} \quad (\text{P16}) \quad \text{Redukované napětí}$$

$$k_{MSP\sigma_{red_tah}} := \frac{R_{p02tr}}{\sigma_{red_tah}} = 8.664$$

(P17) Bezpečnost těla tlumiče vůči meznímu stavu pružnosti (tah)

Stav stlačování tlumiče:

$$\sigma_{1tl} := \sigma_{ttr} = 57.44 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{2tl} := \sigma_{rtr} = -5.458 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{3tl} := \sigma_{zzrtlak} = -6.009 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{\text{red_tlak}} := \left[\frac{(\sigma_{1\text{tl}} - \sigma_{2\text{tl}})^2 + (\sigma_{2\text{tl}} - \sigma_{3\text{tl}})^2 + (\sigma_{3\text{tl}} - \sigma_{1\text{tl}})^2}{2} \right]^{\left(\frac{1}{2}\right)} \quad (\text{P18})$$

$$\sigma_{\text{red_tlak}} = 63.175 \cdot \text{MPa}$$

Redukované napětí pro stav stlačování tlumiče

$$k_{\text{MSP}\sigma_{\text{red_tlak}}} := \frac{R_{\text{p02tr}}}{\sigma_{\text{red_tlak}}} = 7.598 \quad (\text{P19})$$

Bezpečnost těla tlumiče vůči meznímu stavu pružnosti (tlak)

5.2.3 Pístnice

Ověření pístnice na tah

Materiál 20MnV6

$$R_{\text{mpistnice}} := 600 \text{MPa}$$

Min. mez pevnosti materiálu pístnice [36]

$$R_{\text{epistnice}} := 390 \text{MPa}$$

Min. mez kluzu materiálu pístnice [36]

$$d_{\text{m8_maly}} := 6.466 \text{mm}$$

Malý průměr závitu M8

$$d_{\text{m8}} := 8 \text{mm}$$

Velký průměr závitu M8

$$l_{\text{pistnice}} := 110 \text{mm}$$

Celková délka pístnice

$$l_{\text{oj}} := 18 \text{mm}$$

Délka osazení a závitu na straně pístu

$$l_{\text{M10}} := 10 \text{mm}$$

Délka části pístnice se závitem M10

$$S_{\text{pistnice}} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{p}}}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{p}}}{2}\right)^2 = 100.531 \cdot \text{mm}^2$$

Plošný průřez pístnice

$$S_{\text{pistnicezavitmaly}} := \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{m8_maly}}}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{p}}}{2}\right)^2 = 20.27 \cdot \text{mm}^2$$

Plošný průřez pístnice v místě malého průměru závitu M8

$$S_{\text{pistnicezavitvelky}} := \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{m8}}}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{p}}}{2}\right)^2 = 37.699 \cdot \text{mm}^2$$

Plošný průřez pístnice v místě velkého průměru závitu M8

Ověření vůči ztrátě vzpěrné stability

Shigley [32] str. 231- 234

Uvažovaný stav volného konce na jedné straně a vetknutí na straně druhé.

$$E_{\text{ocel}} := 210\text{GPa}$$

Modul pružnosti oceli

$$J_{\text{pístnice}} := \frac{\pi \cdot (D_p^4 - d_p^4)}{64} = 1.005 \times 10^{-9} \text{ m}^4 \quad (\text{P20})$$

Kvadratický moment průřezu pístnice

$$L_{\text{vs}} := (l_{\text{pístnice}} - l_{\text{oj}} - l_{\text{M10}}) = 82 \cdot \text{mm} \quad (\text{P21})$$

Délka volné části pístnice

$$F_{\text{kr_vs}} := \frac{\pi^2 \cdot E_{\text{ocel}} \cdot \left[\frac{\pi \cdot (D_p^4 - d_p^4)}{64} \right]}{(2 \cdot L_{\text{vs}})^2} = 7.747 \times 10^4 \text{ N} \quad (\text{P22})$$

Kritická síla

$$k_{\text{vs}} := \frac{F_{\text{kr_vs}}}{F_{\text{Pmax}}} = 51.646 \quad (\text{P23})$$

Bezpečnost vůči ztrátě vzpěrné stability

Ověření závitu M8

Algoritmus výpočtu uveden v publikaci Shigley [32] str. 434 - 456

tuhost závitu M8

$$A_{\text{sm8}} := 36.6 \text{ mm}^2$$

Výpočtový průřez závitu M8 (Shigley [32] str. 420, tab. 8-1)

$$A_{\text{sm8p}} := A_{\text{sm8}} - \pi \cdot \frac{d_p^2}{4} = 24.034 \text{ mm}^2$$

Výpočtový průřez závitu M8 na pístnici

$$l_{\text{m8}} := 18 \text{ mm}$$

Celková délka pístnice ve svěrném spoji

$$l_{\text{gm8}} := 9 \text{ mm}$$

Délka válcové části bez závitu

$$t_{\text{vickoh}} := 3.5 \text{ mm}$$

Tloušťka horního víčka pístu

$$\alpha_{\text{sver}} := 30 \text{ deg}$$

Svěrný úhel (doporučeno dle Shigley str. 438)

$$l_{sm8} := l_{gm8} + \frac{d_{m8}}{2} = 13 \cdot \text{mm}$$

(P24) Účinná svěrná délka

$$l_{bm8} := l_{sm8} - l_{gm8} = 4 \cdot \text{mm}$$

Délka válcové části se závitem v sevření

$$d_{osazeni} := 10 \cdot \text{mm}$$

Průměr části pístnice v sevření bez závitu

$$S_{dm8} := \frac{\pi \cdot d_{osazeni}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 65.973 \cdot \text{mm}^2$$

(P25) Plošný průřez osazení pístnice na straně závitu M8

$$k_{sm8} := \frac{S_{dm8} \cdot A_{sm8p} \cdot E_{ocel}}{S_{dm8} \cdot l_{bm8} + A_{sm8} \cdot l_{gm8}} = 5.612 \times 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

(P26) Tuhost části pístnice se závitem M8

Tuhost hliníkového víčka

$$E_{al} := 71 \text{ GPa}$$

Modul pružnosti pro hliníkové slitiny

$$t_{kvh} := t_{vickoh} = 3.5 \cdot \text{mm}$$

Výška tuhostního komolého kužele

$$D_{kvh} := 12 \cdot \text{mm}$$

Průměr hlavy šroubu (největší průměr pístnice)

$$d_{vickoh} := 10 \cdot \text{mm}$$

Průměr otvoru ve víčku

$$k_{pvickoh} := \frac{\pi \cdot E_{al} \cdot d_{vickoh} \cdot \tan(\alpha_{sver})}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{kvh} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kvh} - d_{vickoh}) \cdot (D_{kvh} + d_{vickoh})}{(2 \cdot t_{kvh} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kvh} + d_{vickoh}) \cdot (D_{kvh} - d_{vickoh})} \right]} \quad (\text{P27})$$

$$k_{pvickoh} = 1.375 \times 10^6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Tuhost horního víčka

Tuhost jádra pístu

$$t_{kj} := \frac{l_{sm8}}{2} - t_{vickoh} = 3 \cdot \text{mm}$$

Výška tuhostního komolého kužele jádra

$$a_{kv} := \frac{D_{kvh}}{2 \cdot \tan(\alpha_{sver})} = 10.392 \cdot \text{mm}$$

(P28) Výška odseknutého kužele

$$D_{kj} := 2 \tan(\alpha_{sver}) \cdot (a_{kv} + t_{vickoh}) = 16.041 \cdot \text{mm}$$

(P29) Průměr horní podstavy komolého kužele (odvozen na základě podobnosti trojúhelníků)

$$d_j := d_{vickoh} = 10 \cdot \text{mm}$$

Průměr středícího otvoru v jádře

$$k_{pj} := \frac{\pi \cdot E_{ocel} \cdot d_j \cdot \tan(\alpha_{sver})}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{kj} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kj} - d_j) \cdot (D_{kj} + d_j)}{(2 \cdot t_{kj} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kj} + d_j) \cdot (D_{kj} - d_j)} \right]} = 1.16 \times 10^7 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (\text{P30}) \quad \text{Tuhost jádra pístu}$$

$$k_{pm8} := \frac{k_{pj} \cdot k_{pvickoh}}{k_{pj} + k_{pvickoh}} = 1.229 \times 10^6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (\text{P31})$$

(P31) Výsledná tuhost spojovaných součástí

$$C_{m8} := \frac{k_{sm8}}{k_{sm8} + k_{pm8}} = 0.313 \quad (\text{P32})$$

(P32) Tuhostní konstanta spoje M8

$$\Delta F_{sm8} := C_{m8} \cdot F_{Pmax} = 470.248 \text{ N} \quad (\text{P33})$$

(P33) Část provozní síly přenášená pístitnicí

$$\Delta F_{pm8} := (1 - C_{m8}) \cdot F_{Pmax} = 1.03 \times 10^3 \text{ N} \quad (\text{P34})$$

(P34) Část provozní síly přenášená spojovanými součástmi

$$K_{sroubm8} := 0.3$$

Součinitel utahovacího momentu Shigley tab. 8-14 (bez povrchové úpravy)

$$F_{im8} := 3125 \text{ N}$$

Síla předpětí (zvolená)

$$M_{m8} := K_{sroubm8} \cdot F_{im8} \cdot d_{m8} = 7.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (\text{P35})$$

(P35) Uťahovací moment závitu M8

$$F_{sm8} := F_{im8} + \Delta F_{sm8} = 3.595 \times 10^3 \text{ N} \quad (\text{P36}) \quad \text{Síla v předepjaté části pístnice se závitem M8}$$

$$\sigma_{sm8} := \frac{F_{sm8}}{A_{sm8p}} = 149.592 \text{ MPa} \quad (\text{P37}) \quad \text{Napětí v části pístnice se závitem M8}$$

$$k_{MSP_{m8}} := \frac{R_{epistnice}}{\sigma_{sm8}} = 2.607 \quad (\text{P38}) \quad \text{Bezpečnost závitové části pístnice vůči MSP}$$

Kontrola vůči zániku sevření

$$k_{0m8} := \frac{F_{im8}}{F_{Pmax}(1 - C_{m8})} = 3.035 \quad (\text{P39}) \quad \text{Bezpečnost vůči zániku sevření}$$

Pevnostní kontrola přechodu z průměru 8mm na průměr 10 mm

$$\alpha_{prechod} := 1.7$$

Součinitel tvaru (Shigley str. 1115, obr. A-15-7, D/d= 1,25, r/d= 0,125)

$$r_{osazeni} := 1\text{mm}$$

$$\sigma_{\alpha} := \frac{F_{sm8} \cdot \alpha_{prechod}}{S_{pistnicezavitvelky}} = 162.124 \text{ MPa} \quad (\text{P40}) \quad \text{Napětí pístnice na přechodu mezi osazením a závitovou částí}$$

$$k_{MSP_{\alpha}} := \frac{R_{epistnice}}{\sigma_{\alpha}} = 2.406 \quad (\text{P41}) \quad \text{Bezpečnost pístnice na přechodu mezi osazením a závitovou částí}$$

Dovolený tlak v závitech M8 na pístnici

$$R_{mjadro} := 380\text{MPa}$$

Min. mez pevnosti [38]

$$R_{ejadro} := 215\text{MPa}$$

Min. mez kluzu [38]

Vlastnosti podobné třídě pevnosti 4.6

$$P_{max_ocel_4.6} := 50\text{MPa}$$

Shigley Tab. 8-15 str. 453

$$P_{m8} := 1.25\text{mm}$$

Stoupání závitu M8

$$H_{m8} := 0.5 \cdot \sqrt{3} \cdot P_{m8} = 1.083 \cdot \text{mm}$$

Výška zubu závitu M8

$$l_{\text{zasroubM8}} := 6\text{mm}$$

Délka zašroubování

$$n_{\text{zavm8}} := \frac{l_{\text{zasroubM8}}}{P_{\text{m8}}} = 4.8$$

(P42) Počet zašroubovaných závitů

$$P_{\text{max_m8}} := \frac{F_{\text{sm8}}}{n_{\text{zavm8}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{m8}}^2 - d_{\text{m8_maly}}^2)} = 42.976 \text{ MPa}$$

(P43) Tlak v závitech M8

VYHOVUJEOvěření závitu M10 na pístnici

Algoritmus výpočtu uveden v publikaci Shigley [32] str. 434 - 456

Tuhost závitu M10

$$d_{\text{m10}} := 10\text{mm}$$

Velký průměr závitu M10

$$A_{\text{sm10}} := 58\text{mm}^2$$

Výpočtový průřez závitu M10 (Shigley str. 420, tab. 8-1)

$$A_{\text{sm10p}} := A_{\text{sm10}} - \pi \cdot \frac{d_p^2}{4} = 45.434 \text{ mm}^2$$

Výpočtový průřez závitu M10 na pístnici

$$E_{\text{ocel}} = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$$

$$l_{\text{m10}} := 10\text{mm}$$

Celková délka pístnice ve svěrném spoji

$$l_{\text{gm10}} := 4\text{mm}$$

Délka válcové části bez závitu

$$\alpha_{\text{sver}} = 30 \cdot \text{deg}$$

Svěrný úhel (doporučeno dle Shigley str. 438)

$$l_{\text{sm10}} := l_{\text{gm10}} + \frac{d_{\text{m10}}}{2} = 9 \cdot \text{mm}$$

(P44) Účinná svěrná délka

$$l_{\text{bm10}} := l_{\text{sm10}} - l_{\text{gm10}} = 5 \cdot \text{mm}$$

Délka válcové části se závitem v sevření

$$d_{\text{zapichM10}} := 8.5\text{mm}$$

Průměr části pístnice ve svěrném spoji bez závitu

$$S_{dm10} := \frac{\pi \cdot d_{zapichM10}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 44.179 \cdot \text{mm}^2 \quad (\text{P45})$$

Plošný průřez části bez závitu

$$k_{sm10} := \frac{S_{dm10} \cdot A_{sm10p} \cdot E_{ocel}}{S_{dm10} \cdot l_{bm10} + A_{sm10} \cdot l_{gm10}} = 9.307 \times 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (\text{P46})$$

Tuhost pístitnice v místě závitu M10

Tuhost horního uchycení tlumiče

$$t_{khu} := \frac{l_{sm10}}{2} \quad (\text{P47})$$

Výška poloviny dutého komolého zatěžovacího dvojkužele

$$D_{khu} := 12 \text{mm}$$

Průměr hlavy šroubu (nezúžené části pístitnice)

$$d_{M10} := 10 \text{mm}$$

Velký průměr závitu M10

$$k_{pm10} := \frac{\pi \cdot E_{al} \cdot d_{M10} \cdot \tan(\alpha_{sver})}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{khu} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{khu} - d_{M10}) \cdot (D_{khu} + d_{M10})}{(2 \cdot t_{khu} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{khu} + d_{M10}) \cdot (D_{khu} - d_{M10})} \right]} \quad (\text{P48})$$

(P48)

$$k_{pm10} = 1.205 \times 10^6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (\text{P48})$$

Tuhost horního uložení tlumiče

$$C_{m10} := \frac{k_{sm10}}{k_{sm10} + k_{pm10}} = 0.436 \quad (\text{P49})$$

Tuhostní konstanta spoje M10

$$\Delta F_{sm10} := C_{m10} \cdot F_{Pmax} = 653.557 \text{N} \quad (\text{P50})$$

Část provozní síly přenášená pístitnicí

$$\Delta F_{pm10} := (1 - C_{m10}) \cdot F_{Pmax} = 846.443 \text{N} \quad (\text{P51})$$

Část provozní síly přenášená h. uložení tlumiče

$$K_{sroubm10} := 0.3$$

Součinitel utahovacího momentu Shigley tab. 8-14 (bez povrchové úpravy)

$$F_{im10} := 2500 \text{N}$$

Síla předpětí závitu M10 (zvolená)

$$M_{m10} := K_{sroubm10} \cdot F_{im10} \cdot d_{m10} = 7.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (\text{P52})$$

Utahovací moment závitu M10

$$F_{sm10} := F_{im10} + \Delta F_{sm10} = 3.154 \times 10^3 \text{N} \quad (\text{P53})$$

Síla přenášená pístitnicí

$$\sigma_{sm10} := \frac{F_{sm10}}{A_{sm10p}} = 69,41 \cdot \text{MPa} \quad (\text{P54}) \quad \text{Napětí na pístnici v místě závitu M10}$$

$$k_{MSPm10} := \frac{R_{epistnice}}{\sigma_{sm10}} = 5,619 \quad (\text{P55}) \quad \text{Bezpečnost vůči MSP v místě závitu M10}$$

Kontrola vůči zániku sevření

$$k_{0m10} := \frac{F_{im10}}{F_{Pmax}(1 - C_{m10})} = 2,954 \quad (\text{P56}) \quad \text{Bezpečnost vůči ztrátě sevření spoje M10}$$

Kontrola otláčení závitu M10

Materiál horního uložení je hliníková slitina EN AW 7075.T6

Přibližně odpovídá třídě pevnosti 5.8

$$P_{maxA1_5.8} := 35 \text{MPa}$$

Shigley Tab. 8-15 str. 453

$$P_{m10} := 1,5 \text{mm}$$

Stoupání závitu M10

$$H_{m10} := 0,5 \cdot \sqrt{3} \cdot P_{m10} = 1,299 \cdot \text{mm}$$

Výška zubu závitu M10

$$D_{1m10} := d_{m10} - \frac{10}{8} \cdot H_{m10} = 8,376 \cdot \text{mm}$$

Malý průměr závitu M10

$$l_{zasroubM10} := 6 \text{mm}$$

Délka zašroubování

$$n_{zavm10} := \frac{l_{zasroubM10}}{P_{m10}} = 4$$

Počet zašroubovaných závitů

$$P_{max_m10} := \frac{F_{sm10}}{n_{zavm10} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{m10}^2 - D_{1m10}^2)} = 33,641 \cdot \text{MPa} \quad (\text{P57}) \quad \text{Tlak v závitu M10}$$

VYHOVUJE

5.2.4 Výpočet napětí vzniklého nalisováním ložisek

Výpočetní vztahy jsou převzaty z publikace Pružnost a Pevnost II [37]

Uvažují nepoddajné ložisko vyrobené z oceli

$$\delta_l := 33 \mu\text{m}$$

Přesah - doporučeno výrobcem ložisek

$$R_j := 18 \text{mm}$$

Jmenovitý rozměr

$$r_o := 0\text{mm}$$

Vnitřní průměr vnitřního členu

$$R_{Al} := 25\text{mm}$$

Vnější průměr vnějšího členu

$$\mu_{Al} := 0.33$$

$$\mu_{ocel} := 0.27$$

Poissonova čísla materiálů

$$P_{lozisko} := \frac{\delta_l}{R_j \left[\frac{1}{E_{al}} \cdot \left(\frac{R_{Al}^2 + R_j^2}{R_{Al}^2 - R_j^2} + \mu_{Al} \right) \right] + \left[\frac{1}{E_{ocel}} \cdot \left(\frac{R_j^2 + r_o^2}{R_j^2 - r_o^2} - \mu_{ocel} \right) \right]} \quad (\text{P58})$$

$$P_{lozisko} = 34.901 \cdot \text{MPa}$$

Hodnota napětí od zalisování

5.2.6 Ověření závitového spojení M4 ve spodním bronzovém víčku tlumiče

Tuhost šroubu M4

$$d_{m4} := 4\text{mm}$$

Velký průměr závitu M4

$$A_{sm4} := 8.78\text{mm}^2$$

Výpočtový průřez závitu M4

$$l_{m4} := 6\text{mm}$$

Délka závitové části šroubu M4

$$l_{gm4} := 2\text{mm}$$

Délka válcové části bez závitu

$$t_{vd} := 3.5\text{mm}$$

Tloušťka dolního víčka

$$l_{sm4} := t_{vd} + \frac{d_{m4}}{2} = 5.5 \cdot \text{mm}$$

(P59) Účinná svěrná délka

$$l_{bm4} := l_{sm4} - l_{gm4} = 3.5 \cdot \text{mm}$$

Délka válcové části se závitem v sevření

$$S_{dm4} := \frac{\pi \cdot d_{m4}^2}{4} = 12.566 \cdot \text{mm}^2$$

(P60) Plošný průřez válcové části šroubu bez závitu

$$k_{sm4} := \frac{S_{dm4} \cdot A_{sm4} \cdot E_{ocel}}{S_{dm4} \cdot l_{bm4} + A_{sm4} \cdot l_{gm4}} = 3.765 \times 10^5 \cdot \frac{N}{mm} \quad (P61) \quad \text{Tuhost šroubu}$$

Tuhost bronzového víčka

$$E_{bronz} := 119 \text{ GPa}$$

Uvedena hodnota pro měď

$$t_{kv} := \frac{l_{sm4}}{2} = 2.75 \cdot \text{mm} \quad (P62) \quad \text{Výška tuhostního komolého kužele}$$

$$D_{kv} := 7 \text{ mm}$$

Průměr hlavy šroubu M4

$$k_{pm4_hk} := \frac{\pi \cdot E_{bronz} \cdot d_{m4} \cdot \tan(\alpha_{sver})}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{kv} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kv} - d_{m4}) \cdot (D_{kv} + d_{m4})}{(2 \cdot t_{kv} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kv} + d_{m4}) \cdot (D_{kv} - d_{m4})} \right]} \quad (P63)$$

$$k_{pm4_hk} = 1.843 \times 10^6 \cdot \frac{N}{mm}$$

Tuhost horního komolého kužele

Tuhost jádra pístu ve spoji M4 spodní tuhostní komolý kužel

$$t_{kjm4} := l_{sm4} - t_{kv} = 2.75 \cdot \text{mm}$$

Výška tuhostního komolého kužele jádra (dolní kužel)

$$d_{jm4} := 4 \text{ mm}$$

Průměr středícího otvoru v jádře

$$k_{pjm4} := \frac{\pi \cdot E_{ocel} \cdot d_{jm4} \cdot \tan(\alpha_{sver})}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{kjm4} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kv} - d_{jm4}) \cdot (D_{kv} + d_{jm4})}{(2 \cdot t_{kjm4} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kv} + d_{jm4}) \cdot (D_{kv} - d_{jm4})} \right]} \quad (P64)$$

$$k_{pjm4} = 3.253 \times 10^6 \cdot \frac{N}{mm}$$

Tuhost jádra pístu (dolní kužel)

Tuhost dolního víčka ve spodním komolém kuželu

$$t_{kvd_2} := t_{vd} - t_{kv} = 0.75 \cdot \text{mm}$$

Výška tuhostního komolého kužele jádra

$$a_{kv_vd2} := \frac{\frac{D_{kv}}{2}}{\tan(\alpha_{sver})} = 6.062 \cdot \text{mm} \quad (P65) \quad \text{Výška odseknuté části kužele}$$

$$D_{kvd_2} := 2 \tan(\alpha_{sver}) \cdot (a_{kv_vd2} + t_{kjm4}) = 10.175 \cdot \text{mm}$$

(P66)

Průměr horní podstavy komolého kužele (odvozen na základě podobnosti trojúhelníků)

$$k_{pvd_2} := \frac{\pi \cdot E_{bronz} \cdot d_{jm4} \cdot \tan(\alpha_{sver})}{\ln \left[\frac{(2 \cdot t_{kvd_2} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kvd_2} - d_{jm4}) \cdot (D_{kvd_2} + d_{jm4})}{(2 \cdot t_{kvd_2} \cdot \tan(\alpha_{sver}) + D_{kvd_2} + d_{jm4}) \cdot (D_{kvd_2} - d_{jm4})} \right]}$$

(P67)

$$k_{pvd_2} = 1.2 \times 10^{10} \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

Tuhost spodního víčka ve spodním komolém kuželu

$$k_{pm4_dk} := \frac{k_{pjm4} \cdot k_{pvd_2}}{k_{pjm4} + k_{pvd_2}} = 2.559 \times 10^6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Výsledná tuhost spodního komolého kužele

$$k_{pm4} := \frac{k_{pm4_dk} + k_{pm4_hk}}{2} = 2.201 \times 10^6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

(P68)

Průměrná tuhost spojovaných částí ve svěrném spoji M4

$$C_{m4} := \frac{k_{sm4}}{k_{sm4} + k_{pm4}} = 0.146$$

(P69)

Tuhostní konstanta spoje M4

$$\Delta F_{sm4} := C_{m4} \cdot \frac{F_{Pmax}}{2} = 109.534 \text{ N}$$

(P70)

Část zátěžné síly přenášená šroubem

$$\Delta F_{pm4} := (1 - C_{m4}) \cdot \frac{F_{Pmax}}{2} = 640.466 \text{ N}$$

(P71)

Část zátěžné síly přenášená spojovanými součástmi

$$K_{sroub} := 0.3$$

Součinitel utahovacího momentu (tab. 8-14, bez úpravy povrchu)

$$S_{p8.8} := 580 \text{ MPa}$$

Zkušební napětí pro třídu 8.8

$$F_{im4} := 1042 \text{ N}$$

Síla předpětí (zvolená)

$$M_{m4} := K_{sroub} \cdot F_{im4} \cdot d_{m4} = 1.25 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

(P72)

Utahovací moment

$$F_{sm4} := F_{im4} + \Delta F_{sm4} = 1.152 \times 10^3 \text{ N}$$

Síla ve šroubu

$$\sigma_{sm4} := \frac{F_{sm4}}{A_{sm4}} = 131.154 \cdot \text{MPa}$$

(P73)

Napětí ve šroubu M4

$$k_{m4} := \frac{S_{p8.8} \cdot A_{sm4} - F_{im4}}{C_{m4} \cdot F_{sm4}} = 24.084$$

(P74) Bezpečnost vůči
zkušebnímu napětí

Kontrola vůči zániku sevření

$$k_{0m4} := \frac{F_{im4}}{\frac{F_{Pmax}}{2} \cdot (1 - C_{m4})} = 1.627$$

(P75) Součinitel bezpečnosti vůči
zániku sevření

Dovolený tlak v závitech M4

$$P_{max_ocel_4.6} = 50 \cdot \text{MPa}$$

Shigley tab. 8-15 str. 453,
jakost oceli 11 109
odpovídá přibližně
pevnostní třídě 4.6

$$P_{m4} := 0.7 \text{ mm}$$

Stoupání závitu M4

$$H_{m4} := 0.5 \cdot \sqrt{3} \cdot P_{m4} = 0.606 \cdot \text{mm}$$

Výška zubu závitu M4

$$d_{1m4} := 4 \text{ mm}$$

Velký průměr závitu M4

$$D_{1m4} := d_{1m4} - \frac{10}{8} \cdot H_{m4} = 3.242 \cdot \text{mm}$$

Malý průměr závitu M4

$$l_{z_m4} := 4 \text{ mm}$$

Délka zašroubování

$$n_{zavm4} := \frac{l_{z_m4}}{P_{m4}} = 5.714$$

Počet zašroubovaných
závitů

$$p_{zavitm4} := \frac{F_{sm4}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_{1m4}^2 - D_{1m4}^2) \cdot n_{zavm4}} = 46.753 \cdot \text{MPa}$$

(P76) **VYHOVUJE**

Priloha 2: Hydraulicky navrh tlumice

Autor kódu: Václav Dlápal. Pouzite vzorce jsou ze zdroje [39] diplomové práce. Použité názvy velicin odpovídaji oznaceni v diplomove praci.

```
clc;clear all;clf;
F_t=50; %[N]
n_0=0.156; %[Pa.s]
D_p=0.030; %[m]
d_p=0.012; %[m]
h=0.0006; %[m]
L_s=0.01; %[m]
tau_0=23000; %[Pa]
d_1=0.0249; %[m]
w=pi*d_1; %obvod sterbiny [m]
v_0=0:0.001:0.4; %rychlost pistnice [m/s]
A_PA=pi*(D_p^2-d_p^2)/4;

%nerizena tlumici sila
Q=zeros(1,length(v_0));
for i=1:length(v_0)
    Q(i)=A_PA*v_0(i);
end

F_n=zeros(1,length(v_0));
for i=1:length(v_0)
    F_n(i)=F_t+(1+(w*h*v_0(i)/(2*Q(i))))*12*n_0*Q(i)*L_s*A_PA/(w*h^3);
end

%rizena tlumici sila
c=zeros(1,length(v_0)); %soucinitel pohybu kapaliny ve sterbine
for i=1:length(v_0)
    c(i)=2.07+1/(1+0.4*(w*h^2*tau_0)/(12*A_PA*v_0(i)*n_0));
end

F_tau=zeros(1,length(v_0));
for i=1:length(v_0)
    F_tau(i)=c(i)*tau_0*L_s*A_PA/h;
end

F_aktiv=F_n+F_tau;

hold on
grid on
plot(v_0,F_n,'r')
plot(v_0,F_aktiv,'b')
xlabel('Rychlost tlumi#e [m/s]');
ylabel('Tlumicí síla [N]');
legend('Neaktivovaný stav','Pln# aktivovaný
stav','Location','northwest');
```