



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

VÝPOČTOVÝ MODEL TLUMIČE ODPRUŽENÍ

COMPUTATIONAL MODEL OF SHOCK ABSORBER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Svršek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. David Svršek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
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:

Výpočtový model tlumiče odpružení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tlumič odpružení tvoří jeden ze základních prvků zavěšení kol, který má dominantní vliv na přenos vibrací generovaných nerovnostmi vozovky na posádku vozidla, neméně podstatný je jeho význam pro ovladatelnost a limity vozidla. Pro zajištění požadavků na komfort a bezpečnost se hledají vhodné tvary charakteristik tlumiče, kterých však lze konstrukčně dosáhnout více způsoby. Výpočtový model by účelně posloužil pro výrazně rychlejší dosažení optimálních charakteristik při zohlednění ekonomických, technologických a životnostních požadavků na konstrukci tlumiče.

Cíle diplomové práce:

Stručný přehled konstrukce tlumičů odpružení.
Stanovení požadavků na konstrukci a charakteristiky tlumiče.
Sestavení výpočtového modelu hydraulického tlumiče odpružení.
Citlivostní analýza vlivu parametrů tlumiče na jeho charakteristiky.
Validace vytvořeného modelu s měřením reálného tlumiče.

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John C. The Shock Absorber Handbook. 2nd Edition. West Sussex: John Wiley & Sons Ltd, 2007. 432 s. ISBN 0-7680-0050-5.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

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

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

DIXON, John C. Suspension Geometry and Computation. 1st Edition. John Wiley & Sons Ltd, 2009. 434 s. ISBN 978-0470510216.

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

V Brně, dne 24. 10. 2018



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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma, Výpočtový model tlumiče odpružení, se zabývá způsobem, jakým je možné simulovat jednotlivé akční členy tlumiče odpružení s cílem získat výsledné F-v charakteristiky v závislosti na nastavení tlumiče. Práci lze rozdělit na část rešeršní a praktickou. Rešeršní část je zaměřena na přehled konstrukce tlumičů a fyzikální jevy, které ovlivňují výsledné silové působení. Praktická část je věnována výpočtovému modelu jednoplášťového tlumiče odpružení v programovacím prostředí softwaru Matlab.

KLÍČOVÁ SLOVA

tlumič odpružení, F-v charakteristika, tlaková ztráta, výpočetní model, Matlab

ABSTRACT

The diploma thesis titled, Computational model of shock absorber, is concerned with ways to simulate individual actuators of dampening with the goal of obtaining F-v characteristics dependent on the setup of the shock absorber. The work is divided into two halves, the first one being a review of literature and the second half being practical. The review part is focused on ways of shock absorber constructions and the physical principles involved with the present forces. The practical part of the work contains a computational model of a monotube shock absorber in the Matlab programming software.

KEYWORDS

shock absorber, F-v characteristic, pressure loss, computational model, Matlab

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SVRŠEK, D. *Výpočtový model tlumiče odpružení*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí diplomové práce Petr Hejtmánek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Hejtmánka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

David Svršek

PODĚKOVÁNÍ

Poděkování patří Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za projevenou ochotu, cenné připomínky a rady při zpracování této diplomové práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Základní popis tlumiče odpružení	11
1.1 Rozdělení tlumičů	11
1.2 Dvouplášťový tlumič odpružení	12
1.3 Jednoplášťový tlumič odpružení	13
1.4 Jednoplášťový tlumič s externí vyrovnávací nádobou	14
1.5 Tlumič odpružení Öhlins TTX	15
1.5.1 Kompresní fáze	17
1.5.2 Extenzní fáze	18
1.6 Výhody a nevýhody jednotlivých konstrukcí	19
1.6.1 Dvouplášťový nízkotlaký tlumič	19
1.6.2 Jednoplášťový vysokotlaký tlumič	19
2 Moderní konstrukce tlumiče odpružení	20
2.1 Plně aktivní tlumiče odpružení Audi A8	21
2.2 Tlumiče vyrábějící elektrickou energii	22
2.3 Tlumiče s hydraulickými dorazy	23
3 Fyzikální jevy ovlivňující hydraulické tlumiče	25
3.1 Mechanické tření	25
3.1.1 Analýza tření pístního těsnění	25
3.1.2 Kluzné kroužky PTFE	26
3.2 Vliv teploty	27
3.3 Kavitace	28
3.4 Hystereze	31
4 Konstrukce průtokových ventilů	33
4.1 Diskový ventil	34
4.2 Tyčový ventil	35
4.3 Šoupátkový ventil	36
4.4 Planžetový ventil	36
5 Odvození základních výpočtových vztahů tlumiče	38
5.1 Zatížení pístu tlumiče	38
5.2 Průtoky ventilů	39
5.3 Tlakové síly	40
6 Vstupní parametry	42
6.1 Tlumič odpružení FRT	42
6.1.1 Regulace jehlovým ventilem	42

6.1.2	Regulace planžetovým ventilem.....	43
6.2	Měření vstupních dat	45
6.2.1	F-v charakteristika jehlového ventilu	46
6.2.2	F-v charakteristika planžetového ventilu.....	47
6.2.3	F-v charakteristika soustavy ventilů	47
7	Výpočtový model	49
7.1	Vstupní parametry.....	49
7.2	Výpočtový model jehlového ventilu	49
7.3	Výpočtový model planžetového ventilu	54
7.4	Výpočtový model soustavy ventilů.....	57
	Závěr.....	62
	Seznam použitých zkratk a symbolů	66
	Seznam příloh.....	68

ÚVOD

Dopravní infrastruktura a samotný automobilismus jsou odvětví, která se neustále rozvíjejí a je do nich investováno stále více finančních prostředků. V dnešní době se nejvíce obrací pozornost směrem k plnění neustále se zpřísnujících emisních limitů, proto je u automobilů využívána řada přídatných systémů, které snižují emise u vozidel na fosilní paliva. Kvůli plnění přísných emisních norem se stávají novodobým trendem také elektromobily, které produkují téměř nulové místní emise.

I když v dnešní době existuje řada různých pohonů a je jedno jestli sériově používaných nebo se jedná o koncepty. Automobily používající tyto pohony mají a budou mít vždy jednu společnou část, která zásadně ovlivňuje výslednou bezpečnost a pohodlí posádky vozidla. Jedná se o komponenty zavěšení kol. S příchodem elektromobilů opět narůstá význam právě těchto komponentů kvůli vysoké hmotnosti vozidel a také kvůli vysokým krouticím momentům, které jsou elektromobily schopny vyvinout, přičemž diplomová práce se zabývá konkrétně tlumiči odpružení.

Tlumič odpružení lze zařadit mezi konstrukční prvky podvozku, které se starají o výsledný kontakt pneumatiky s vozovkou. Mezi dvě základní funkce tlumiče odpružení patří zajištění komfortu a bezpečnosti posádky během jízdy. Bohužel v praxi je obtížné obě funkce skloubit dohromady, proto je vždy hledán optimální poměr mezi těmito kritérii v závislosti na provozních podmínkách, pro které je tlumič určen.

V první části se diplomová práce zabývá shrnutím základních poznatků ohledně tlumičů odpružení. Pojednává o základním rozdělení a funkci. Poukazuje na moderní konstrukční řešení. Dále se zabývá fyzikálními jevy, které ovlivňují výsledné chování tlumiče odpružení. Druhá část je věnována výpočtovému modelu jednovrstevného plynokapalinového tlumiče odpružení. Cílem modelu je urychlení a zjednodušení získání výsledných F-v charakteristik, kterých je možno dosáhnout v závislosti na jednotlivých přenastaveních.

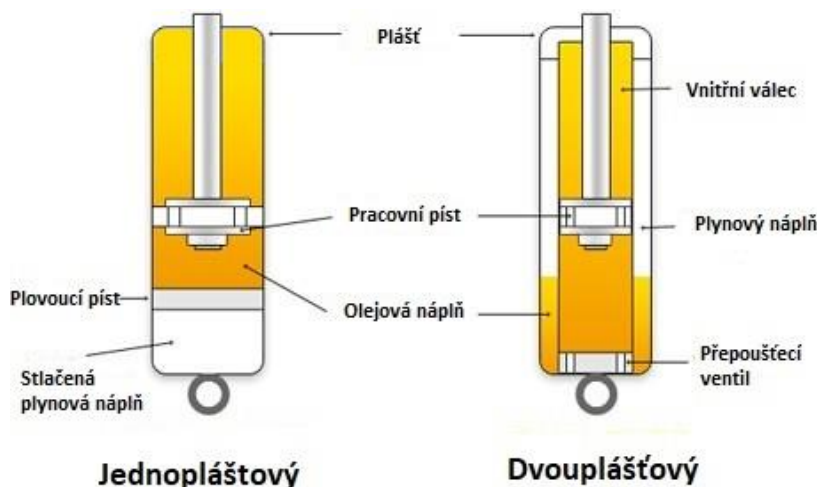
1 ZÁKLADNÍ POPIS TLUMIČE ODPRUŽENÍ

Tlumič odpružení patří mezi základní konstrukční prvky podvozku. Jeho konstrukce a způsob tlumení se podílí na výsledném silovém působení mezi pneumatikou a vozovkou. Pokud bychom chtěli posoudit správnou (vhodnou) funkci tlumiče odpružení, je nutné brát v úvahu dvě základní kritéria (komfort, bezpečnost jízdy), u kterých je důležité brát zřetel na vhodné zkombinování obou kritérií. Míru komfortu lze zajistit vhodným utlumením kmitání odpružených hmot. V tomto případě jsou tlumiče odpružení spíše měkčí, kvůli potlačení přenášení rázů do karoserie od podvozku. Na druhou stranu pro zajištění bezpečnosti je nutné potlačit nadměrné kmitání neodpružených hmot, jež ovlivňuje výsledný kontakt pneumatiky s vozovkou. Toho naopak lze docílit použitím tvrdších tlumičů odpružení, které ovšem zase snižují výsledný komfort. [1]

1.1 ROZDĚLENÍ TLUMIČŮ

Tlumicí jednotky lze rozdělit podle různých kritérií. Primárně lze rozlišovat jednotlivé druhy podle konstrukce, použitého tlumicího média nebo způsobu tlumení. Dalším aspektem rozdělení může být forma užití tlumičů, zde je nutné rozlišovat, zdali se jedná o sériové tlumiče užívané např. v osobních vozidlech nebo o závodní, u kterých je kladen vyšší důraz na kvalitu zpracování a použité materiály. [2]

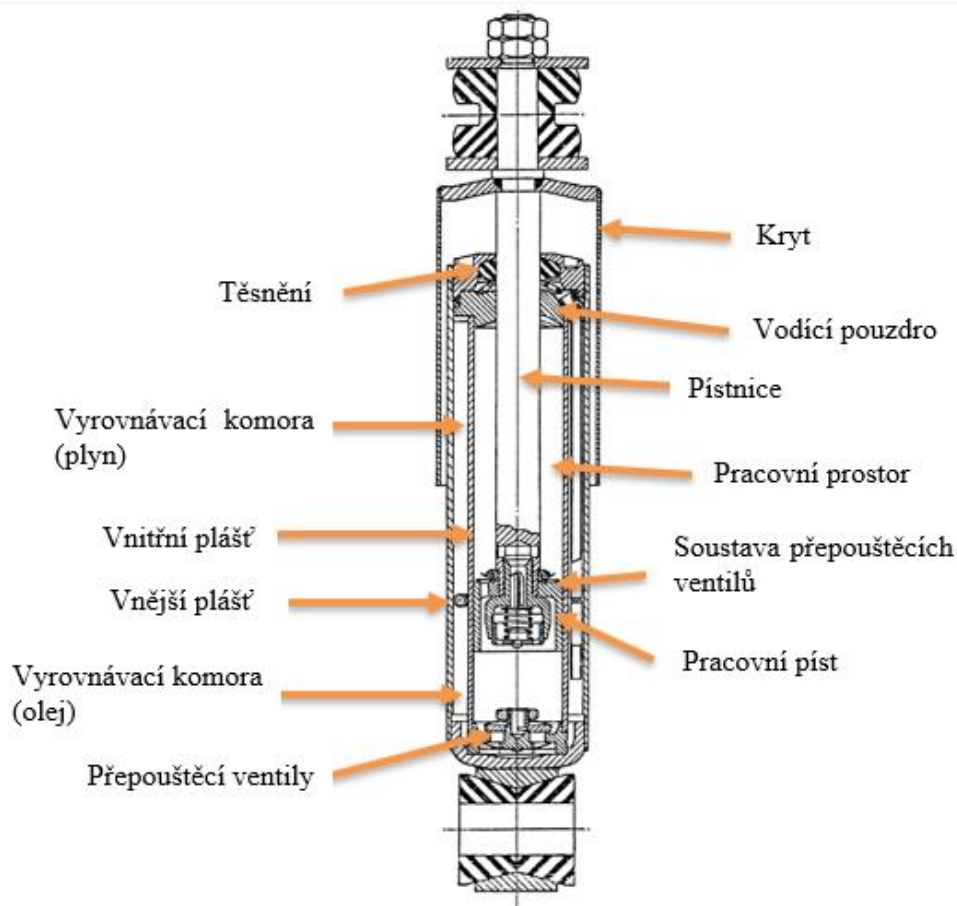
- Rozdělení dle konstrukce:
 - jednoplášťové
 - dvouplášťové
- Rozdělení dle tlumicího média:
 - kapalinové
 - plynokapalinové (nízkotlaké, vysokotlaké)
 - plynové (nízkotlaké, vysokotlaké)
- Rozdělení dle způsobu tlumení:
 - jednočinné – tlumí v jednom směru pohybu pístu
 - dvojčinné – tlumí v obou směrech pohybu pístu



Obr. 1.1 1 Základní rozdělení tlumičů [3]

1.2 DVOUPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ ODPRUŽENÍ

Mezi základní tlumící jednotky patří dvouplášťový tlumič. Kapalně medium (olej) je při pohybu pracovního pístu protlačován přes systém průtokových ventilů, díky čemuž je generována tlumící síla. Tato síla je závislá na rychlosti pohybu pístu. Rychlost pístu se odvíjí na základě hydraulického odporu vznikajícího při škrcení průtoku a zároveň také viskózním třením pístu tlumiče ve vedení pracovního válce. [1]



Obr. 1.2 1 Schéma dvouplášťového tlumiče odpružení [4]

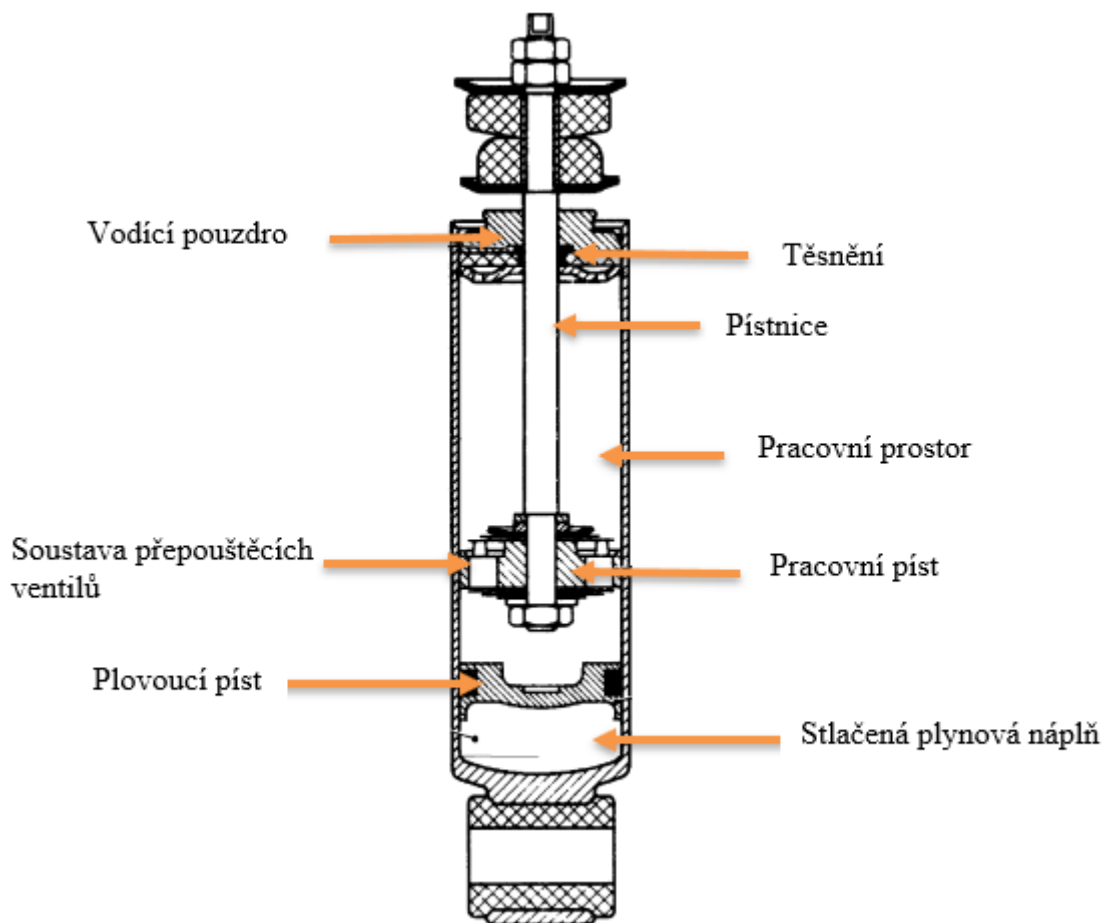
Druhy dvouplášťových tlumičů:

- Atmosférický - Tlumič využívá pro regulaci měnícího se objemu v závislosti na pohybu pístu vyrovnávací komoru spojenou s okolní atmosférou nebo uzavřenou komoru v níž je atmosférický tlak. Komora je z části vyplněna olejem a zbytek objemu je v ustáleném stavu vyplněn vzduchem o konstantním atmosférickém tlaku. Při pohybu pístnice může vznikat v pracovní části pod pístem podtlak. Vznikající podtlak má negativní dopad na funkčnost tlumiče, dochází k pění oleje (vzniku kavitace) a poklesu výsledné tlumící síly. [5]
- Nízkotlaký – Oproti předchozí variantě má tento druh tlumiče vyrovnávací komoru uzavřenou a naplněnou dusíkem s nízkým tlakem $0,25 \div 0,5$ MPa. Tento tlak do určité míry zamezuje vzniku negativních jevů, které ovlivňují atmosférický tlumič, protože umožňuje správnou funkci tlumiče i při vyšších rychlostech a tlumících silách. [5]

1.3 JEDNOPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ ODPRUŽENÍ

Princip činnosti jednoplášťového tlumiče je podobný jako v případě dvouplášťového. Hlavní rozdíl spočívá v odlišném způsobu vyrovnávání rozdílného objemu pracovního prostoru v závislosti na poloze pístu. Rozdílný objem je kompenzován pomocí stlačeného plynu přímo v pracovním prostoru válce. Stlačený plyn je oddělen od olejové náplně pomocí plovoucího pístu. [5]

Jednoplášťové tlumiče využívají plynovou náplň, která je stlačena tlakem $2,5\div 3$ MPa. Díky tomu jsou tyto tlumiče označovány jako vysokotlaké. Vysoký tlak působící na olejovou náplň má zásadní vliv na negativní aspekty, jako jsou pění oleje, pokles tlumící síly a vznik kavitace. Zároveň dochází k poklesu hlučnosti ventilů. [5]

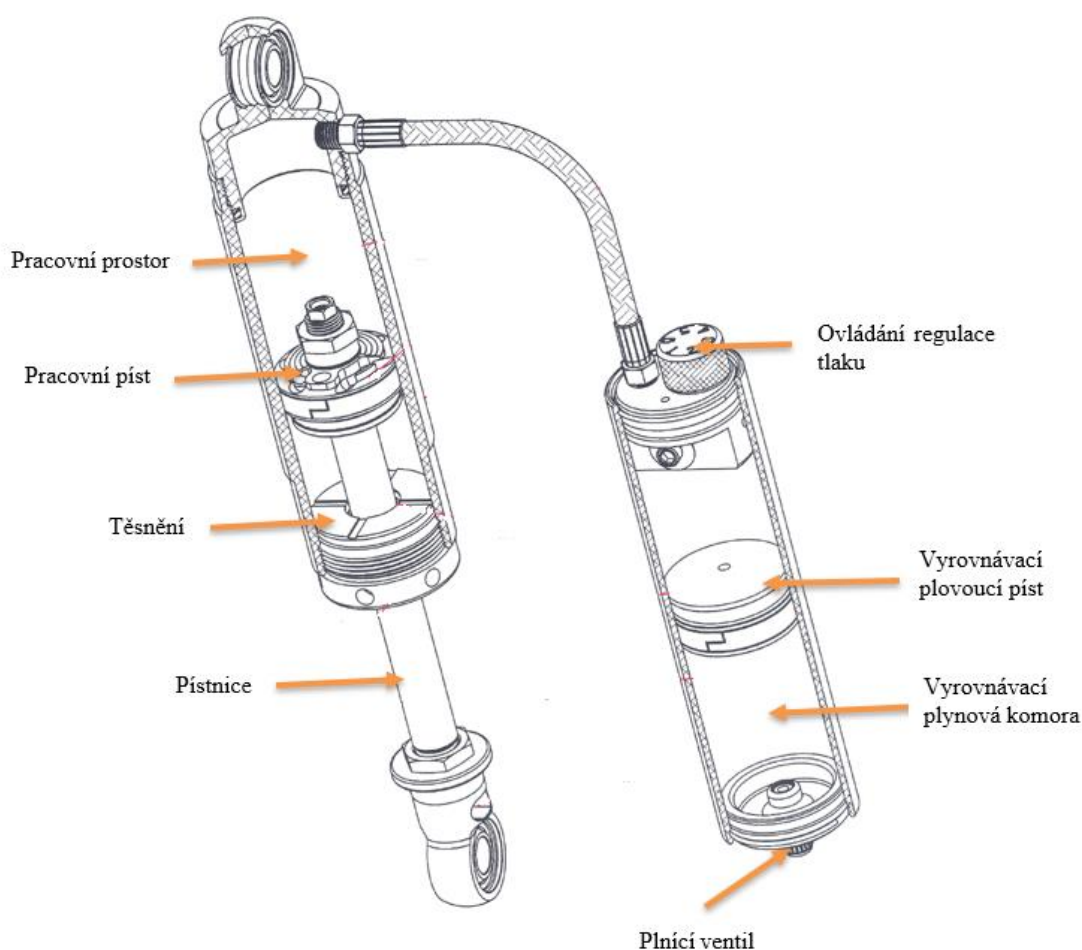


Obr. 1.3 1 Schéma jednoplášťového tlumiče odpružení [4]

1.4 JEDNOPLÁŠŤOVÝ TLUMIČ S EXTERNÍ VYROVNÁVACÍ NÁDOBOU

Mezi další konstrukce lze zahrnout různé modifikace výše zmíněných druhů tlumičů. Jednou z variant může být jednoplášťový tlumič s externí vyrovnávací nádobou, se kterým se můžeme nejčastěji setkat v motosportu nebo u motocyklů. U sériově vyráběných automobilů se tyto tlumiče nevyužívají, vzhledem k vysokým výrobním nákladům.

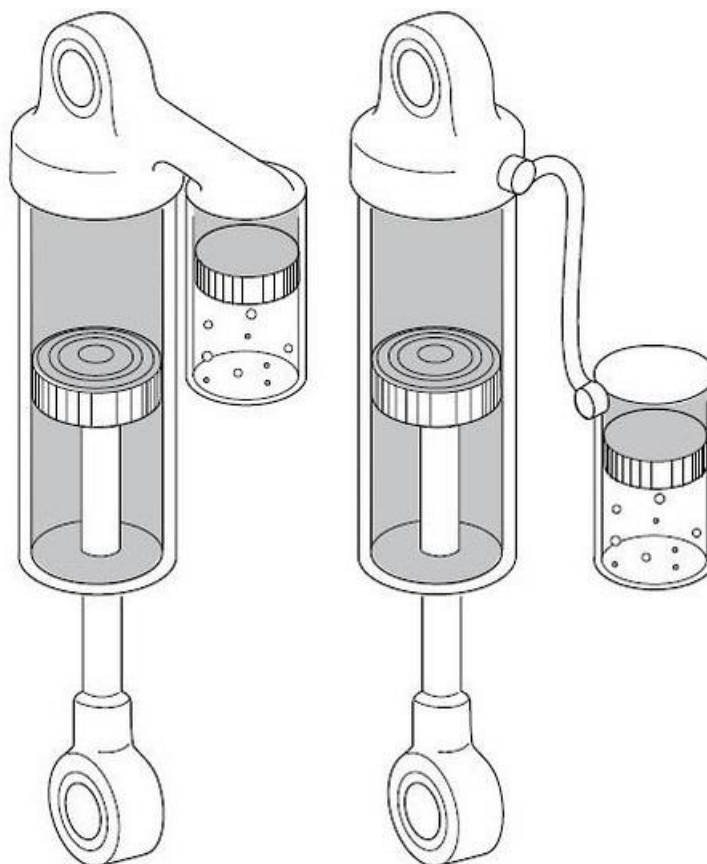
Tento druh tlumiče je principiálně shodný s obyčejným jednoplášťovým tlumičem odpružení. Hlavní rozdíl spočívá v užití externí vyrovnávací nádoby, která pomáhá vyrovnávat rozdílný objem pracovního prostoru v důsledku pohybu pístnice. Díky této konstrukci je možné lépe regulovat výsledné tlumicí síly, které se odvíjí stejně jako u klasického jednoplášťového tlumiče převážně v závislosti na škrčení průtoku přes pracovní píst, také pomocí regulačního ventilu na vstupu do externí nádoby.



Obr. 1.4 1 Schéma jednoplášťového tlumiče odpružení s externí vyrovnávací nádobou [6]

Mezi výhody dané konstrukce lze zahrnout lepší regulovatelnost (více regulačních prvků). Dále jsou díky paralelnímu připojení vyrovnávací nádoby kladeny nižší nároky na zástavbu v podélném směru, dochází k navýšení množství tlumícího oleje, což pozitivně ovlivňuje provozní teplotu oleje a zároveň se zvyšuje kontaktní plocha pro odvod přebytečného tepla.

Danou konstrukci tlumiče lze řešit různými způsoby. Externí nádoba může být připevněna napevno k tělu tlumiče nebo naopak pro lepší variabilitu zástavby lze použít tlakové hadice.



Obr. 1.4 2 Základní způsoby uspořádání tlumiče s externí nádobou [7]

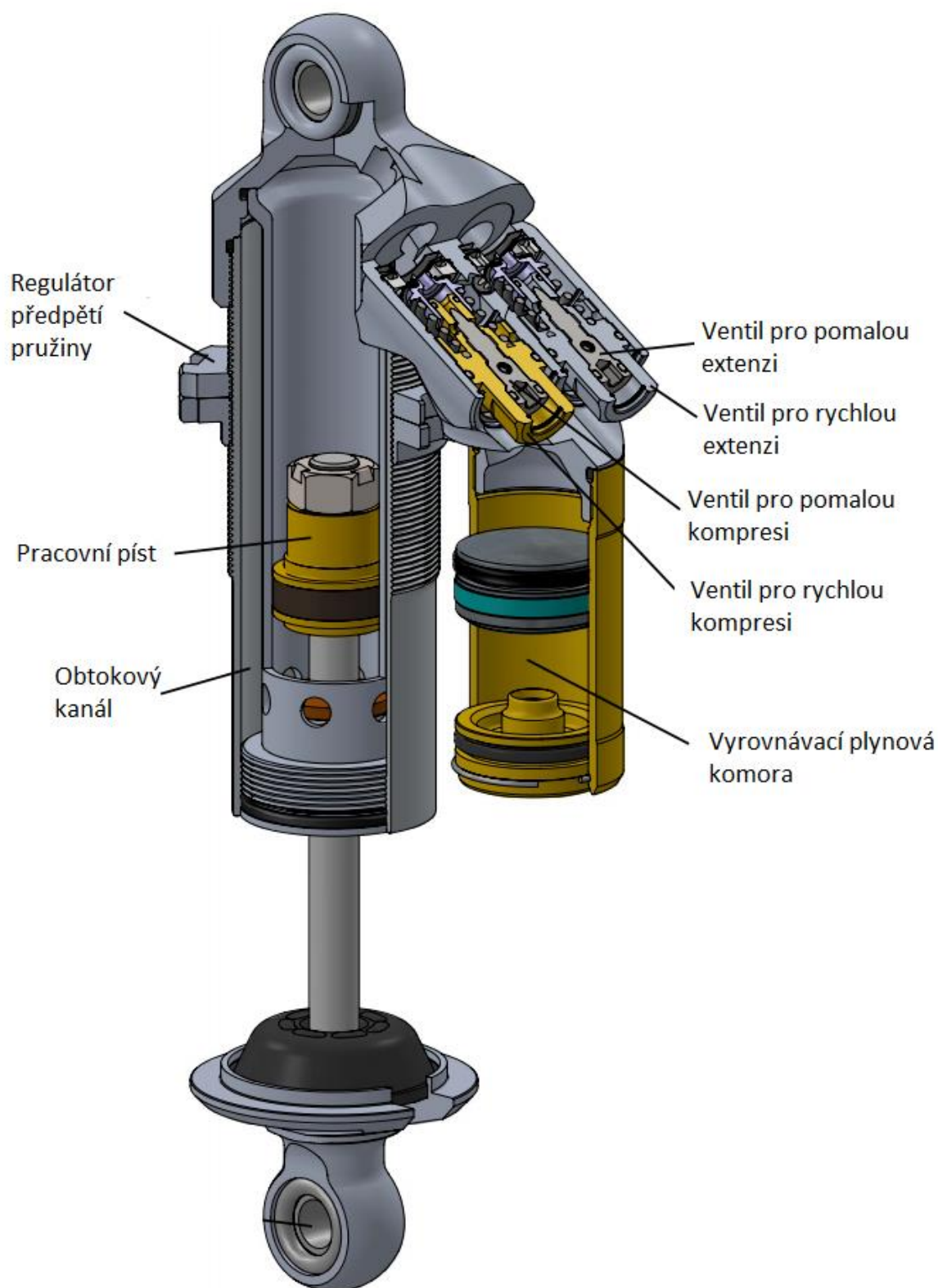
1.5 TLUMIČ ODPRUŽENÍ ÖHLINS TTX

Jednotlivé konstrukční prvky tlumičů lze různými způsoby kombinovat s cílem získání požadovaných parametrů (charakteristik). Jako příklad lze uvést tlumič Öhlins TTX25 MkII. Od klasické konstrukce se liší hlavně tím, že v pracovním pístu se nenachází žádné otvory, které by umožňovaly proudění kapaliny, jak při kompresi, tak extenzi. Dané uspořádání využívá dvou plášťů, z čehož jeden slouží jako pracovní a druhý jako obtokový. K regulaci dochází skrz dvojici zdvojených ventilů z čehož každý lze samostatně regulovat. [8]

Rozdělení regulačních ventilů:

- Komprese
 - ventil pro pomalou kompresi
 - ventil pro rychlou kompresi
- Extenze
 - ventil pro pomalou extenzi
 - ventil pro rychlou extenzi

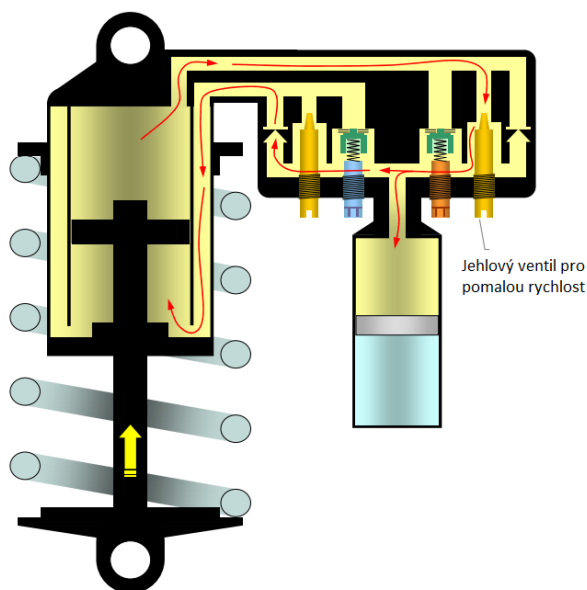
Uspořádání daného tlumiče má zásadní výhodu v tom, že pro změnu parametrů tlumení není nutné rozdělovat tlumič, protože veškeré regulační prvky jsou přístupné z vnějšku.



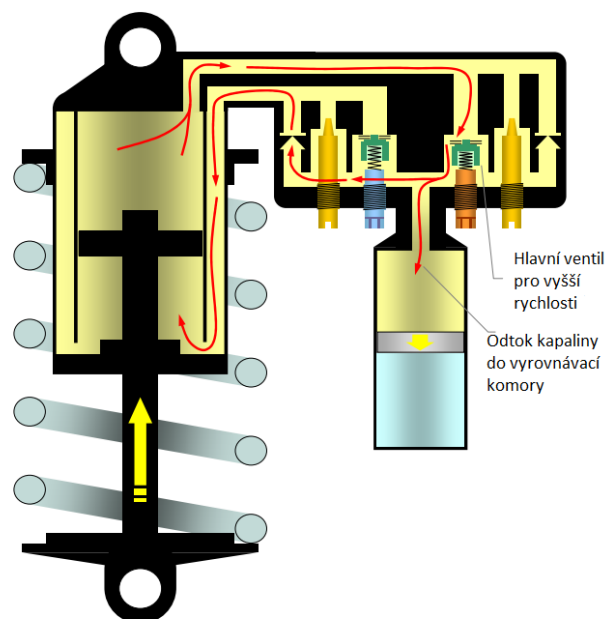
Obr. 1.5 1 Uspořádání tlumiče Öhlins TTX25 MKII [9]

1.5.1 KOMPRESNÍ FÁZE

Při kompresi je kapalina vytlačována z pracovního prostoru přes otvor v horní části pracovního válce a následně proudí skrz jednotlivé ventily. Zde je nutné rozlišovat, zdali se jedná o pomalou či rychlou kompresi. Pokud se píst pohybuje při kompresní fázi pomalu, kapalina proudí pouze přes jehlový ventil. Při zvýšení rychlosti a navýšení tlaku dochází k otevření hlavního ventilu. Stejně jako u jednoplášťového tlumiče platí, že kapalina, která je vytlačena v závislosti na vnoření pístnice je přemístěna do vyrovnávací komory. Zbytek kapaliny je pomocí obtokového kanálu přiveden do spodní části pracovního prostoru. [8]



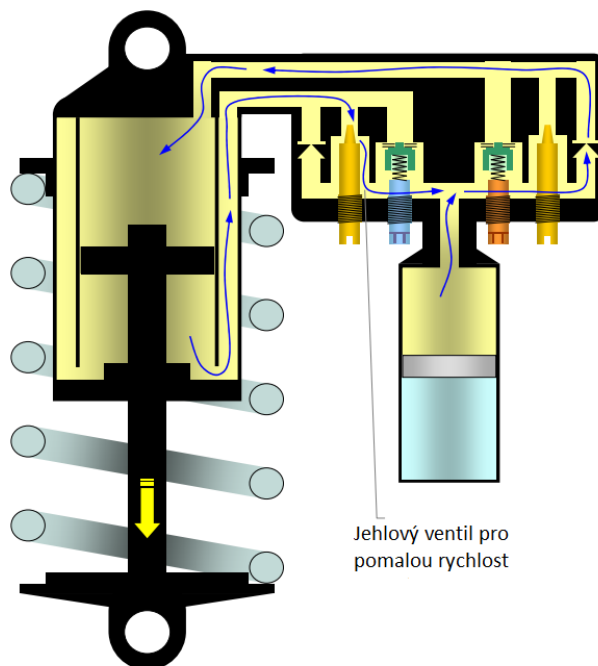
Obr. 1.5.1 1 Proudění kapaliny při pomalé kompresi [10]



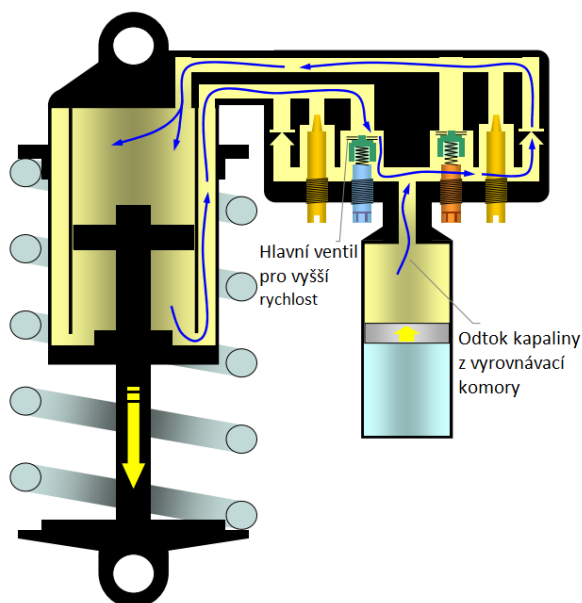
Obr. 1.5.1 2 Proudění kapaliny při rychlé kompresi [10]

1.5.2 EXTENZNÍ FÁZE

Při extenzi je kapalina vytlačována přes obtokový kanál směrem k přepouštěcím ventilům. Stejně jako v případě komprese je nutné rozlišovat o jaký druh proudění se jedná. Při pomalé extenzi je opět proudění kapaliny škrceno přes jehlový ventil a v případě rychlého pohybu pístu je průtok korigován pomocí hlavního ventilu. Při extenzi dochází k navýšení objemu pracovního prostoru vlivem vysouvající se pístnice, tento rozdíl je kompenzován s pomocí vyrovnávací komory. Do horní části pracovního válce je kapalina přiváděna pomocí otvorů v horní části tlumiče. [8]



Obr. 1.5.2 1 Proudění kapaliny při pomalé extenzi [10]



Obr. 1.5.2 2 Proudění kapaliny při rychlé extenzi [10]

1.6 VÝHODY A NEVÝHODY JEDNOTLIVÝCH KONSTRUKCÍ

Při konstrukci tlumiče odpružení lze vycházet ze 2 základních konstrukčních uspořádání. Primárně je lze rozdělit na jednoplášťové a dvouplášťové, konkrétně na dvouplášťové nízkotlaké tlumiče a jednoplášťové vysokotlaké tlumiče, jak bylo uvedeno na začátku kapitoly. Každá z těchto konstrukcí má své výhody a nevýhody ať už z konstrukčního nebo cenového hlediska.

1.6.1 DVOUPLÁŠŤOVÝ NÍZKOTLAKÝ TLUMIČ

- Výhody: [11]
 - nejběžněji užívaná konstrukce
 - nízké výrobní náklady
 - citlivější odezva ventilů při nízkých amplitudách
 - nižší provozní tření
 - menší zástavbové nároky (délka)
 - zachování funkčnosti i při ztrátě plynové náplně
- Nevýhody: [11]
 - nízký plnicí tlak (0,25-0,5 MPa), větší riziko vznik kavitace
 - riziko smíchání kapaliny a plynu
 - vyšší zástavbové nároky (šířka)
 - špatné chlazení
 - zástavbová poloha (pístnice nahoře, naklonění max 45°)

1.6.2 JEDNOPLÁŠŤOVÝ VYSOKOTLAKÝ TLUMIČ

- Výhody: [11]
 - lepší chlazení oproti dvouplášťovému
 - lze použít větší průměr pístu při zachování vnějších rozměrů (snížení provozního tlaku)
 - vysoké plnicí tlaky (2,5-3 MPa) snížení rizika kavitace
 - plynová náplň oddělena od kapaliny (tlumič funguje v jakékoliv pozici)
 - větší citlivost při malých amplitudách
 - nižší zástavbové nároky (šířka)
- Nevýhody: [11]
 - vyšší výrobní náklady
 - větší zástavbové nároky (délka)
 - vyšší tření

2 MODERNÍ KONSTRUKCE TLUMIČE ODPRUŽENÍ

Už od počátků automobilismu je při konstrukci tlumičů kladen důraz nejen na bezpečnost, ale také na komfort jízdy. Obzvláště v dnešní době je komfort posádky řazen mezi jedny z nejdůležitějších aspektů, kterými se vývojáři zabývají. Právě tlumiče odpružení se starají o to, aby posádka co nejméně pocítovala nerovnosti a díry na vozovce, se kterými jsou pneumatiky neustále v kontaktu. Proto je důležité toto odvětví neustále rozvíjet a využívat nové technologie, které umožňují lépe a efektivněji regulovat výsledné silové působení tlumiče.

Tlumiče odpružení lze dělit na:

- pasivní
- adaptivní
- semi-aktivní
- aktivní

V případě pasivních tlumičů se jedná o běžnou konstrukci, jež byla uvedena v předešlé kapitole. Tento typ je řízen pouze škrcením průtoků kapaliny, přičemž regulace je zajišťována pomocí členů, jejichž primárně nastavenou charakteristiku nelze měnit při jízdě vozidla. Pro změnu charakteristiky je potřeba manuálního přenastavení.

Další variantou jsou adaptivní tlumiče. Konstrukce vychází primárně z pasivních tlumičů, je ovšem doplněna o regulační člen, který je schopen měnit výsledné tlumicí charakteristiky. Jednou z možností je použití pasivního tlumiče s přídavným přepouštěcím kanálem, který funguje jako regulační člen. Při prudkém stlačení dojde ke skokové změně v tuhosti tlumiče a díky tomu lze získat vyšší stabilitu například při rychlém průjezdu zatáčkou. Další možností je elektromagnetický ventil, který je dle nastavení schopný škrtit průtok a tím měnit výslednou charakteristiku.

Semi-aktivní tlumiče částečně vychází z konstrukce adaptivních, kdy je opět regulován průtok kapaliny. Hlavní rozdíl spočívá v tom, že tlumení je ovládáno řídicí jednotkou, která na základě výstupů z jednotlivých senzorů vozidla je schopná aktivně měnit charakteristiku tlumičů v čase.

Poslední konvenční variantou jsou aktivní tlumiče. Jedná se o konstrukčně nejsložitější variantu, kde je regulováno jak tlumení, tak odpružení. Díky tomuto systému lze velice dobře zamezit klonění i klopení a díky tomu zajistit vysoký komfort pro posádku. Mezi první průkopníky lze zařadit firmu Bose.



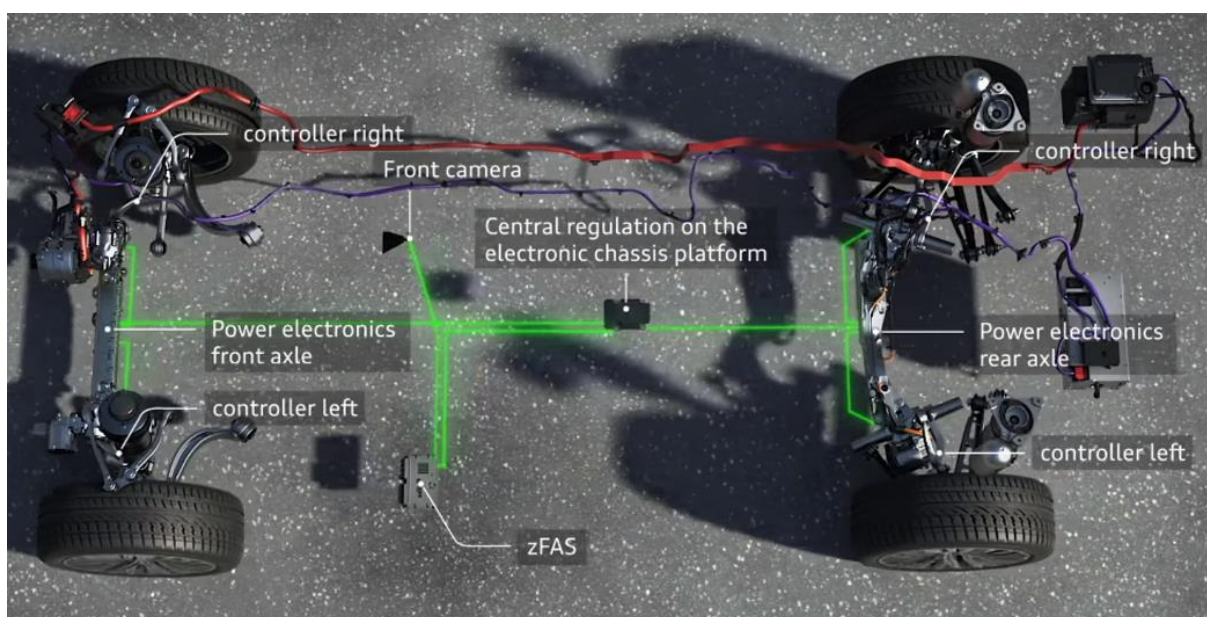
Obr. 2 1 Rozdíl v náklonu vozidla při užití tlumičů Bose a standardních tlumičů [12]

2.1 PLNĚ AKTIVNÍ TLUMIČE ODPRUŽENÍ AUDI A8

Plně aktivní odpružení Audi A8 využívá elektromechanický závěsný systém, který ovládá každé kolo individuálně a přizpůsobuje se aktuálním podmínkám na silnici. Každé kolo je vybaveno elektromotorem, který se stará o tlumení. Pro pohon elektromotorů je zde použit elektrický systém o hodnotě 48 V. [13]

Kvůli zajištění dostatečného množství dat pro správnou regulaci tlumičů, je vozidlo vybaveno předním kamerovým systémem, který detekuje nerovnosti na vozovce a získaná data posílá do řídicí jednotky. Díky tomu je systém schopný vhodně nastavit podvozek ještě předtím, než dojde ke kontaktu s nerovností. To vede k dalšímu snížení přenosu vibrací a otřesů na karoserii. Kamerový systém je schopný zaznamenávat informace o stavu vozovky před vozidlem 18 x za sekundu. [13]

Odpružení spolupracuje i s dalšími systémy jako je například Audi pre sense 360°, který detekuje možná rizika kolize kolem vozidla. V případě hrozícího bočního nárazu při rychlosti nad 25 km/h, přizvednou aktivní tlumiče na ohrožené straně karoserii až o 80 mm během půl sekundy. Díky tomu je náraz směřován do silnějších částí karoserie, jako jsou boční prahy a konstrukce podlahy. [13]

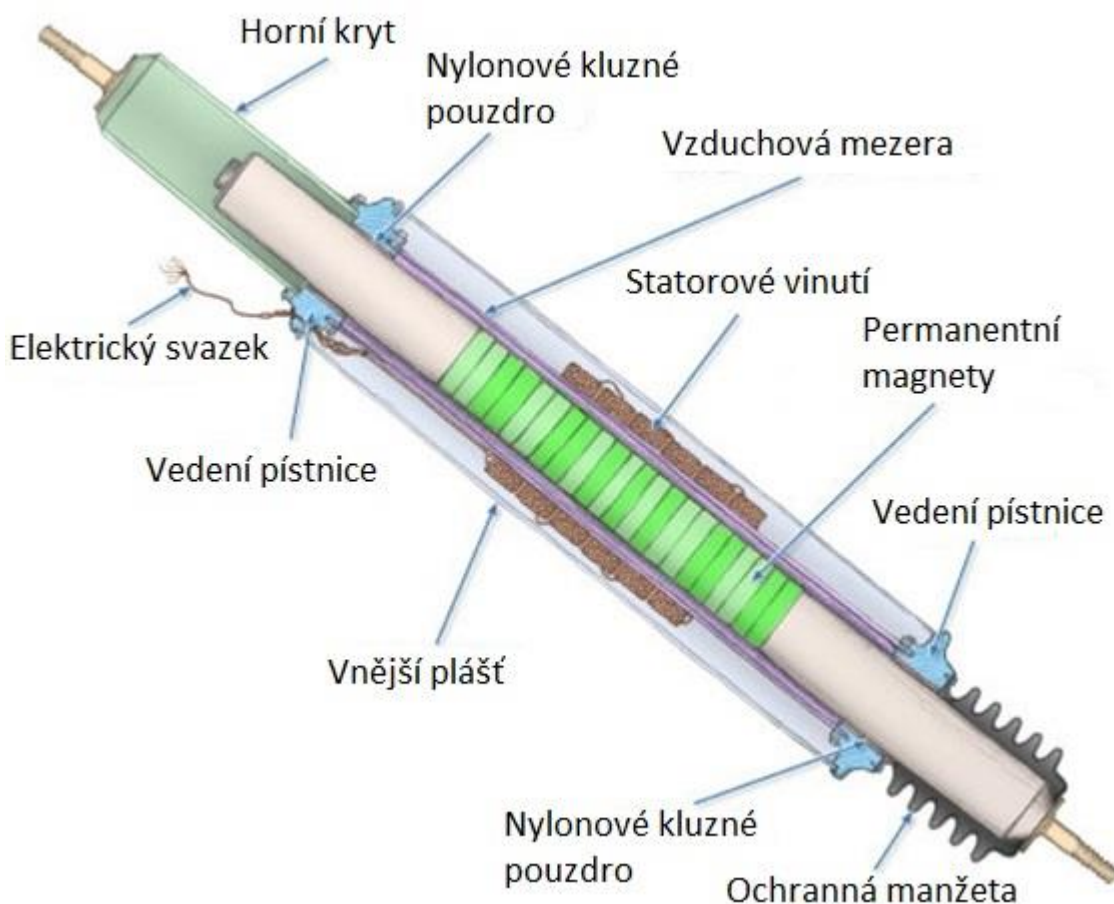


Obr. 2.1 1 Řídicí systém plně aktivního odpružení Audi A8 [14]

2.2 TLUMIČE VYRÁBĚJÍCÍ ELEKTRICKOU ENERGIÍ

Při pohybu vozidla je značné množství energie generované tlumiči odpružení rozptýleno do okolního prostředí ve formě tepla. S cílem využít tuto energii vznikly tlumiče využívající elektromagnetického toku pro získání elektrické energie, která může sloužit například k dobíjení akumulátorů u hybridních, elektrických automobilů nebo dobíjení autobaterií u konvenčních vozidel s cílem snížit zatížení alternátoru což vede zároveň ke snížení spotřeby. [15]

Klasický tlumič odpružení tlumí pohyby podvozku a karoserie s cílem udržet pevný kontakt mezi pneumatikou a vozovkou. Díky tomu vzniká kinetická energie, která se přeměňuje na energii tepelnou, jež je v první fázi akumulována tlumičí náplní a následně uvolňována do okolí. The Power-Generating Shock Absorber (PGSA) přeměňuje tuto kinetickou energii na elektřinu pomocí lineárního pohybového elektromagnetického systému. Zařízení využívá svazek permanentních magnetů uložených v pracovním pístu, přepínatelné vinutí statorových cívek, usměrňovač a elektrický řídicí systém pro řízení měnícího se elektrického výkonu a tlumení. [15]



Obr. 2.2 1 Uspořádání elektromagnetického tlumiče odpružení [15]

Při pohybu vzniká střídavý proud, který je následně přeměněn pomocí usměrňovače na proud stejnosměrný. U automobilů střední třídy dokáží tlumiče při rychlosti 100 km/h poskytnout výkon 100-400 W a v případě zhoršené vozovky až 1600 W. Při užití ve vlakové dopravě by měli být schopni generovat 1-10 kW. [15]

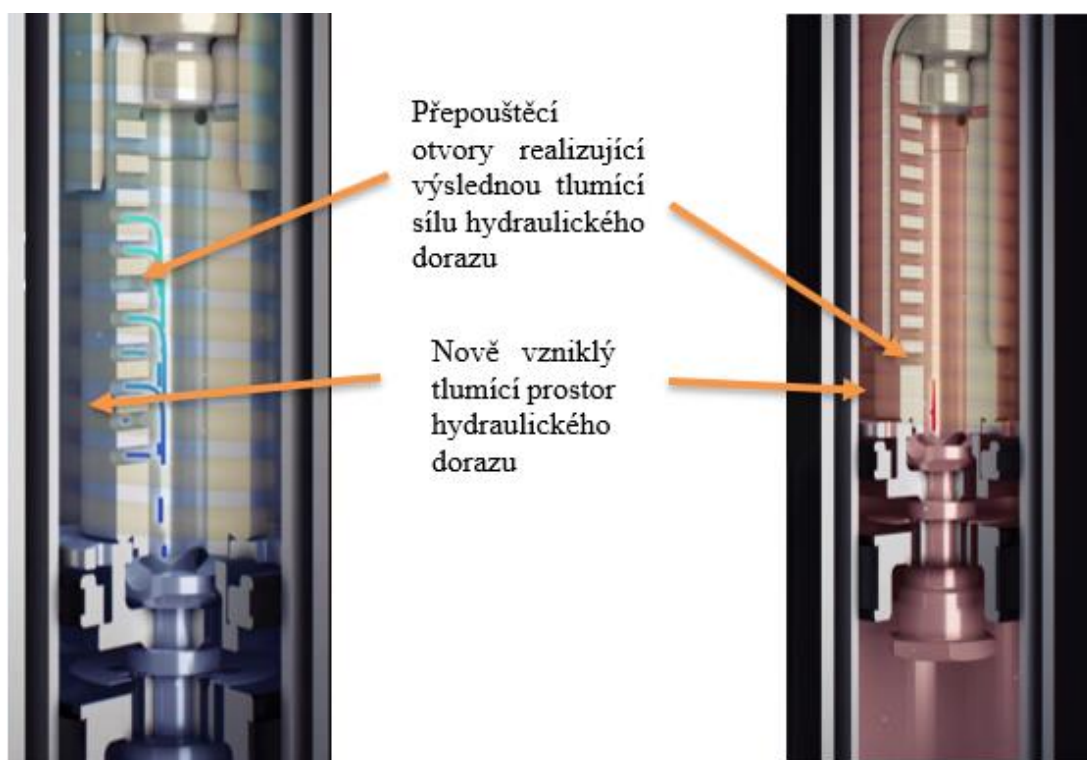
Hlavní nevýhodou dané technologie je nízký poskytovaný výkon, který se reálně pohybuje okolo 100 W, což je pro účely nabíjení zcela nedostačující, zároveň díky složitější konstrukci (statorové vinutí, permanentní magnety a další příslušenství) narůstá značně výsledná hmotnost tlumiče. Oproti klasické konstrukci tlumiče odpružení (kapalinová náplň) vznikají další rizika spojená s možným zkratem elektrického systému a s tím související ztráta funkčnosti (ohrožení bezpečnosti). [15]

2.3 TLUMIČE S HYDRAULICKÝMI DORAZY

Mezi moderní konstrukce patří i tlumiče s hydraulickými dorazy. Jako zástupce této technologie lze uvést tlumiče od firmy KYB, která spolupracuje se skupinou PSA a dodává je například pro Citroën C5 Aircross. [16]

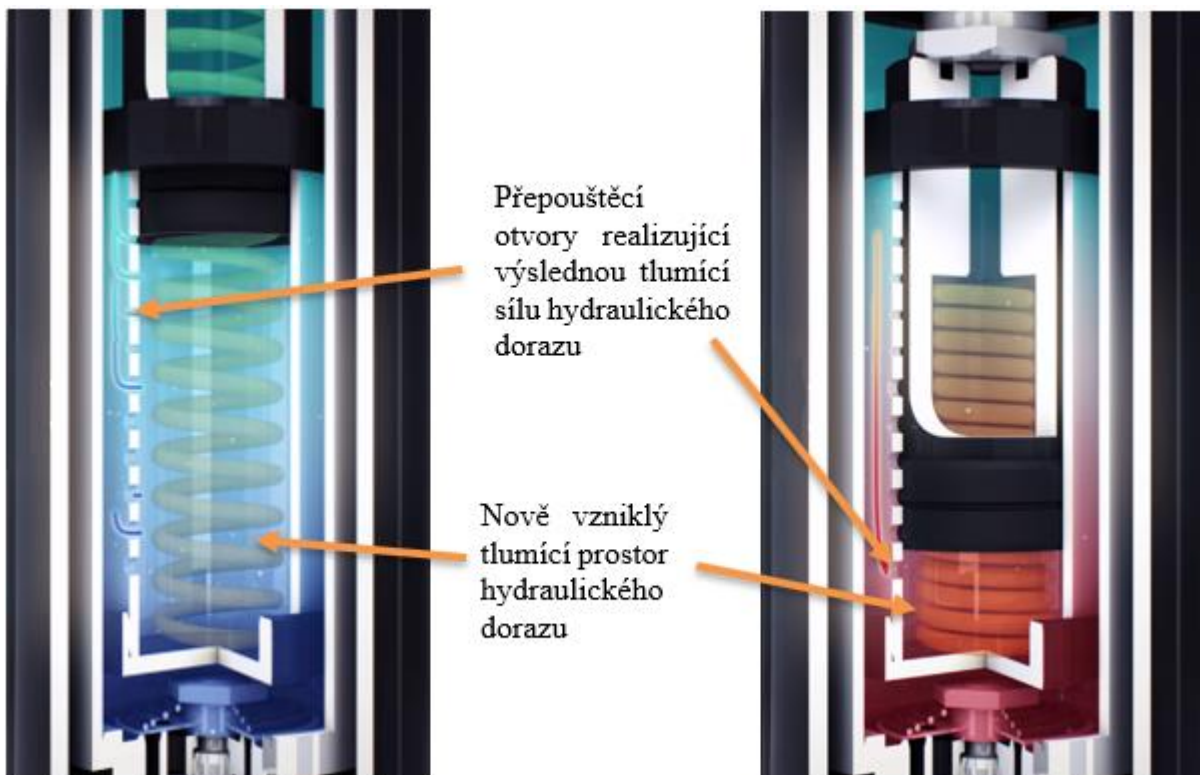
Jedná se o pasivní tlumič, který je vybaven dvojitým hydraulickým dorazem. Dorazy se nachází v koncových polohách. Díky této konstrukci lze celkový zdvih rozdělit do tří různých úseků, z čehož každý úsek poskytuje zcela jiné tlumící charakteristiky. Primární tlumení probíhá kolem střední polohy tlumiče a je realizováno pomocí škrčení průtoků přes pracovní píst (klasická konstrukce). Krajní polohy pro maximální stlačení a maximální roztažení jsou vybaveny právě zmíněnými hydraulickými dorazy, které jsou schopny poskytnout dodatečnou tlumící sílu pro lepší pohlcení nárazů. Naladění kolem střední polohy tedy může být zaměřeno na komfort posádky a krajní polohy naopak pro dynamičtější jízdu nebo krizové situace. [16]

Při roztahování tlumiče je využíván speciální plastový segment, pohybující se s pracovním pístem. V koncové poloze najíždí tento segment do protikusů. Jakmile dojde k překrytí obou součástí, vytvoří se zcela nový tlumící pracovní prostor, který poskytuje větší tlumící hydraulickou sílu. Výsledné hydraulické síly lze upravovat pomocí otvorů v segmentu. [16]



Obr. 2.3 1 Hydraulický doraz při extenzi [17]

Při kompresi je využíván podobný princip. Opět dojde k vytvoření nového pracovního prostoru, který je tvořen polymerní součástí umístěnou v tlumiči. Součást obsahuje řadu otvorů, které opět slouží k vytvoření přídavné hydraulické síly. [16]



Obr. 2.3 2 Hydraulický doraz při kompresi [17]

Výhody dané konstrukce umožňují nejen zvýšení hydraulického odporu v koncových fázích pohybu, ale zároveň dovolují zjednodušení jiných komponentů odpružení. Příkladem mohou být externí dorazy nebo zjednodušení konstrukce podvozku vzhledem ke snížení vibrací a rázů, které se běžně přenáší do karoserie. [16]

3 FYZIKÁLNÍ JEVY OVLIVŇUJÍCÍ HYDRAULICKÉ TLUMIČE

Konstrukce tlumiče odpružení se odvíjí v závislosti na mnoha faktorech. Jedním z hlavních aspektů je v dnešní době ekonomika výroby, která ovlivňuje celý proces (použité materiály, složitost konstrukce, přesnost výroby). Přesto jsou zde důležitější parametry, které ovlivňují převážně negativní chování tlumiče. Tyto parametry je důležité pro správnou funkci tlumiče co nejefektivněji eliminovat a musí být tedy uvažovány při primárním návrhu tlumicí jednotky.

Primární jevy ovlivňující hydraulické tlumiče:

- Tření
- Teplotní závislost
- Kavitace
- Hystereze
- Tlak (rozložení tlaku v jednotlivých komorách)

3.1 MECHANICKÉ TŘENÍ

Vznik mechanického tření je způsobeno:

- Těsněním pracovního pístu
- Těsněním pístnice
- Silami působícími na pracovní píst a pístnici

Díky mechanickému tření, ke kterému dochází v kontaktních pohyblivých plochách tlumiče (např. mezi těsněním pracovního pístu a stěnou tlumiče nebo mezi těsněním pístnice a pístnicí) dochází k nárůstu tlumicí síly, která je přímo úměrná rozdílu tlaku v jednotlivých pracovních komorách. Velikost výsledné síly je ovlivňována provozními podmínkami. Je nutné rozlišovat, zdali má zatížení komponentů pouze axiální složku nebo vlivem zatížení (uložení) tlumiče dochází ke vzniku složky radiální, která vzniká v situacích, kdy osa tlumiče není kolmá na rameno zavěšení. Při působení radiální složky dochází ke vzniku Coulombova tření, které má negativní dopad na tlumení (možnost zatuhnutí tlumiče v určité poloze, vyšší namáhání jednotlivých komponentů) a proto je nutné ho minimalizovat. Dále je nutné zahrnout konstrukci těsnění. Zde se můžeme nejčastěji setkat s pístními kroužky, kluzným těsněním a kluznými kroužky PTFE. U těchto způsobů tlumení je obtížné vypočítat výslednou třecí sílu, protože ne vždy jsou známy mezní stavy, ke kterým dochází v kontaktu těsnícího kroužku se stěnou válce. [4]

3.1.1 ANALÝZA TŘENÍ PÍSTNÍHO TĚSNĚNÍ

Pokud jsou tlaky působící na dvě strany pístu (P_{CC} a P_{EC}) ekvivalentní, neuvažujeme žádné tření.

Výpočet vnější plochy těsnění: [4]

$$A_S = \pi D_P L_S \quad (1)$$

V případě rozdílných tlaků v jednotlivých komorách, dochází ke vzniku normálové síly, která působí v místě těsnění proti stěně válce. [4]

$$F_{NS} = \frac{1}{2} A_S (P_{EC} - P_{CC}) \quad (2)$$

Pro zpřesnění výpočtu je nutné zahrnout Coulombovo tření μ_m [4]

$$F_{FP} = \mu_M F_{NS} = A_{PF} (P_{EC} - P_{CC}) \quad (3)$$

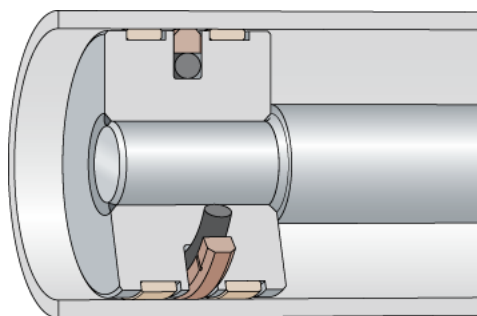
$$A_{PF} = \frac{1}{2} \pi \mu_M D_P L_S \quad (4)$$

- A_S = vnější plocha těsnění [m^2]
- A_{PF} = efektivní třecí plocha pístu [m^2]
- D_P = průměr těsnění [m]
- F_{NS} = normálová síla pístního těsnění [N]
- F_{FP} = třecí síla na pístu [N]
- L_S = šířka těsnění [m]
- P_{CC} = tlak kompresní komory [Pa]
- P_{EC} = tlak expanzní komory [Pa]
- μ_M = součinitel tření [-]

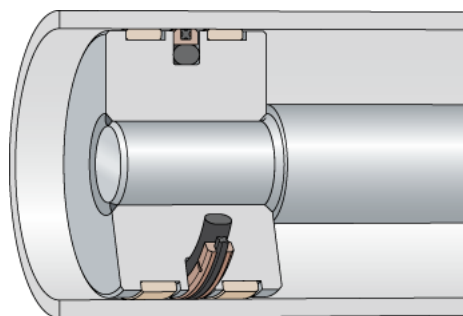
Při návrhu těsnění je primárně nutné počítat s maximálním rozdílem tlaku v jednotlivých komorách, ke kterému může dojít během provozu daného tlumiče. Pokud chceme snížit výsledné tření je nutné zvolit vhodný materiál pro jednotlivá těsnění. Mezi hlavní kritérium pro posouzení vhodnosti těsnění patří jeho součinitel tření. Mezi další aspekty, které zásadně ovlivňují výsledné tření lze zahrnout šířku těsnění.

3.1.2 KLUZNÉ KROUŽKY PTFE

Kluzné kroužky PTFE (polytetrafluorotylén) jsou vhodné pro aplikaci v situacích, kde je požadováno nízké tření při rozjezdu, chemická a tepelná odolnost. Zářezy v hranách kluzných kroužků zajišťují rychlé natlakování těsnění v reakci na náhlé změny tlaku. PTFE je ve srovnání s jinými těsníci materiály tvrdý a nepružný. Rozlišujeme dva základní profily GH a APR. [18]



Obr. 3.1.2 1 Uspořádání těsnění profilu GH [18]



Obr. 3.1.2 2 Uspořádání těsnění profilu APR [18]

3.2 VLIV TEPLoty

Teplota má zásadní vliv na vlastnosti tlumiče. Ovlivňuje jak mechanické, tak dynamické vlastnosti tlumiče. Příkladem změny mechanických vlastností může být tepelná roztažnost užitých materiálů a s tím související změna požadovaných tolerancí. Dynamické změny jsou provázány převážně změnou viskozity tlumící náplně v závislosti na teplotě. Při nárůstu teploty v hydraulickém tlumiči dochází ke snížení viskozity a s tím související pokles výsledné tlumící síly tlumiče. Pokles tlumící síly může být 0,2 % až 2 % na jeden stupeň Kelvina v závislosti na konstrukci tlumiče. [4]

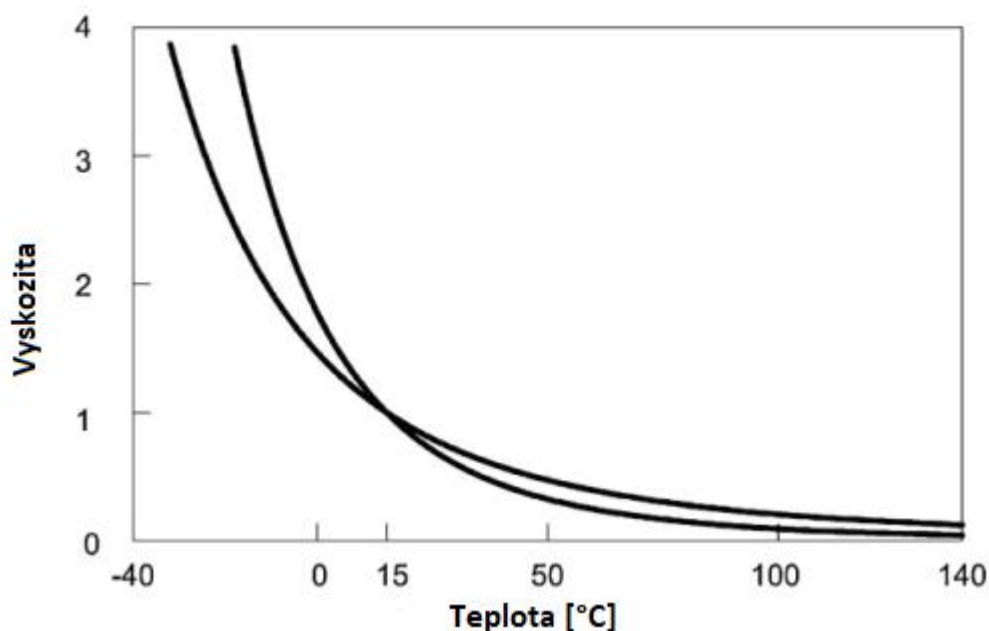
Velikost poklesu tlaku při daném otvoru a objemovém průtoku je dána vztahem: [4]

$$P = \frac{1}{2} \frac{\rho Q^2}{C_d^2 A^2} \quad (5)$$

Základní návrh velikosti koeficientu tlumení se zahrnutím změny teploty [4]

$$\frac{1}{C_D} \frac{dC_D}{dT} = -\frac{0,002}{K} \quad (6)$$

- ρ = hustota [kg m^{-3}]
- Q = objemový průtok [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]
- C_D = koeficient tlumení [Ns m^{-1}]
- A = plocha [m^2]
- C_d = výtokový součinitel [-]
- μ = dynamická viskozita [Pa s]



Obr. 3.2.1 Porovnání dvou typů oleje s rozdílnou tepelnou citlivostí na viskozitu [19]

Teplota ovlivňuje koeficient tlumení C_d prostřednictvím změny viskozity a hustoty. Vhodnost dané viskozity a hustoty oleje lze posoudit dle těchto vztahů: [4]

$$\frac{1}{\mu} \frac{d\mu}{dT} = -\frac{0,02}{K} \quad (7)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dT} = -\frac{0,001}{K} \quad (8)$$

3.3 KAVITACE

Kavitace je jev, ke kterému dochází v kapalinách při prudkých lokálních změnách tlaku. Pokud dojde v kapalině ke snížení tlaku, zároveň se sníží i teplota varu. Díky tomu může dojít ke vzniku kavitace. K jevu dochází v oblastech, kde dojde k lokálnímu poklesu tlaku, což je vyvoláno rychlým pohybem v důsledku Bernoulliho zákona. V případě tlumiče odpružení dochází ke kavitaci v oblasti přepouštěcích ventilů, kdy při určitém lokálním poklesu tlaku vznikají bubliny (kavitační dutiny). Poté co se dutina dostane opět do oblasti vyššího tlaku, odpovídající kapalnému skupenství dané kapaliny, zkolabuje. Při kolapsu (implozi) vznikají rázové vlny s destruktivními účinky na okolní materiál. [20]



Obr. 3.3 1 Kolaps kavitační bubliny [21]

Obr. 3.3 1 znázorňuje kolaps kavitační bubliny, kdy při opětovném zvýšení tlaku dochází k zmenšování kavitační bubliny a její energie je soustředěna do velice malého objemu, až nakonec dojde k úplné destrukci a nahromaděná energie se uvolní. [21]

Doprovodné jevy při kolapsu: [20]

- Třaskavé zvuky
- Zvýšená teplota
- Lokální zvýšení tlaku
- Vznik chemických reakcí
- Lokální plastická deformace na komponentech tlumiče (hlavně ventilech)

Kavitace je škodlivý jev, s nímž se v technické praxi setkáváme nejčastěji u rychle rotujících součástí hydraulických zařízení (turbíny, pumpy, atd). Důsledkem kavitace dochází nejen k mechanickému poškození zařízení, ale zároveň snižuje výkon mechanismu, protože spotřebovává část produkované energie. [20]

Návrh výpočtu k předejití vzniku kavitace:

- Jednoplášťový tlumič:

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PC} = P_G - k_{PC}A_{PA}V_{DC} \quad (9)$$

$$V_{DCmax} = \frac{P_G}{k_{PC}A_{PA}} \quad (10)$$

$$F_{DCmax} = P_G A_P \quad (11)$$

- Dvouplášťový tlumič:
 - komprese

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PC} = P_G + k_{FC}A_RV_{DC} - k_{PC}A_{PA}V_{DC} \quad (12)$$

$$k_{FC}A_RV_{DC} > k_{PC}A_{PA}V_{DC} \quad (13)$$

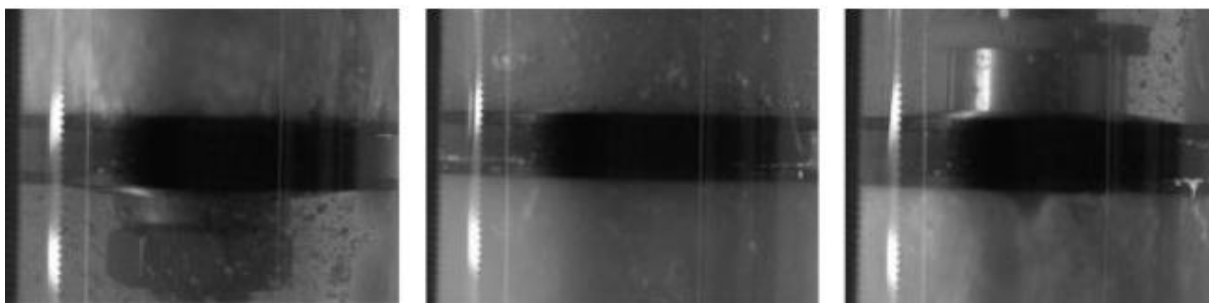
$$k_{FC} > \frac{A_{PA}}{A_R} k_{PC} \quad (14)$$

- expanze

$$P_{CC} = P_G - P_{FE} \quad (15)$$

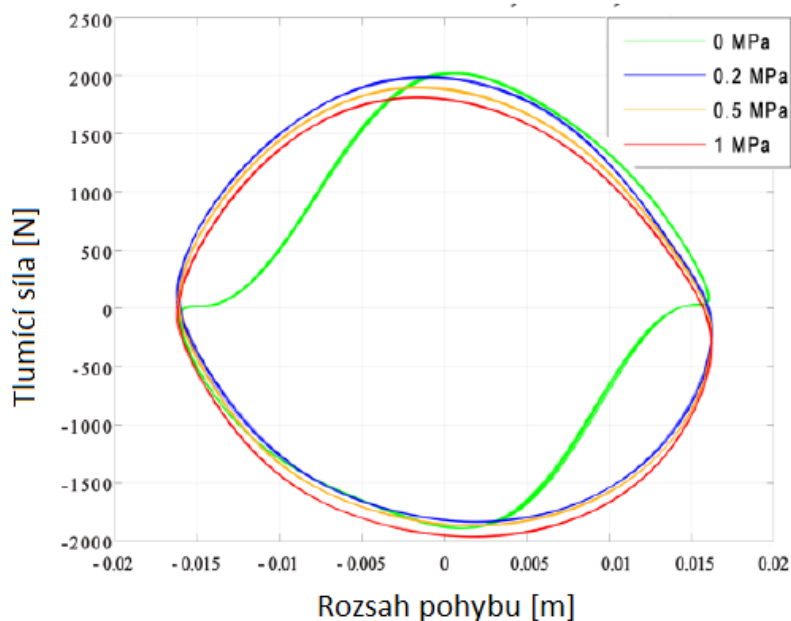
$$k_{FE}A_RV_{DE} < P_G - P_{vap} \quad (16)$$

Pokud chceme předejít negativnímu jevu v podobě vzniku kavitace je nutné primárně zamezit tvorbě podtlaku, ke kterému dochází v blízkosti pracovního pístu při jeho pohybu. Proto je nutné v tlumiči vytvořit dostatečný přetlak, který musí být úměrný pracovnímu rozsahu (zatížení), ve kterém se daný tlumič za provozních podmínek může pohybovat. V případě jednoplášťových tlumičů se může jednat o tlak 2,5 – 3 MPa. Užití takto vysokých tlaků se negativně projevuje na výsledné ceně tlumiče, vzhledem k vyšším nárokům na konstrukci a užití materiálu. U dvouplášťových tlumičů se lze nejčastěji setkat s přetlakem pouze 0,5 MPa, proto jsou tyto tlumiče více náchylné na vznik kavitace. Na druhou stranu, užití nízkého tlaku klade nižší nároky na konstrukci a díky tomu dochází ke snížení výrobních nákladů, i to je jeden z důvodů, proč se u osobních automobilů můžeme nejčastěji setkat právě s touto konstrukcí.



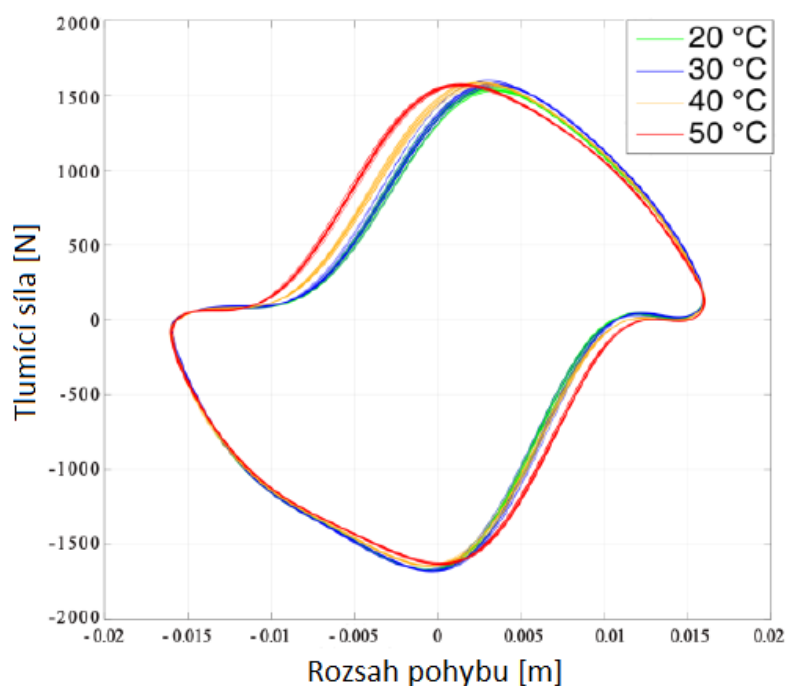
Obr. 3.3 2 Kavitační bubliny v oblasti pracovního pístu [22]

Vznik kavitace má nejen vliv na zvýšené opotřebení součástí v oblasti působení kavitačních dutin ale hlavně na pokles tlumící síly. Na obr. 3.3 3 je názorně vidět průběh tlumící síly na zdvihu tlumiče při různých stupních přetlaku. Při přetlaku 0 MPa je názorně vidět pokles tlumící síly v přechodových oblastech (komprese, extenze).



Obr. 3.3 3 Vznik kavitace při různém stupni přetlaku [22]

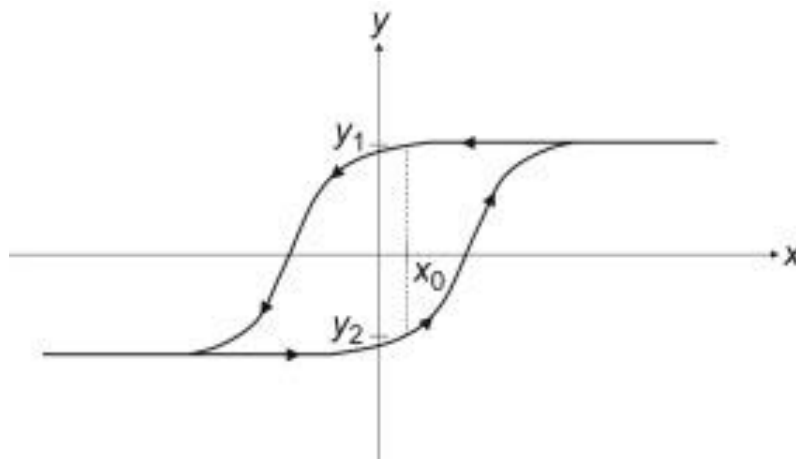
Výsledné silové působení je ovlivněno nejen působícím přetlakem, ale zároveň také provozní teplotou, ve které se tlumič pohybuje. Na obr. 3.3 4 lze porovnat, jak se mění průběh kavitace právě v souvislosti se změnou provozní teploty.



Obr. 3.3 4 Průběh kavitace při změně teploty [22]

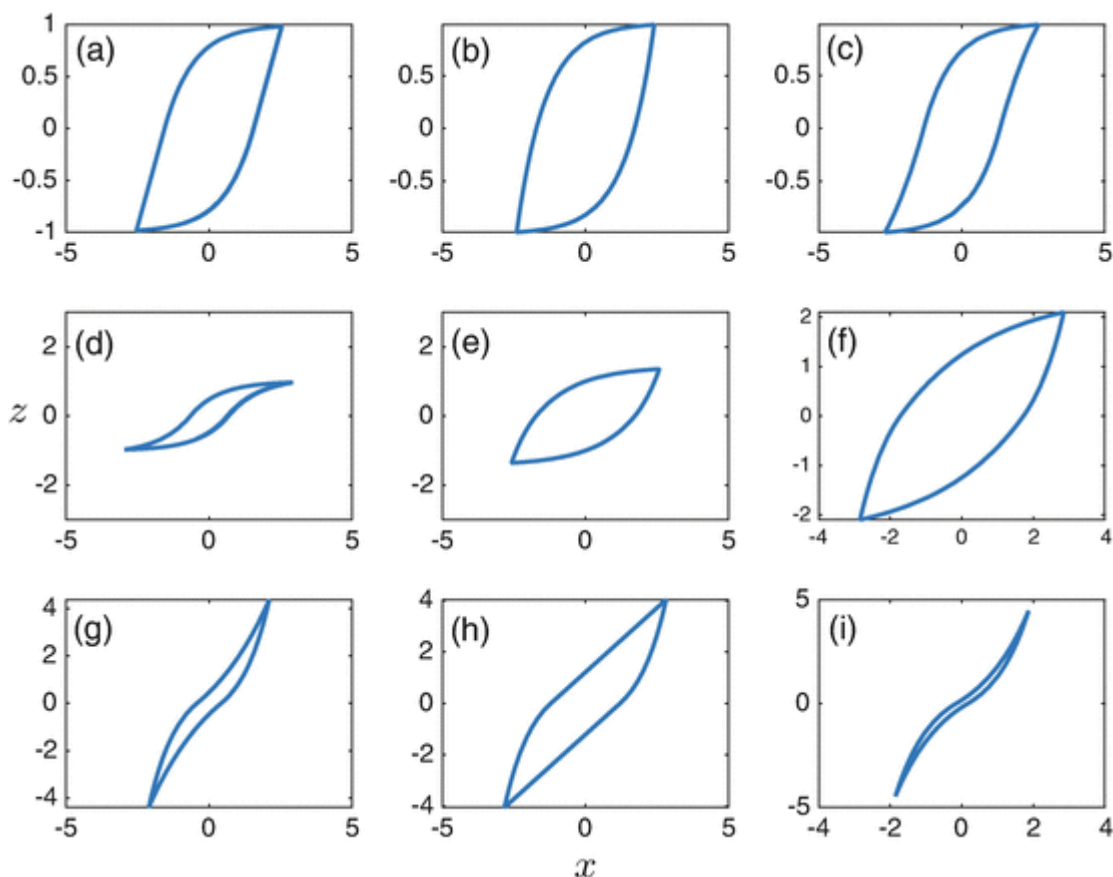
3.4 HYSTEREZE

Hystereze patří k velice obtížně popisovatelným nelineárním jevům, protože obecný parametr y nelze jednoduše vyjádřit jako funkci hodnoty x . To v praxi znamená, že pro danou hodnotu x existují dvě možná řešení y_1 a y_2 . Pro určení výsledné hodnoty y je nutné uvažovat z jaké počáteční polohy se vychází a jakým směrem se v daném okamžiku systém pohybuje. [23]



Obr. 3.4 1 Obecná hysterezní křivka [23]

Hysterezní křivky lze rozdělit podle jejich výsledného tvaru viz. obr. 3.4 2

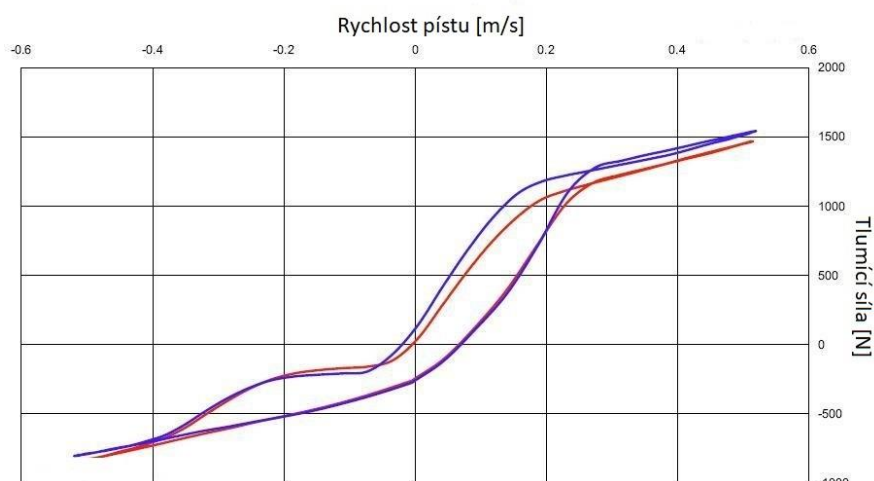


Obr. 3.4 2 Tvary hysterezních křivek [24]

V případě tlumiče odpružení se jedná o dynamické chování systému, které způsobuje, že při zrychlování a zpomalování pracovního pístu při jednotlivých pracovních fázích je výsledná tlumící síla různá. U tlumiče odpružení lze tento jev označit jako negativní, vzhledem k vznikající odchylce v tlumící síle. Výsledná hystereze závisí na mnoha parametrech, které se v provozu neustále mění, a tudíž i výsledná odchylka je různá, což negativně ovlivňuje stálost tlumící síly tlumiče. [23]

Hystereze je ovlivňována:

- Zrychlením tlumiče
- Změnou tlaku plynu v zásobníkovém prostoru
- Stlačitelností oleje
- Pružností systému – deformacemi jednotlivých komponentů



Obr. 3.4 3 Hysterezní křivka tlumiče odpružení [25]

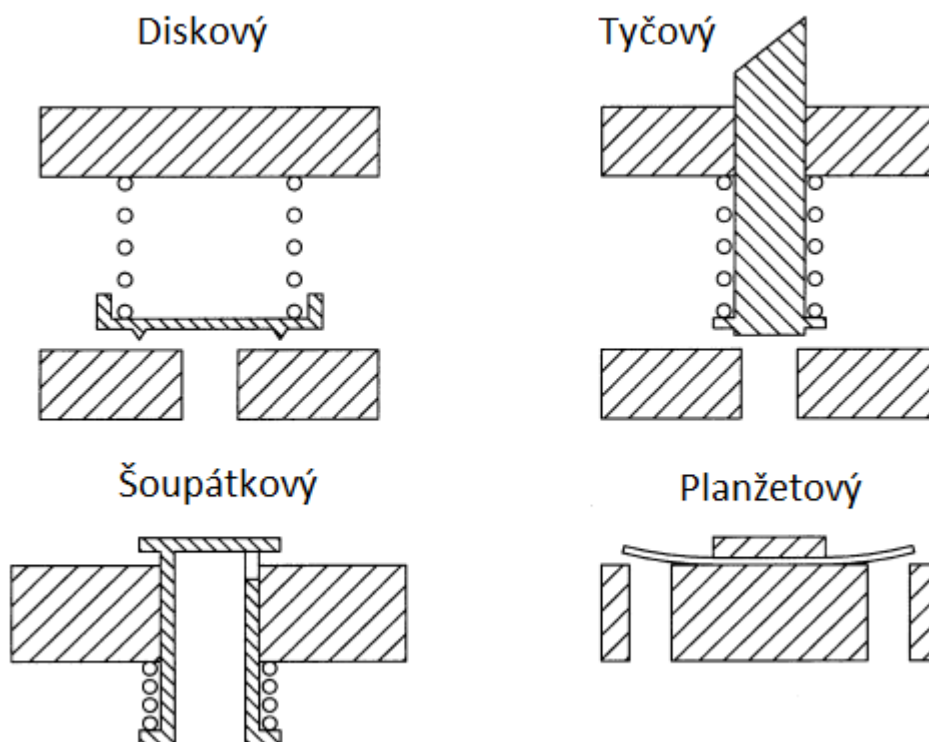
4 KONSTRUKCE PRŮTOKOVÝCH VENTILŮ

Průtokové ventily se nachází na pracovním pístu. V dnešní době se používají převážně dvojčinné tlumiče (poskytují tlumící účinek jak při roztahování, tak při stlačování), díky tomu je zapotřebí 2 sad ventilů. První pro stlačování a druhý pro roztahování tlumiče. Většina konvenčních tlumičů užívaných u běžných automobilů je konstruována tak, aby při kompresi poskytovaly nižší tlumení než v případě roztahování. Díky tomu je zajištěno lepší propérování při nájezdu na překážku a dostatečný útlum závěsu při roztahování. [26]

Konstrukce ventilů může být uspořádána na základě mnoha různých faktorů. Mezi primární aspekty, které ovlivňují konstrukci lze zařadit umístění, rychlost, zrychlení pístu a hydraulický odpor kapaliny při průtoku. Základní charakteristikou, která popisuje chování tlumiče je F-v charakteristika, výsledný tvar (průběh) je primárně dán konstrukcí (výsledným průtokem) jednotlivých ventilů. [4]

Základní rozdělení ventilů:

- diskové
- tyčové
- šoupátkové
- planžetové



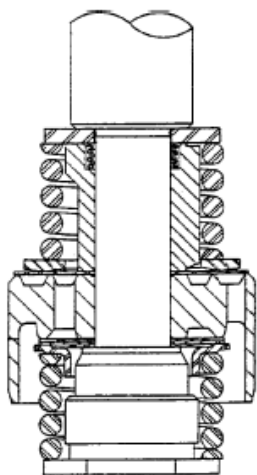
Obr. 4 1 Rozdělení konstrukce ventilů [4]

4.1 DISKOVÝ VENTIL

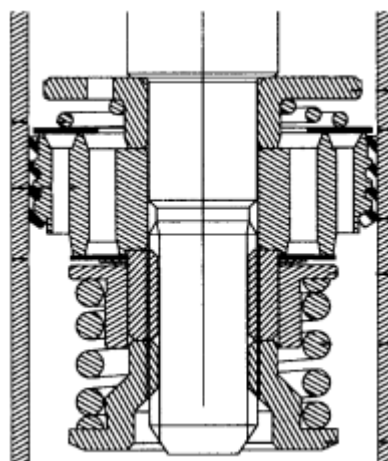
Mezi základní konstrukce ventilů lze zařadit diskový. Skládá se ze dvou základních komponent, kterými jsou přítlačná pružina a těsnící disk. V klidovém stavu tlumiče je ventil zcela uzavřen. Jakmile dojde k pohybu pístu, například ve směru komprese, přes průtokové otvory začne působit na těsnící disk hydraulická síla, která je dána zvýšením tlaku v kompresní komoře. Pokud dojde k překročení přítlačné síly pružiny, ventil se otevře a kapalina začíná proudit přes průtokové otvory. [4]

Velikost výsledného tlumicí síly je dána průtočnou plochou, která se mění v závislosti na otevření ventilu. Průtočnou plochu lze vypočítat na základě obvodu těsnícího disku a jeho aktuálního zdvihu. Ovšem je nutné si uvědomit, že maximální průtočná plocha se rovná celkovému součtu ploch průtokových kanálů. V případě užití příliš měkké pružiny, může dojít k velkému zdvihu disku, což může způsobit, že ventil ztratí svoji funkčnost. Ke škrcení průtoku bude docházet pouze přes kanály, které mají stále stejnou průtokovou plochu a díky tomu tlumič ztratí svoji progresivitu, která je určena právě postupným otevíráním ventilu. Alternativou je tuhá pružina s nízkým předpětím, poskytující postupnější nárůst průtočné plochy v závislosti na působící hydraulické síle. Průtokové kanály jsou velké pouze pár čtverečných milimetrů, díky tomu i při relativně malém zdvihu těsnícího disku dojde k vytvoření velké průtočné plochy, díky tomu je obtížné udělat tlumič s tímto ventilem dostatečně progresivní. [4]

Tento typ může být vhodný pro nízko předpěťové ventily umožňující proudění v jednom směru při poměrně nízkém působícím tlaku, jako u foot ventilů. Pokud není disk veden, může dojít k asymetrickému otevření, kvůli nedokonalé symetrii pružiny, což může způsobovat různou progresivitu jednotlivých ventilů. [4]



Obr. 4.1 1 Diskový ventil prvního typu [4]



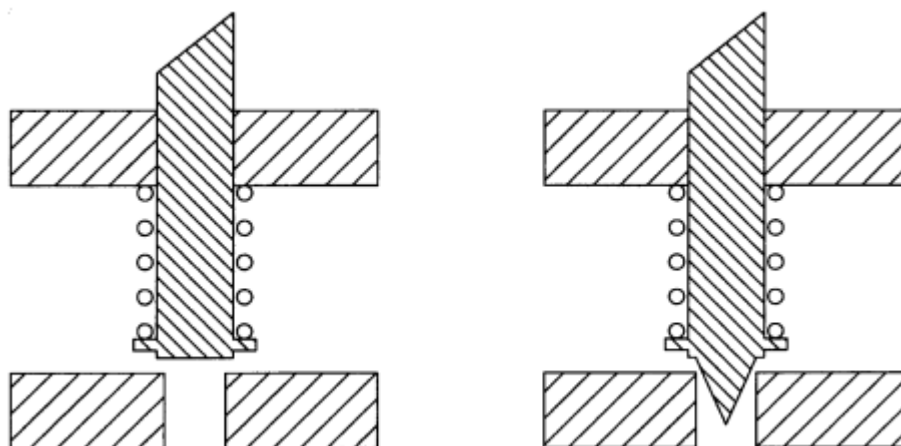
Obr. 4.1 2 Diskový ventil druhého typu [4]

Na obr. 3.1 1 a obr 3.1 2 lze vidět dvě různá uspořádání diskových ventilů. První varianta využívá pro oba pracovní cykly obyčejných vinutých pružin, což se promítá do velikosti zástavby. Naopak druhá varianta využívá pro fázi komprese, kdy není nutné vyvíjet takovou přítlačnou sílu, pouze kuželovou tlačnou pružinu, což značně eliminuje výsledný zástavbový prostor. Možnost použití nižší přítlačné síly vychází z toho, že většina konvenčních tlumičů je konstruována tak, aby při najetí na překážku (kompresi tlumiče) došlo k dostatečně rychlému propružení. [4]

4.2 TYČOVÝ VENTIL

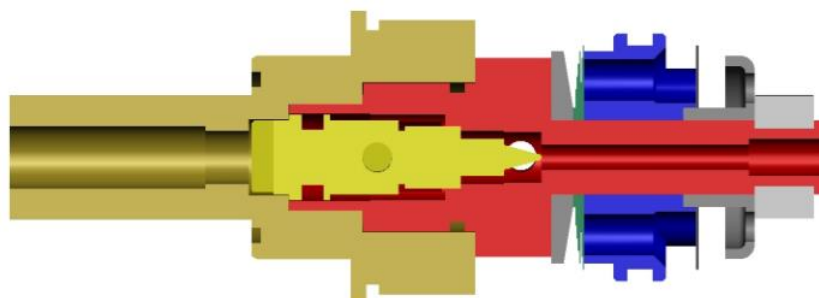
Pro dosažení progresivního chování tlumiče u diskového typu ventilu, je zapotřebí malého obvodu těsnícího disku (v případě velkého obvodu dochází i při malé změně pracovního zdvihu k velkému nárůstu průtočné plochy a tím pádem poklesu tlumící síly), který realizuje pracovní zdvih, což vede k tyčovému ventilu, kde je průtok kapaliny řízen plochým koncem tyče na vyústění přepouštěcího otvoru. Otvor může být tak malý, jak to daná technologie výroby dovolí. To umožňuje relativně velký progresivní zdvih ventilu, ale zdvih o hodnotě $h = \pi R^2 / 2\pi R = R/2$ činí výstupní oblast rovnou ploše průtokového otvoru, takže zde existují limity pro efektivní průtokovou oblast. [4]

Pro umožnění vyššího zdvihu při zajištění nižšího průtoku, může být použita kuželová tyč. V případě dostatečně dlouhého kužele se jedná o jehlový ventil. Rovný kužel je nejlepší volbou z hlediska výroby, ale komplikovanější varianty se také používají. [4]



Obr. 4.2 1 Základní konstrukční varianty ventilu [4]

V dnešní době se lze nejčastěji setkat s jehlovým ventilem, který je umístěn v pracovní pístnici a je polohován mechanicky pomocí závitové tyče. Díky tomu lze nastavit na ventilu konstantní průtočný průřez, který lze měnit pouze při manuálním přenastavení jehly. Hlavní význam této konstrukce je tlumení při velice nízkých rychlostech, kdy nedochází k otevření hlavních pracovních ventilů.



Obr. 4.2 2 Jehlový ventil umístěný v pístnici [27]

4.3 ŠOUPÁTKOVÝ VENTIL

Šoupátkový ventil má automatické radiální polohování, obvykle je ovládán pomocí vinuté pružiny, i když může být použita i listová pružina. Jednoduchý šoupátkový ventil nejčastěji využívá 4 výstupní otvory a je obvyklou volbou pro doplnění foot ventilu. Výstupní otvory v šoupátku mohou být opatřeny vhodným tvarováním, které poskytuje měnící se průtokové plochy v závislosti na poloze šoupátka. Lineární $Q(p)$ charakteristika je získána na základě průtokových otvorů. V zásadě takhle mohou být vytvořeny veškeré charakteristiky, protože šoupátkové ventily se dají dobře regulovat. Ovšem jsou zde omezení v podobě výrobních přesností výstupních otvorů a ceny výroby. [4]



Obr. 4.3 1 Uspořádání šoupátkového ventilu DSSV [28]

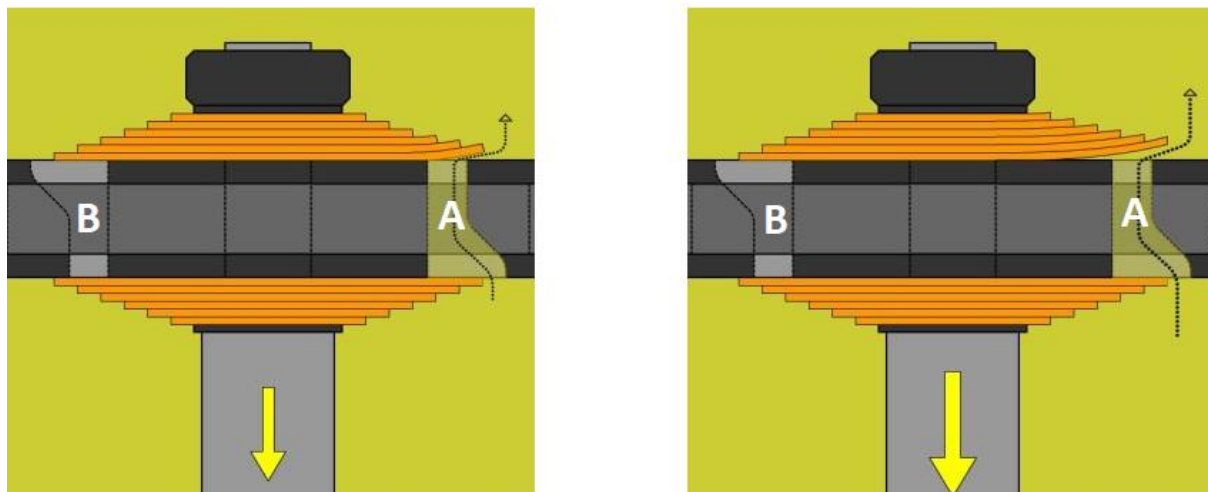
DSSV (Dynamic Suspensions Spool Valve) jsou založeny na přesné (optimalizované) konstrukci šoupátkových ventilů pro dosažení maximální úrovně předvídatelnosti, přesnosti a opakovatelnosti tlumicího účinku při regulaci průtoku oleje, což zajišťuje přesnost výsledných (požadovaných) tlumících charakteristik. Díky tomu daný systém zajišťuje precizní ovládání vozidla. Dříve se tento systém používal převážně v motosportu a dnes ho lze najít i u výkonných silničních vozidel jako jsou například Camaro Z/18 a Aston Martin One-77.[29]

4.4 PLANŽETOVÝ VENTIL

Jedním ze základních ventilů je planžetový ventil popsáný na obr 3.1. V praxi využívá soustavu planžet s různým poloměrem a tloušťkou. Hlavní výhodou ventilu je možnost měnit jeho výsledné charakteristiky pomocí přidáním nebo naopak odebráním planžet. Nevýhodou je ovšem nutnost demontovat a rozebrat tlumič v případě takového úkonu. U osobních aut je hojně využíván, protože je relativně jednoduché nastavit požadované charakteristiky. [4]

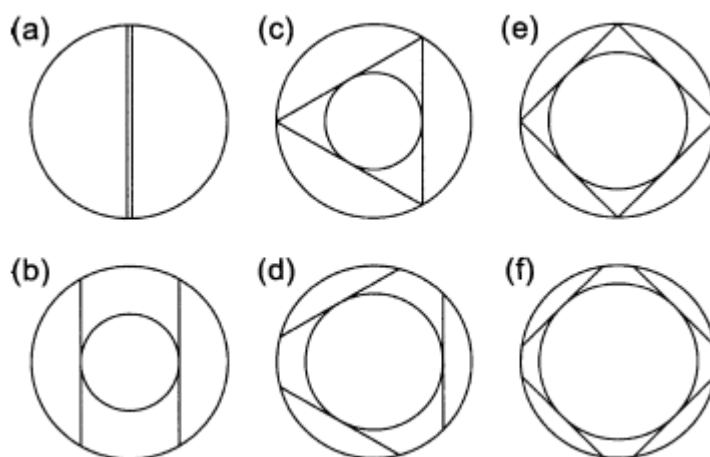
Tloušťka planžet je 0,2 – 0,5 mm a povrch pístu může být konický 0,5-2° pro poskytnutí předpětí nebo z důvodu zabránění nechtěného průtoku. Soustava se skládá nejčastěji z 6 podložek o různém poloměru (v praxi se počty mohou značně lišit podle konstrukce a požadovaných charakteristik). To zajišťuje kontrolovatelnou tuhost s dostatečnou silou, vzhledem k velkému ohybovému momentu. Výška otevření ventilu je pouze v desetinách či setinách milimetru. Se třemi dírami o průměru 6 mm, je výstupní obvod 57 mm, takže výstupní plocha 3 mm² představuje zdvih pouze okolo 0,05mm. V tomto případě je koeficient vypouštění citlivý na Reynoldsovo číslo a také na zaoblení nebo zkosení na podložce. [4]

Obr. 3.4 1 ukazuje obvyklou konfiguraci soustavy planžet na každé straně pístu, který obvykle obsahuje 6 otvorů, 3 pro pohyb tekutiny v každém směru. Díra B je jedna ze tří děr pro kompresi, s volným vstupem a škrceným výstupem pomocí soustavy planžet. Při roztahování, je aktivní díra A, která je taktéž škrcena soustavou planžet. Na obrázku je názorně zobrazeno otevírání přepouštěcího ventilu v závislosti na rychlosti pohybu pístu. [4]



Obr. 4.4 1 Uspořádání posuvného ventilu [30]

Tenká planžeta je velmi odolná (tvrdá) proti celkovému zakřivení (rovnoměrné zakřivení po celém obvodu), což způsobuje ohyb s rovinným zakřivením. Díky tomu zde dochází k limitům v podobě počtu ohybových částí. Počet ohybových částí je dán velikostí podpůrné podložky. Pro správnou funkci je nutné, aby počet a pozice průtokových otvorů byl kompatibilní s daným ohybovým módem. [4]

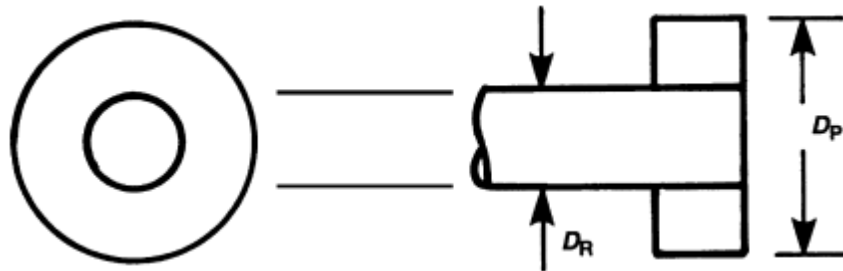


Obr. 4.4 2 Ohybové tvary podložek [4]

5 ODVOZENÍ ZÁKLADNÍCH VÝPOČTOVÝCH VZTAHŮ TLUMIČE

5.1 ZATÍŽENÍ PÍSTU TLUMIČE

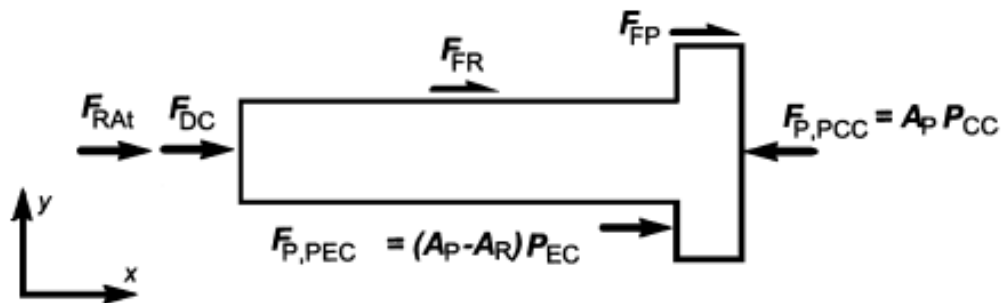
Základní geometrie pístu a pístnice je znázorněna na obr. 5.3 1. Na základě průměru pístu D_P lze dopočítat celkovou plochu pístu A_P . Průměr pístnice je označen D_R a výsledná plocha pístnice je A_R . Na základě těchto hodnot lze dopočítat výslednou plochu horní strany pracovního pístu. [4]



Obr. 5.3 1 Základní geometrie pracovního pístu [4]

Výsledná plocha horní strany pracovního pístu:

$$A_{PA} = A_P - A_R \quad (17)$$



Obr. 5.3 2 Silové zatížení pístu tlumiče [4]

Velikost výsledné síly působící na horní stranu pracovního pístu v závislosti na tlaku expanzní komory P_{EC} :

$$F_{P,PEC} = A_{PA} P_{EC} \quad (18)$$

Velikost síly působící na průřez pístnice v závislosti na atmosférickém tlaku:

$$F_{RA_t} = P_{At} A_R \quad (19)$$

Velikost výsledné síly působící na spodní stranu pracovního pístu v závislosti na tlaku kompresní komory P_{CC} :

$$F_{P,PCC} = A_P P_{CC} \quad (20)$$

Základní model zatížení pracovního pístu zahrnuje pouze axiální složky sil. V případě uvažování radiálních sil v důsledku uložení tlumiče odpružení dochází k navýšení výsledné třecí síly. [4]

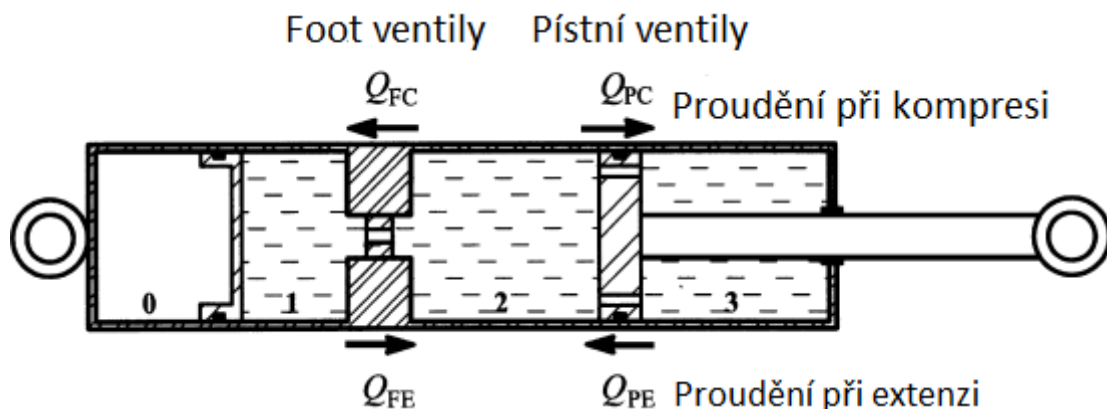
Výsledné silové působení v ose x:

$$\Sigma F_x = F_{DC} + P_{At}A_R + P_{EC}A_{PA} - P_{CC}A_P + F_{FR} + F_{FP} = ma_x \approx 0 \quad (21)$$

- F_{FR} = třecí síla vznikající mezi pístnicí a jejím těsněním [N]
- F_{FP} = třecí síla vznikající mezi pístem a stěnou válce [N]
- F_{DC} = kompresní síla působící na pístnici [N]
- m = hmotnost pístnice s pístem [kg]
- a_x = zrychlení pístu v ose x [$m \cdot s^{-2}$]
- A_R = obsah průřezu pístnice [m^2]
- A_{PA} = obsah horní plochy pístu [m^2]

5.2 PRŮTOKY VENTILŮ

Obr. 4. 1 ukazuje základní konfiguraci tlumiče. Konstrukce jednotlivých druhů se může lišit, ale základní principy činnosti jsou obvykle stejné. Na obrázku je znázorněn jednoplášťový tlumič s volným plovoucím pístem, který odděluje plyn od kapaliny, alternativou může být dvouplášťový tlumič, u kterého se plyn nachází mezi vnějším a vnitřním pláštěm. Píst má dva ventily PE (ventil pro extenzi) a PC (ventil pro kompresi). Pohyb pístnice způsobí pohyb kapaliny skrz foot ventily. Ten se skládá ze dvou ventilů, umožňující proudění kapaliny, jak v případě roztahení, tak komprese. V případě, že dojde k posuvu o velikosti X_{DC} směrem dovnitř. Objem kompresní komory 2 se zmenší a kapalina proudí do komory 3 a částečně také do komory 1. Vtok do komory 1 je zapříčiněn měnícím se objemem v závislosti na velikosti vnoření pístnice. [4]



Obr. 5 1 Základní konfigurace tlumiče [4]

Uspořádání tlumiče dle obr. 5 1

- 0 – vyrovnávací plynová komora
- 1 – vyrovnávací olejová komora
- 2 – kompresní komora
- 3 – extenzní komora
- 0,1 – vyrovnávací komory
- 2,3 – pracovní komory

Objem kapaliny, který proteče přes foot ventil vlivem vnoření pístnice:

$$\Lambda_{FC} = A_R X_{DC} \quad (22)$$

Objem kapaliny, který proteče přes kompresní pístní ventil:

$$\Lambda_{PC} = (A_P - A_R) X_{DC} = A_{PA} X_{DC} \quad (23)$$

Pro kompresní rychlost tlumiče V_{DC} je výsledný objemový průtok:

$$Q_{FC} = A_R V_{DC} \quad (24)$$

$$Q_{PC} = A_{PA} V_{DC} \quad (25)$$

Pro extenzní rychlost tlumiče V_{DE} je výsledný objemový průtok:

$$Q_{FE} = A_R V_{DE} \quad (26)$$

$$Q_{PE} = A_{PA} V_{DE} \quad (27)$$

Na základě výše uvedených vztahů lze vypočítat pomocí průtoků výslednou rychlost pístu pouze za předpokladu, že nepočítáme se vznikem kavitace a stlačitelností plynu. [4]

5.3 TLAKOVÉ SÍLY

Na základě charakteristiky ventilů (průtoků), lze vypočítat pokles tlaku, ke kterému dochází skrz ventil. V případě, vnoření pístnice do tlumiče, dojde k navýšení tlaku v plynové komoře a výsledné tlaky lze vypočítat pomocí níže uvedených vztahů, které odpovídají lineárnímu systému. V praxi je ovšem nutné počítat s tím, že celý systém se chová nelineárně. [4]

$$P_{FC} = k_{FC} Q_{FC} = k_{FC} A_R V_{DC} \quad (28)$$

$$P_{PC} = k_{PC} Q_{PC} = k_{PC} A_{PA} V_{DC} \quad (29)$$

$$P_{FE} = k_{FE} Q_{FE} = k_{FE} A_R V_{DE} \quad (30)$$

$$P_{PE} = k_{PE} Q_{PE} = k_{PE} A_{PA} V_{DE} \quad (31)$$

Při kompresy je hodnota jednotlivých tlaků P_{CC} a P_{EC} rovna:

$$P_{CC} = P_G + P_{FC} = P_G + k_{FC} A_R V_{DC} \quad (32)$$

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PC} = P_{CC} - k_{PC} A_{PA} V_{DC} \quad (33)$$

Možnosti výpočtu tlačné síly působící na píst vlivem tlaku kapaliny:

$$F_{PC} = P_{CC} A_P - P_{EC} A_{PA} \quad (34)$$

$$F_{PC} = P_{CC} (A_{PA} + A_R) - P_{EC} A_{PA} = P_{CC} A_R + (P_{CC} - P_{EC}) A_{PA} = P_{CC} A_R + P_{PC} A_{PA} \quad (35)$$

$$F_{PC} = P_G A_R + P_{FC} A_R + P_{PC} A_{PA} \quad (36)$$

Výpočet při uvažování nelineárního systému:

$$F_{PC} = P_G A_R + k_{FC} A_R^2 V_{DC} + k_{PC} A_{PA}^2 V_{DC} = P_G A_R + (k_{FC} A_R^2 + k_{PC} A_{PA}^2) V_{DC} \quad (37)$$

$$C_{DC} = k_{FC} A_R^2 + k_{PC} A_{PA}^2 \quad (38)$$

Vzorce pro výpočet extenzní fáze:

$$P_{CC} = P_G - P_{FE} = P_G - k_{FE} A_R V_{DE} \quad (39)$$

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PE} = P_{CC} - k_{PE} A_{PA} V_{DE} \quad (40)$$

$$F_{PE} = P_{EC} A_{PA} - P_{CC} A_P = k_{PE} A_{PA}^2 + k_{FE} A_R^2 - P_G A_R \quad (41)$$

- Q_{FC} = objemový průtok přes kompresní foot ventil [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- Q_{PC} = objemový průtok přes kompresní pístní ventil [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- Q_{FE} = objemový průtok přes extenzní foot ventil [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- Q_{PE} = objemový průtok přes extenzní pístní ventil [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- k_{FC} = součinitel odporu kompresního foot ventilu [$\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$]
- k_{PC} = součinitel odporu kompresního pístního ventilu [$\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$]
- k_{FE} = součinitel odporu extenzního foot ventilu [$\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$]
- k_{PE} = součinitel odporu extenzního pístního ventilu [$\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-3}$]
- F_{PC} = kompresní tlumící síla [N]
- F_{PE} = extenzní tlumící síla [N]
- V_{DC} = kompresní rychlost pohybu pístu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- V_{DE} = extenzní rychlost pohybu pístu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

6 VSTUPNÍ PARAMETRY

Cílem diplomové práce je sestavení výpočtového modelu hydraulického tlumiče odpružení, který by umožnil snazší identifikaci výsledného silového působení v závislosti na nastavení (přenastavení) jednotlivých korekčních parametrů. Pro identifikaci parametrů byl zvolen jednoplášťový hydraulický tlumič od firmy FRT.

6.1 TLUMIČ ODPRUŽENÍ FRT

Pro získání vstupních dat (F-v charakteristiky) pro výpočtový model byl zvolen jednoplášťový plynokapalinový tlumič FRT40. Konstrukce daného typu tlumiče umožňuje primární přenastavení F-v charakteristiky pomocí škrtkové jehly, zakomponované v pracovní pístnici. Další možností změny regulace je přenastavení uspořádání planžet na pracovním pístu. Je možné přidávat nebo odebírat planžety o různém poloměru a tloušťce a tím měnit výsledné silové působení. Nevýhodou je ovšem v tomto případě nutnost demontáže tlumiče odpružení.



Obr. 6.1 1 - Tlumič odpružení FRT40

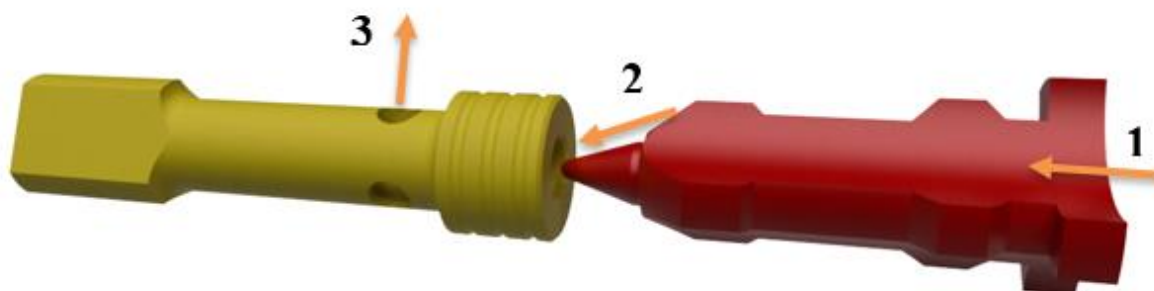
6.1.1 REGULACE JEHLOVÝM VENTILEM

Nejjednodušší možností přenastavení charakteristik tlumiče je jehlový ventil, jehož nastavení lze regulovat z vnějšku pomocí otočného kolečka umístěného v horní části tlumiče odpružení. Samotný jehlový ventil se nachází uvnitř pracovní pístnice, jejíž vnější průměr činí 16 mm. Skládá se ze dvou základních částí, kterými jsou pracovní jehla, která je na pevně uložena ve spodní části pístnice a dosedací sedlo, které se pohybuje směrem nahoru a dolů v důsledku přenastavení otočného kolečka. Díky přibližování a oddalování dosedacího sedla od pracovní jehly dochází ke změně průtočné plochy a s tím související změně tlumicí charakteristiky.



Obr. 6.1.1 1 - Regulační kolečko dosedacího sedla

Dosedací sedlo je umístěno na šroubovici se stoupáním závitu 0,7, přičemž 6 kliků (6 pootočení regulačního kolečka mezi aretačními body) se rovná právě jedné otočce.



Obr. 6.1.1 2 - Jehla s dosedacím sedlem

Na obr. 6.1.1 2 je názorně vidět kompletní geometrie tlumící jehly a dosedacího sedla. V případě komprese prochází kapalina přes otvory ve spodní části pístnice a dále se pohybuje přes jehlu ve směru šipky 1 a 2. Poté, co projde kapalina přes škrcený průřez, musí prvně projít třemi otvory v dosedacím sedle a následně je ještě prepouštěna do pracovní komory přes otvory v pracovní pístnici. V případě extenze je postup opačný. Vzhledem ke geometrii jehly a sedla, dochází při zachování stejného průtočného průřezu k různým tlumícím silám při kompresi a extenzi. To je způsobeno hlavně odpory, které vznikají při proudění kapaliny, kdy rychle se pohybující kapalina se otírá o rozdílné geometrické plochy, což může způsobit například různá negativní víření.

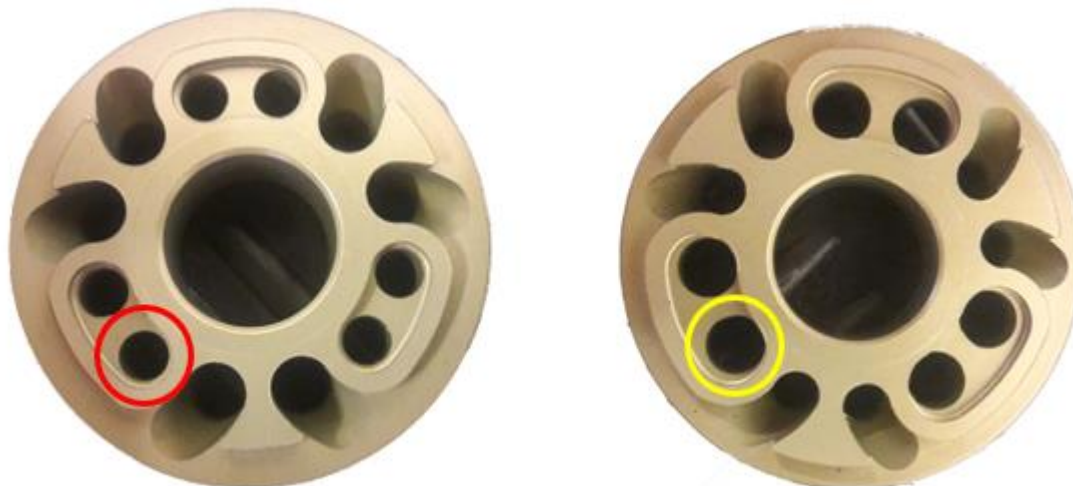
6.1.2 REGULACE PLANŽETOVÝM VENTILEM

O hlavní regulaci výsledné tlumící síly (průběh F-v charakteristiky) se stará planžetový ventil. V základní konfiguraci, která byla zároveň použita i pro jednotlivá měření se skládá pouze ze dvou planžet. Jedna slouží pro škrcení průtoku při kompresi a druhá pro škrcení průtoku v případě extenze. Kompresní fáze je realizována přes planžetu o rozměrech $\varnothing 34/16 \times 0,2$ mm a o extenzní fázi se stará planžeta o rozměrech $\varnothing 32/16 \times 0,2$ mm. V případě potřeby přenastavení tlumiče odpružení je možné tyto planžety doplnit o další, které mohou být stejného nebo menšího průměru a zároveň lze volit i rozdílné tloušťky. Standardní stupňování průměrů planžet je po 2 mm. V případě tloušťky planžety je stupňování po 0,05 mm.



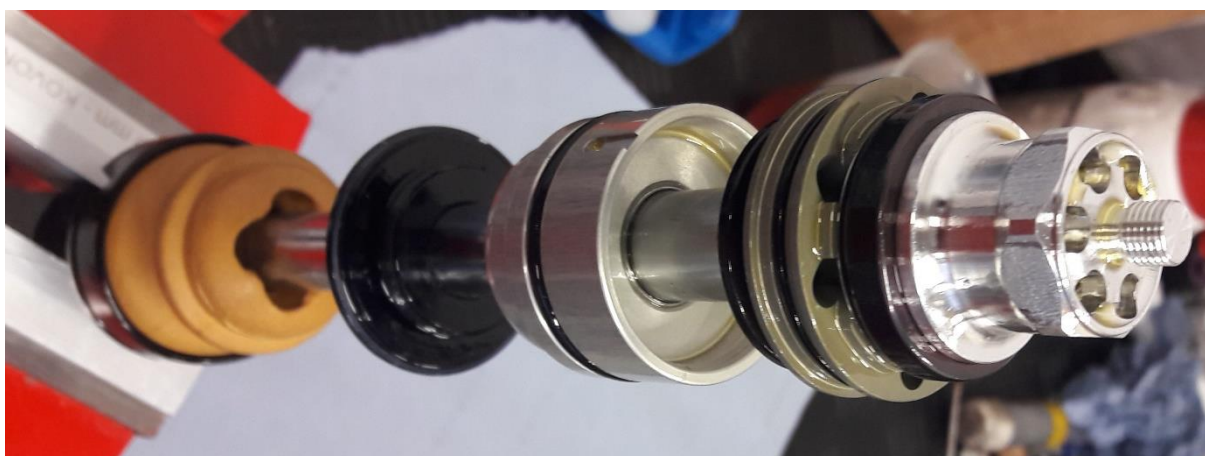
Obr. 6.1.2 1 - Planžetový ventil tlumiče FRT40

Na obr. 6.1.2 1 je zobrazeno uspořádání planžetového ventilu tlumiče FRT40 s pracovním pístem o průměru 40 mm. Dále je na tomto obrázku červeným kroužkem označen jeden ze vstupních otvorů umístěných na pracovní pístnici, který slouží k přepouštění kapaliny přes jehlový ventil.



Obr. 6.1.2 2 - Pracovní píst ze spodní a horní strany

Na obr. 6.1.2 2 je zobrazený pracovní píst ze spodní a horní strany. Obrázek nalevo znázorňuje vyústění extenzních přepouštěcích otvorů (červený kroužek). Průměr otvorů pro extenzi je 3,95 mm a jsou kryty planžetou o vnějším průměru 32 mm. Druhý obrázek znázorňuje vyústění přepouštěcích otvorů pro kompresní fázi (žluté kolečko). Průměr otvorů zde činí 4,95mm a jsou kryty planžetou o vnějším průměru 34 mm. Užití různých průměrů přepouštěcích otvorů a krycích planžet slouží k získání různých tlumících charakteristik pro fázi extenze a komprese. V dané konfiguraci je při kompresi kladen nižší tlumící odpor a díky tomu dojde při nájezdu na nerovnost k rychlejšímu propružení tlumící soustavy. Na obrázku je také vidět značné rozšíření vstupních otvorů pro obě pracovní fáze. Toto rozšíření přispívá k lepšímu proudění kapaliny přes pracovní otvory, kdy díky rozšířeným otvorům nedochází ke škrcení průtoku na vstupu.



Obr. 6.1.2 3 - Pohled na pracovní píst ze spodní strany

6.2 MĚŘENÍ VSTUPNÍCH DAT

Po určení tlumiče odpružení, který je předmětem měření a následné výpočtové simulace, je dále nutné určit jednotlivá měření, která poslouží jako vstupní a kontrolní data pro výpočtový model. Na základě zvoleného postupu lze měření rozdělit na 3 dílčí části. Prvním je měření F-v charakteristiky pouze jehlového ventilu, následně měření F-v charakteristiky planžetového ventilu a výstupem posledního měření je F-v charakteristika celé soustavy (kooperace jehlového a planžetového ventilu).

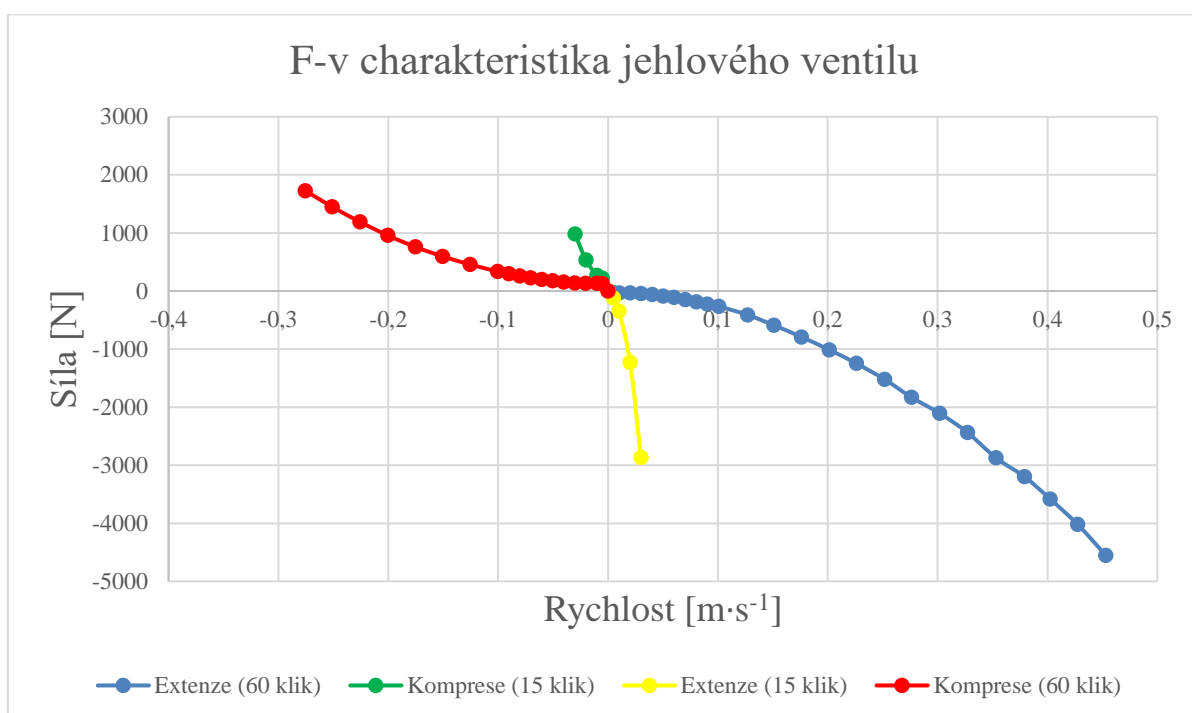
Pro identifikaci jednotlivých F-v charakteristik je využito měřicí zařízení MTS EMA-234 2K. Zkušební zařízení se nachází v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství na Fakultě strojního inženýrství na VUT v Brně. Maximální zkušební rychlost, kterou je zařízení schopné vyvinout, jsou $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Mezi přídatná zařízení lze zařadit infračervený teplotní senzor, který snímá povrchovou teplotu tlumiče. Díky tomu lze měřit kontinuálně povrchovou teplotu a předejít tak případnému přehřátí tlumiče. Zároveň informace o povrchové teplotě nám mohou umožnit přesnější opakovatelnost měření, protože se změnou teploty se mění výsledná hustota a viskozita kapaliny a díky tomu i výsledná tlumící síla.



Obr. 6.2 1 - Dynamometr MTS EMA 2K

6.2.1 F-v CHARAKTERISTIKA JEHLOVÉHO VENTILU

Prvním měřením je F-v charakteristika jehlového ventilu. Pro získání dat je nutné kompletní zaslepení planžetového ventilu, aby nárůst tlumicí síly byl vyvolán pouze prouděním kapaliny přes jehlu. V dané konfiguraci je provedeno celkem 10 měření s krokem 5 kliků (5 pootočení regulačního kolečka mezi aretačními body), přičemž počáteční hodnota činí 15 kliků. Tlumič odpružení je testován s amplitudou 40 mm. Vzhledem k nízké průtočné ploše jehlového ventilu dochází i při velmi nízkých rychlostech k vysokému nárůstu tlumicí síly, proto například při nastavení 15 kliků, měření končí už při rychlosti $0,03 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, kdy maximální tlumicí síla dosahuje 2 868 N při extenzi. V případě 60 kliků, tedy maximální nastavované hodnoty, kdy je jehlový ventil zcela otevřen a nedochází tedy ke škrcení vlivem jehly, měření končí při rychlosti $0,45 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a maximální tlumicí síla při této hodnotě dosahuje 4 553 N.



Obr. 6.2.1 1 - Grafické znázornění F-v charakteristiky jehlového ventilu

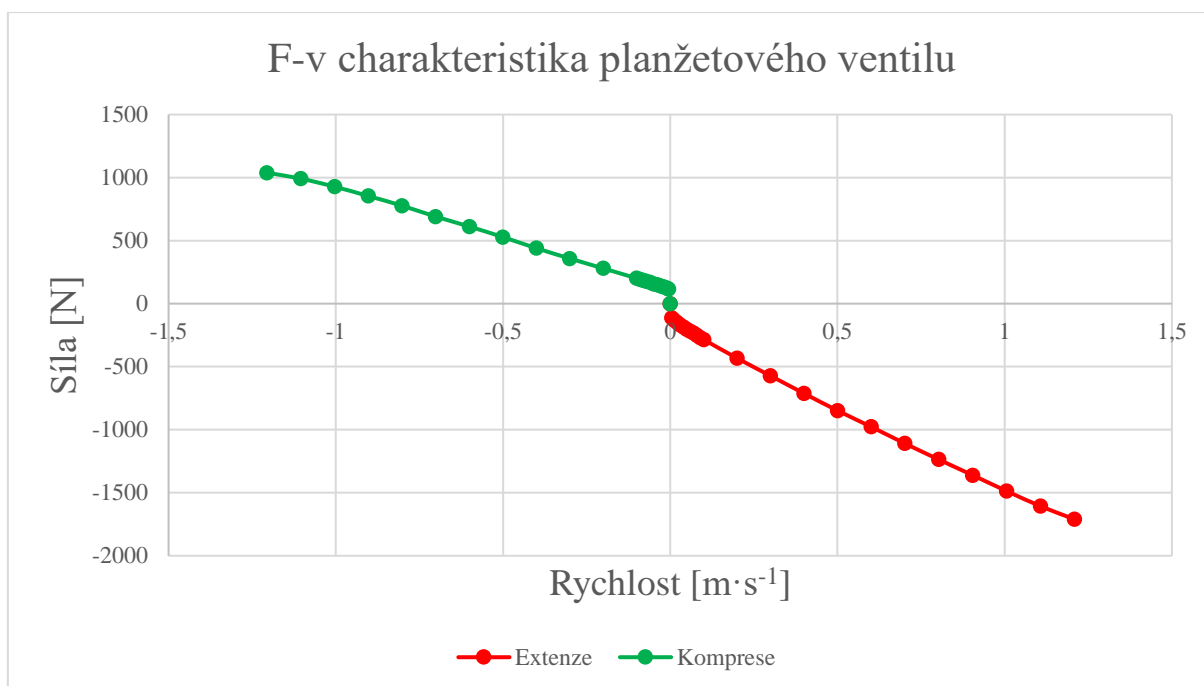
Tabulka 6.2.1 1 – Tlumicí síla při jednotlivých nastaveních jehly

Jehlový ventil											
Počet kliků	[-]	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Rychlost	[$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]	0,03	0,15	0,15	0,23	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
Síla (extenze)	[N]	2868	5192	1700	1853	2034	1665	1500	1508	1901	1833
Síla (komprese)	[N]	981	1165	1165	1372	1840	1734	1674	1690	1695	1728

Tabulka 6.2.1 1 zobrazuje porovnání výsledné tlumicí síly při zvolené rychlosti. Uvedené hodnoty jsou v absolutní hodnotě.

6.2.2 F-v CHARAKTERISTIKA PLANŽETOVÉHO VENTILU

Dalším měřením je F-v charakteristika planžetového ventilu. V tomto případě je nutné zaslepit jehlový ventil, aby se kapalina přepouštěla pouze přes jednotlivé planžety. Nastavení planžetového ventilu nelze nijak měnit bez nutnosti rozebrání tlumiče odpružení, a proto stačí provést pouze jedno měření. Rozsah zátěžné rychlosti je zvolen v rozmezí $0-1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ s amplitudou 20 mm. Při maximální měřené rychlosti $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dosahuje výsledná tlumící síla při extenzi na hodnotu 1 710 N a v případě komprese na 1 038 N.



Obr. 6.2.2 1 - Grafické znázornění F-v charakteristiky planžetového ventilu

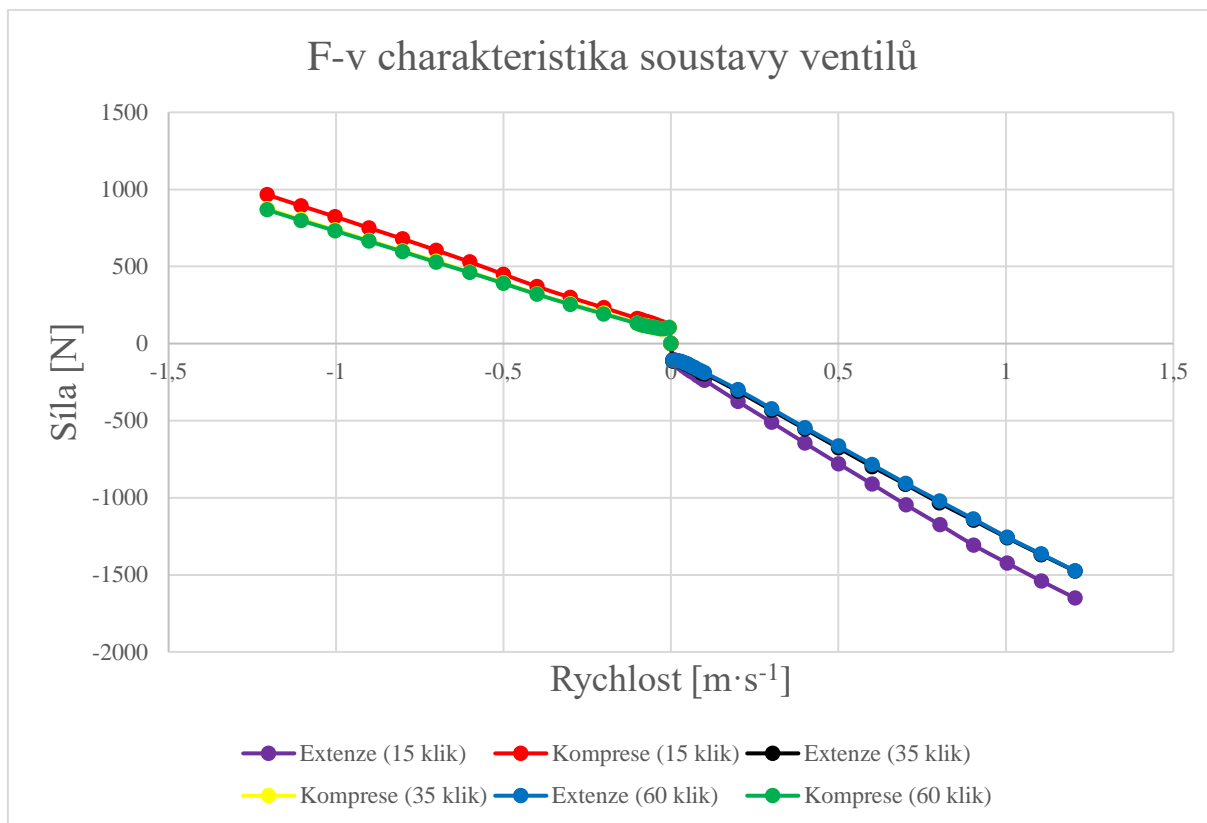
6.2.3 F-v CHARAKTERISTIKA SOUSTAVY VENTILŮ

Posledním měřením je F-v charakteristika soustavy ventilů (kooperace jehlového a planžetového ventilu). V tomto případě proběhla celkem tři měření, a to s nastavením jehlového ventilu na 15, 35 a 60 kliků. Rozsah zátěžné rychlosti byl opět zvolen v rozmezí $0-1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ s amplitudou 20 mm.

Tabulka 6.2.3 1 - Maximální tlumící síla při jednotlivých konfiguracích

Soustava ventilů				
Počet kliků	[-]	15	35	60
Rychlost	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	1,2	1,2	1,2
Síla (extenze)	[N]	1 651	1 478	1 475
Síla (komprese)	[N]	966	874	867

Hodnoty v Tabulka 6.2.3 1 jsou uváděny v absolutní hodnotě.



Obr. 6.2.3 1 Grafické znázornění F-v charakteristiky soustavy ventilů

Na obr. 6.2.3 1 je vidět výsledná F-v charakteristika pro jednotlivá provedená měření. V případě nastavení jehlového ventilu na hodnotu 35 a 60 klik je výsledná tlumící síla téměř totožná (křivky v grafu jsou překryté). K podobnému silovému působení dochází kvůli tomu, že při hodnotě 35 kliků je jehla už téměř mimo dosedací sedlo a průtočná plocha se prakticky rovná maximální průtočné ploše, která je dána průměrem sedla.

7 VÝPOČTOVÝ MODEL

Výpočtový model diplomové práce je vytvořen v prostředí programu Matlab a skládá se celkem ze čtyř m-souborů (vstupni_parametry, jehlovy_ventil, planzetovy_ventil, planzeta_jehla) a dalších xls-souborů, které slouží k načítání vstupních dat a k jejich následnému zaznamenání a vykreslení do grafů. Jejich cílem je usnadnění při určování výsledných F-v charakteristik daného přenastavitelného tlumiče odpružení.

7.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

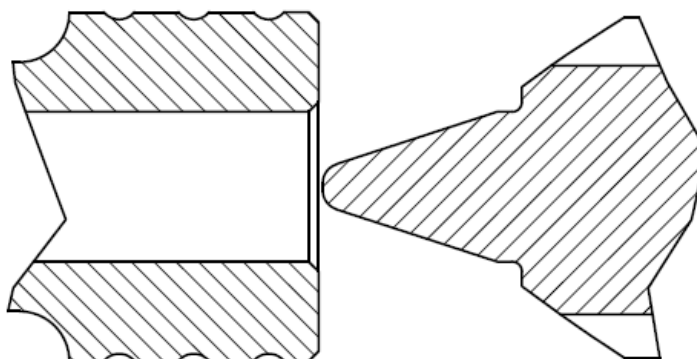
Všechny výpočtové skripty pracují se společnými vstupními parametry, které jsou zaznamenány v jednom souboru (vstupni_parametry.m). V tomto souboru se nachází základní parametry tlumiče, které lze měnit. Díky změně těchto rozměrů lze provést citlivostní analýzu vlivu jednotlivých komponent na výslednou F-v charakteristiku zadaného tlumiče odpružení a díky tomu lze navrhnout případné konstrukční úpravy s cílem získání optimálnějšího výsledného silového působení.

Základní vstupní parametry modelu:

- poloměr pístnice
- poloměr pístu
- obsah průřezu pístnice
- obsah spodní plochy pístu
- obsah horní plochy pístu
- průměr planžety pro extenzi
- průměr planžety pro kompresi
- referenční hustota kapaliny (20 °C)
- provozní teplota kapaliny
- koeficient teplotní roztažnosti kapaliny

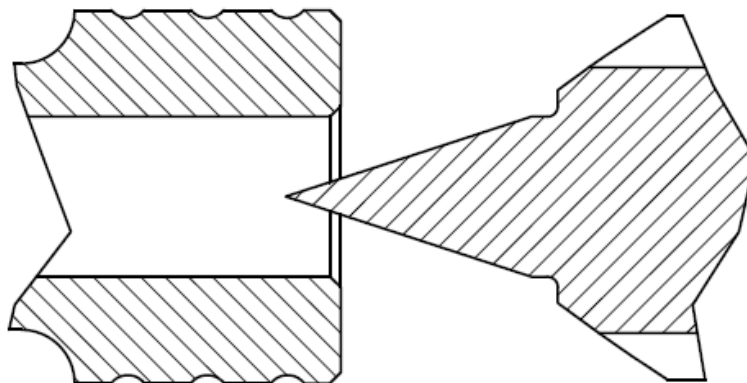
7.2 VÝPOČTOVÝ MODEL JEHLOVÉHO VENTILU

První navrhovanou variantou je výpočtový model jehlového ventilu, kdy je planžetový ventil zcela uzavřen a kapalina proudí pouze přes jehlu. V tomto případě je nejdříve nutné určit výslednou průtočnou plochu přes jehlový ventil v závislosti na geometrii jednotlivých komponentů a počtu kliků (pootočení regulačního kolečka mezi aretačními body).



Obr. 7.2 1 Geometrie jehlového ventilu

Na obr. 7.2 1 je znázorněna geometrie pracovních ploch jehlového ventilu (jehla, sedlo). Daná konfigurace zobrazuje oddálení jehly od sedla při hodnotě 35 kliků. Jak je vidět, špička jehly už nezasahuje do dosedacího sedla, ale i přesto je nutné ve výpočtovém modelu stále zahrnout vliv jehly na výsledný průtočný průřez skrz sedlo ventilu. Jehla není zakončena špičatým hrotem, ale nachází se zde rádius, který i při částečném vysunutí ze sedla stále klade odpor při proudění kapaliny jak v případě komprese, tak extenze.



Obr. 7.2 2 Modifikovaná geometrie jehlového ventilu

Pro účely výpočtového modelu je využíváno modifikace původní geometrie viz obr. 7.2 2. Obrázek zobrazuje opět vysunutí jehly při hodnotě 35 kliků, ovšem s tím rozdílem, že jehla byla na základě původní geometrie protažena až do špičatého hrotu. Díky tomu se její celková délka zvětšila z původních 4 mm na 5,12 mm a stále zasahuje do průtočné oblasti dosedacího sedla. Nelze očekávat, že takovéto zjednodušení geometrie zcela vystihne škrcení průtoku, ke kterému dochází při úplném vysunutí jehly původní geometrie, ale pro zpřesnění výsledků výpočtového modelu jistě přispěje. V této konfiguraci dochází k úplnému vytažení jehly při hodnotě 45 kliků.

```

for i = 1:k
    posuv(i) = (i-2.59)*0.00011667; % [m] % Posun jehly v závislosti na stoupání a počtu kliků

    if (0 < posuv(i)) && (posuv(i) <= 0.00496)
        R_j(i) = R_jmax - (posuv(i)/tan(1.257)); % [m] % Poloměr průřezu jehly při daném zdvihu
        A_j(i) = R_j(i).^2*pi; % [m^2] % Obsah průřezu jehly při daném zdvihu
        A_v(i) = A_s - A_j(i); % [m^2] % Výsledná průtočná plocha přes jehlový ventil

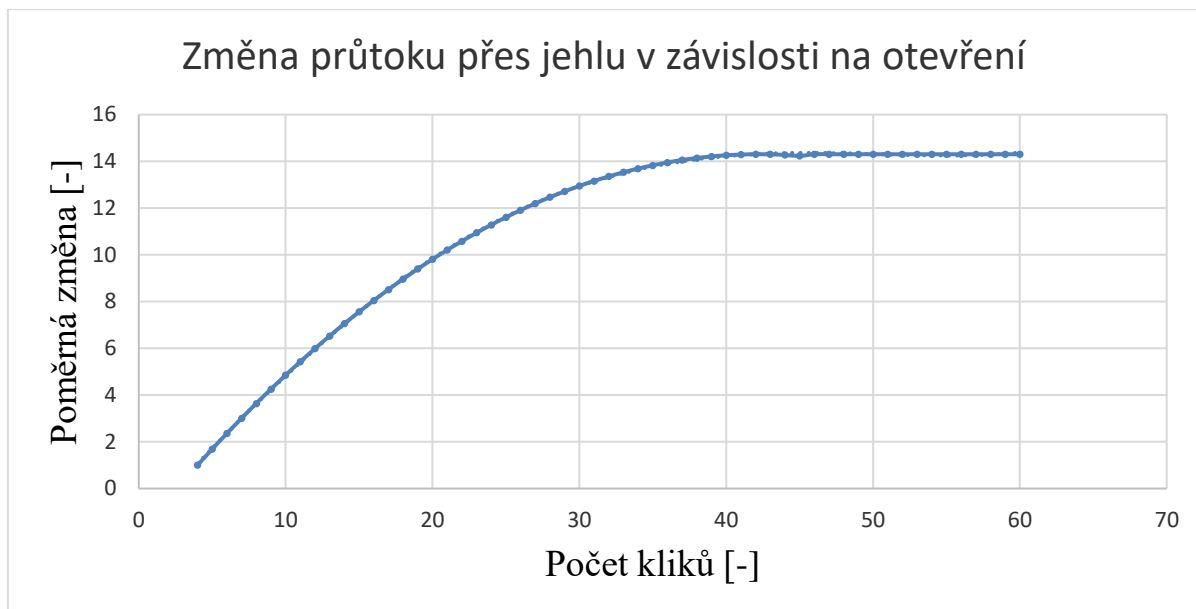
    elseif posuv(i) > 0.00496
        A_v(i) = A_s; % [m^2] % Podmínka při vysunutí jehly mimo sedlo
    else
        A_v(i) = 0; % První 3 kliky je průtok přes jehlový ventil zcela uzavřen
    end
end

```

Obr. 7.2 3 Výpočet výsledné průtočné plochy

Pro výpočet výsledné průtočné plochy je nutné v programu zavést řadu podmínek. Hodnota 0 kliků je uvažována jako hodnota, kdy je jehlový ventil zcela uzavřen. V závislosti na daném stoupání 0,7 mm, je jehlový ventil téměř až po konec třetího kliku uzavřen. K otevírání dochází při hodnotě 2,59 kliků. V závislosti na počtu kliků dochází k úplnému otevření při hodnotě posuvu jehly o 4,96 mm.

Na základě výpočtu průtočné plochy jehlového ventilu, lze vyjádřit poměrnou změnu průtoku v závislosti na otevření ventilu (počtu kliků). Vyšetřovaný rozsah byl zvolen v rozmezí 0-60 kliků. Na obr. 7.2 4 je graficky znázorněn výsledný průběh změny průtočné plochy. Zde je patrné, že při hodnotě 40 kliků, je vliv vnoření špičky jehly do sedla již téměř zanedbatelný.



Obr. 7.2 4 Grafické znázornění poměrného průtoku přes jehlový ventil

I když je v případě jehlového ventilu průtok škrcen pouze přes jeden otvor, je nutné výsledný program rozdělit na fázi extenze a komprese, protože výsledné silové působení se v obou případech značně liší. K tomuto jevu dochází nejen změnou plochy pístu, kdy je nutné rozlišovat, zdali vzniklý tlak působí na spodní stranu (komprese) nebo naopak na horní stranu (extenze), ale zároveň rozdílnými odpory vznikajícími při proudění kapaliny přes jehlový ventil při kompresi nebo extenzi.

Vstupním parametrem pro samotný výpočet je rychlost pohybu pístu tlumiče, kdy je zvolen rozsah $0,005 - 0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ s krokem $0,005 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Pro simulaci jehlového ventilu je i tento krátký rozsah dostačující, protože i při velmi nízkých rychlostech dochází v důsledku malých průtočných ploch k vysokému nárůstu tlumící síly viz Obr. 6.2.1 1. Samotný výpočet vychází ze základních vzorců, kterými lze popsat proudění tekutiny, přičemž se vztahují právě k dané řešené součásti, tak aby případně bylo možné provést citlivostní analýzu rozměrů dané komponenty. V tomto případě se jedná například o změnu tvaru jehly. Ostatní parametry, které ovlivňují výslednou tlumící sílu jsou posléze zahrnuty v korekční funkci, která vyjadřuje odchylku mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami výsledných sil.

$$Q_{PE} = A_{PA} v_p \quad (42)$$

$$v_{JE} = \frac{Q_{PE}}{A_J} \quad (43)$$

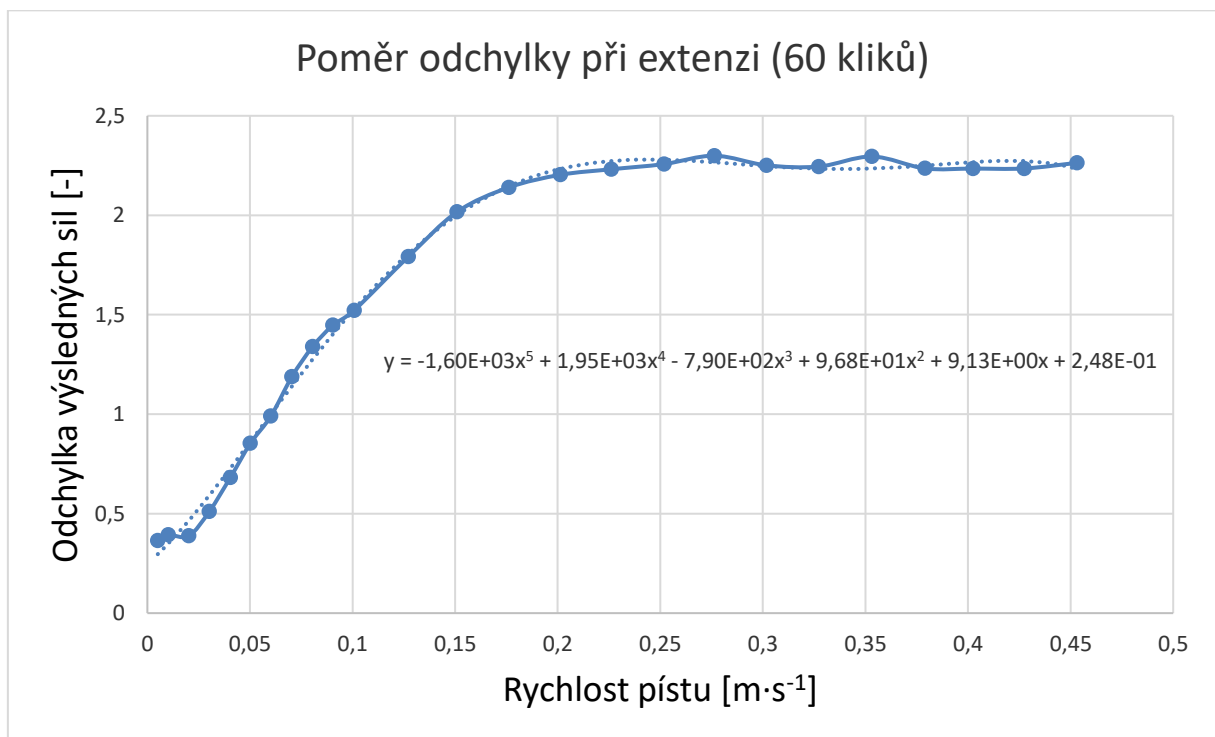
$$P_{JE} = \frac{1}{2} \rho v_{JE}^2 \quad (44)$$

$$F_E = P_{JE}A_{PA} + F_t \quad (45)$$

$$F_K = P_{JE}A_P + F_t \quad (46)$$

- A_J = výsledná průtočná plocha přes jehlový ventil [m^2]
- A_P = spodní plocha pracovního pístu [m^2]
- A_{PA} = horní plocha pracovního pístu [m^2]
- F_E = výsledná tlumící síla při extenzi [N]
- F_K = výsledná tlumící síla při kompresi [N]
- F_t = třecí síla [N]
- P_{JE} = tlaková ztráta vzniklá škrcením průtoku [Pa]
- Q_{PE} = objemový průtok vyvolaný pohybem pístu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- v_{JE} = rychlost pohybu kapaliny přes jehlový ventil [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- v_P = rychlost pohybu pístu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- ρ = hustota kapaliny [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

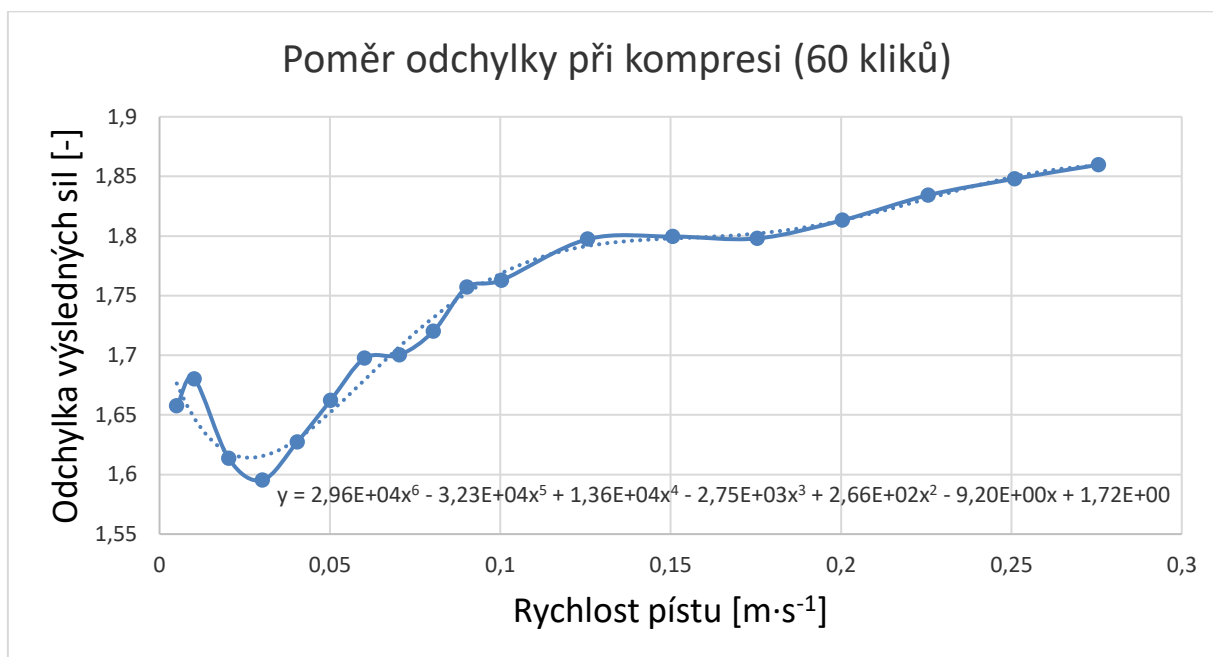
Na základě výše popsaných vztahů lze zjednodušeně popsat bezeztrátový systém, který je následně nutné upravit právě výše zmíněnou korekční funkcí, která zahrnuje například i navýšení tlaku, které vznikne při stlačení plovoucího pístu v důsledku změny objemu při vnořování a vynořování pístnice pracovního pístu.



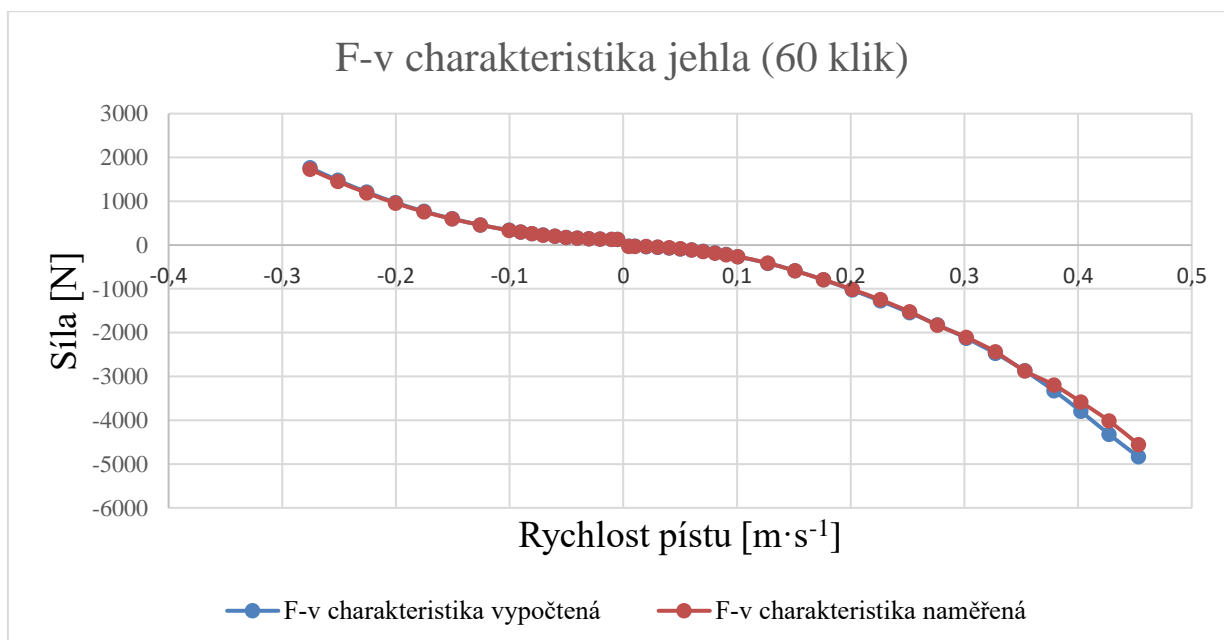
Obr. 7.2 5 Grafické znázornění odchyly vypočtených a naměřených hodnot

Na obr. 7.2 5 je pro ukázkou znázorněna odchyly vypočtených a naměřených dat pro hodnotu 60 kliků, tedy zcela otevřený jehlový ventil. Popis celého systému, od minimálního až po maximální otevření je značně problematický, vzhledem k malým průtočným plochám, které způsobují vysoké rychlosti proudění kapaliny přes jehlový ventil, což způsobuje řadu negativních jevů, které se projevují na výsledné tlumící síle. To je samozřejmě důvod, proč

tento ventil u daného tlumiče FRT kooperuje s ventilem planžetovým, který se primárně stará o výsledný tvar F-v charakteristiky, přičemž jehlový ventil nejvíce ovlivňuje F-v charakteristiku při nízkých rychlostech.



Obr. 7.2 6 Grafické znázornění odchytky vypočtených a naměřených hodnot



Obr. 7.2 7 Grafické porovnání F-v charakteristik

Výsledné porovnání F-v charakteristiky naměřených a vypočtených hodnot se téměř shodují. Je to dáno vysokou přesností polynomů, které upravují jednotlivé odchytky při kompresi a extenzi. Ovšem v případě jiného počtu kliků (škrčení průtoku), by docházelo ke značným

odchýlkám v důsledku již výše zmiňovaných problémů, které doprovází tento ventil, pokud je používán samostatně. Proto pokud chceme získat data týkající se jehlového ventilu, které budou mít výpovědní hodnotu, je lepší dané uspořádání vyjádřit v kooperaci s planžetovým ventilem. Dané uspořádání je uvedeno v další podkapitole, kde je zobrazen výpočtový model spolupráce jehlového a planžetového ventilu.

7.3 VÝPOČTOVÝ MODEL PLANŽETOVÉHO VENTILU

Druhou navrhovanou variantou je výpočtový skript samostatného planžetového ventilu. Tento ventil slouží jako primární prvek, který vytváří výslednou tlumící F-v charakteristiku daného tlumiče. Velikost výsledné tlumící síly je dána v závislosti na prohnutí (otevření) jednotlivých planžet a s tím související výsledné průtočné ploše. Vzhledem k tomu, že pro fázi extenze a komprese je využíváno různých přepouštěcích otvorů a velikostí planžet, je nutné výpočtový skript rozdělit opět na fázi komprese a extenze.

Na základě reálně naměřené F-v charakteristiky planžetového ventilu je postupně vypočítán teoretický zdvih planžety, který následně slouží jako vstupní parametr pro samotný výpočet. Reálný a teoretický zdvih se od sebe do jisté míry liší. To je dáno tím, že v případě teoretického zdvihu je uvažována ideální soustava beze ztrát. Pokud by ovšem bylo možné přesně vyjádřit reálný zdvih planžety, daly by se díky tomu vyjádřit veškeré ztráty (odpory), které vznikají při proudění kapaliny přes planžetový ventil. V praxi je ovšem velice obtížné určit ekvivalentní silové působení, které působí na planžetu v důsledku pohybu pracovního pístu (proudění kapaliny). U planžetového ventilu se průhyby planžety pohybují v setinách, maximálně desetínách milimetru, proto i sebemenší odchylka při výpočtu může způsobit nereálné výsledky. Vzhledem k tomu je jednou z možností, jak získat téměř reálné průhyby využití například CFD simulací, které se zabývají právě prouděním kapaliny.

```
% EXTENZE PÍSTU
```

```
% Určení korekčních parametrů na základě naměřených dat
```

```
v_namerena_e=data(3:24,[12]); % Načtení reálně naměřených rychlostí
```

```
F_namerene_e=data(3:24,[11]); % Načtení reálně naměřených sil
```

```
Q_p_el = A_pa*v_namerena_e; %[m^3*s^-1] % Objemový průtok vyvolaný pohybem pístu
```

```
P_p_el = (-F_namerene_e-F_treci)/A_pa; %[Pa] % Tlaková ztráta v extenzní komoře
```

```
A_p_vl = sqrt((Q_p_el.^2*ro)/(2*P_p_el)); % Výsledná průtočná plocha přes planžety
```

```
h_p_el = A_p_vl/(pi*D_e); % Zdvih planžety
```

```
% Zápis vypočtených hodnot do souboru korekzni_factory.xls
```

```
xlswrite('korekzni_factory.xls',h_p_el,'extenze_planzeta','B2:B23');
```

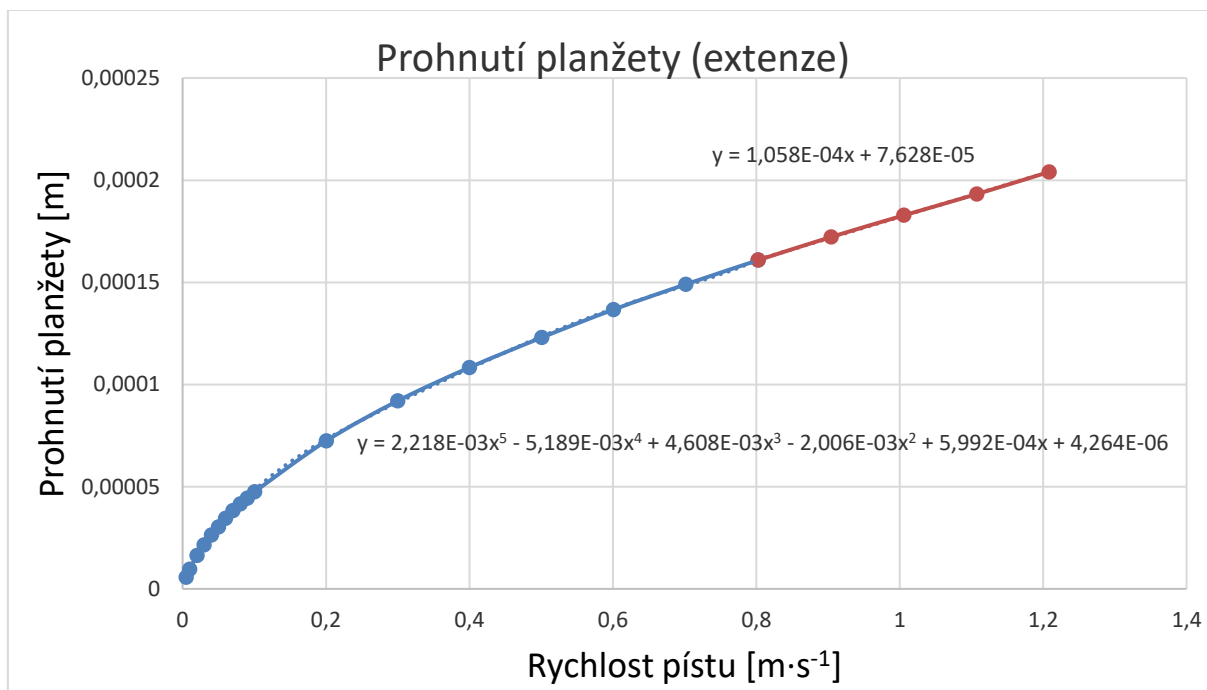
```
xlswrite('korekzni_factory.xls',v_namerena_e,'extenze_planzeta','A2:A23');
```

```
xlswrite('korekzni_factory.xls',Q_p_el,'extenze_planzeta','C2:C23');
```

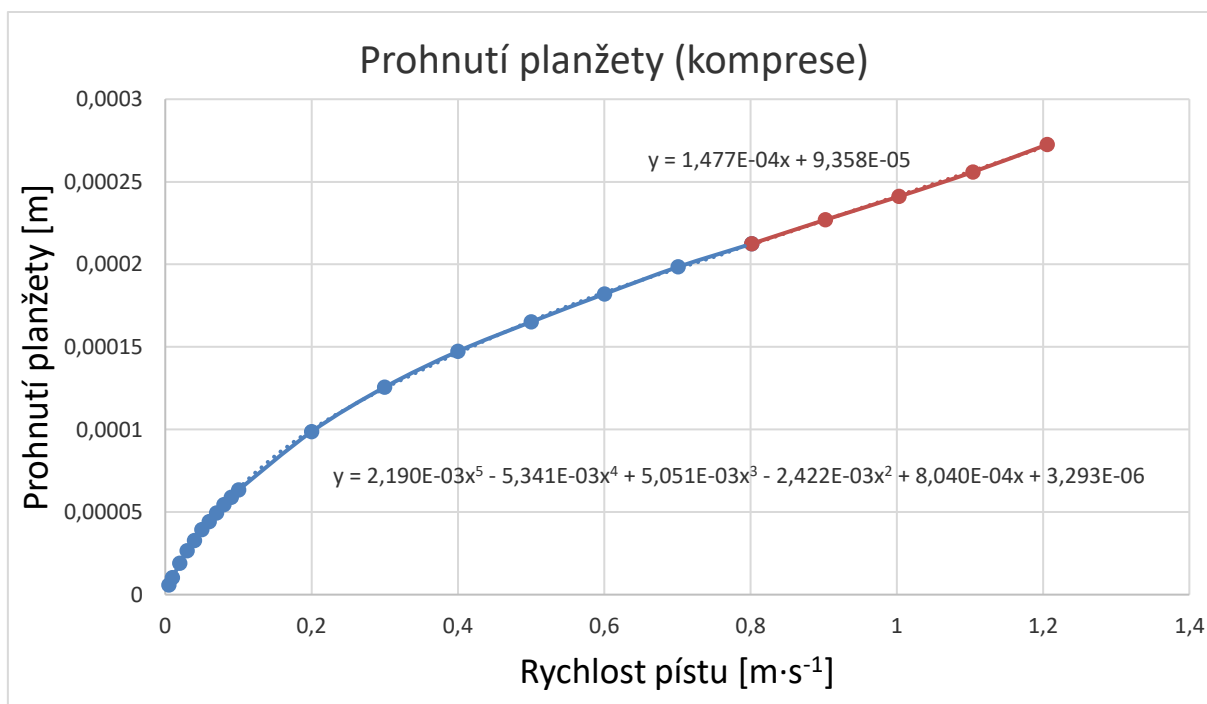
Obr. 7.3 1 Výpočet teoretického zdvihu planžety (extenze)

Na obr. 7.3 1 je znázorněn výpočet teoretického zdvihu planžety při extenzní fázi. Po jednotlivých výpočtech jsou získané hodnoty automaticky uloženy do pracovního souboru korekzni_factory.xls, kde jsou graficky znázorněny (zpracovány) pro další použití. Tento samí postup je následně aplikován i pro fázi komprese.

Obr. 7.3 2 a obr 7.3 3 znázorňuje teoretické prohnutí jednotlivých planžet při kompresní a extenzní fázi. Jednotlivé křivky jsou proloženy pomocí dvou funkcí, které jsou následně využity při samotném výpočtu. Při nižších rychlostech je využito polynomu pátého stupně, kvůli přesnějšímu určení výsledných hodnot. Pro vyšší rychlosti se systém chová téměř lineárně, proto je možné použít jednoduchou lineární funkci.



Obr. 7.3 2 Grafické znázornění prohnutí planžety v závislosti na rychlosti pístu (extenze)



Obr. 7.3 3 Grafické znázornění prohnutí planžety v závislosti na rychlosti pístu (komprese)

Základní vstupy pro vytvoření výsledné F-v charakteristiky jsou založeny právě na výše zmíněných funkcích, které prokládají jednotlivé křivky a na rychlosti pohybu pístu. Pro danou charakteristiku je zvolený rozsah vyšetřovaných rychlostí $0,005-2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, s krokem $0,005 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

```

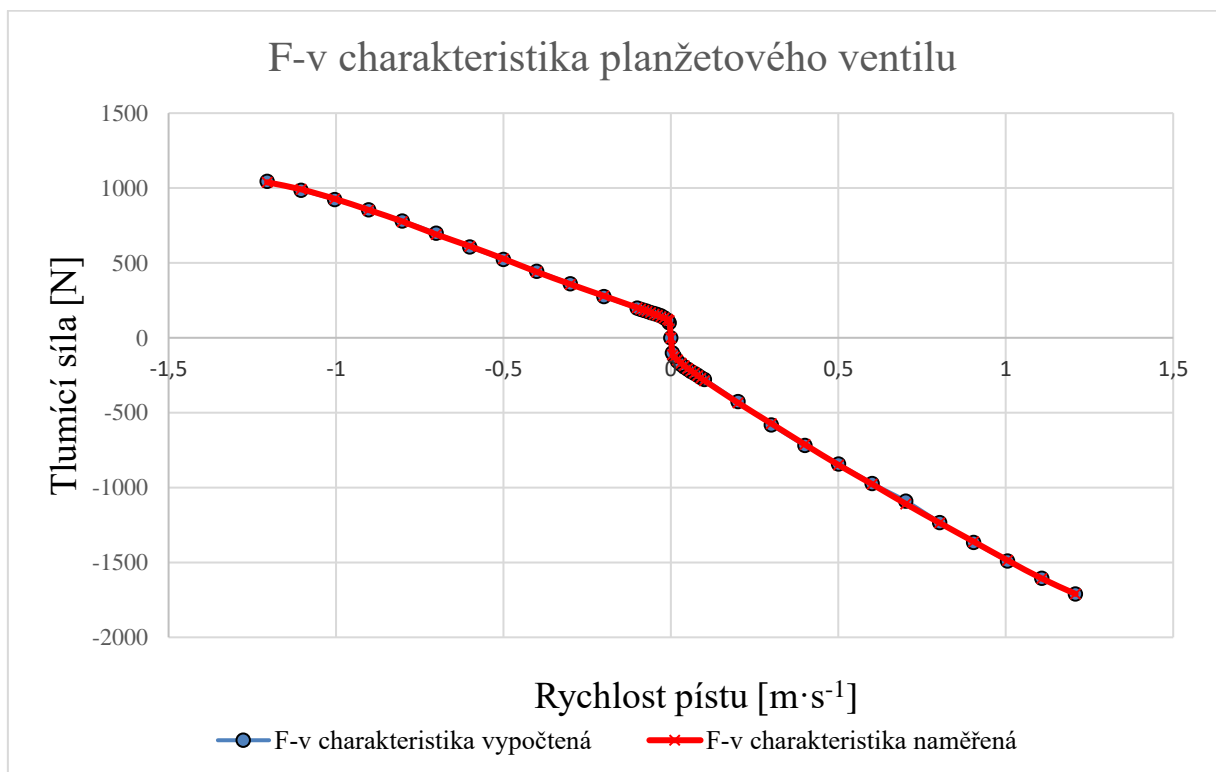
% Výpočet výsledné tlumicí síly (extenze)

for n=1:400
    if n <= 160
        h_p_e(n) = 2.2184e-3*(n/200)^5-5.1893e-3*(n/200)^4+4.6081e-3*(n/200)^3-...
                2.0057e-3*(n/200)^2+5.9916e-4*(n/200)+4.264e-6;
        A_p_e(n) = h_p_e(n)*pi*D_e;
        Q_p_e(n) = A_pa*(n/200);
        P_p_e(n) = 1/2*ro*(Q_p_e(n)/A_p_e(n))^2;
        F_v_e(n) = P_p_e(n)*A_pa+F_treci;
        F_v_e(n) = -F_v_e(n);
    else
        h_p_e(n) = 1.0575e-4*(n/200)+7.6279e-5;
        A_p_e(n) = h_p_e(n)*pi*D_e;
        Q_p_e(n) = A_pa*(n/200);
        P_p_e(n) = 1/2*ro*(Q_p_e(n)/A_p_e(n))^2;
        F_v_e(n) = P_p_e(n)*A_pa+F_treci;
        F_v_e(n) = -F_v_e(n);
    end
end

```

Obr. 7.3 4 Výpočet výsledné tlumicí síly při extenzi

Výsledné grafické znázornění obr. 7.3 5 ukazuje jednotlivé F-v charakteristiky (naměřená, vypočtená), které jsou v tomto případě téměř totožné. To je dáno vysokou přesností jednotlivých funkcí, kterými jsou proloženy jednotlivé křivky.



Obr. 7.3 5 Výsledná F-v charakteristika planžetového ventilu

7.4 VÝPOČTOVÝ MODEL SOUSTAVY VENTILŮ

Hlavním výstupem diplomové práce je výpočtový script soustavy ventilů (planzeta_jehla.m). Jedná se o kooperaci jehlového a planžetového ventilu a jejich výslednou F-v charakteristiku. Stejně jako v předchozích dvou variantách je nutné rozdělit jednotlivé výpočty na fázi komprese a extenze.

Mezi vstupní hodnoty patří například velikost průtočné plochy jehlového ventilu, při daném počtu kliků. Postup výpočtu vychází z dílčího modelu, kde byl simulován pouze jehlový ventil. Na základě výsledné průtočné plochy při daném nastavení (počet kliků) a výpočtu tlakové ztráty pro jednotlivé pracovní cykly, je určen výsledný průtok, který připadá na jehlový ventil.

```
% EXTENZE PÍSTU
```

```
v_namerena_e=data_2(3:24,[9]);
```

```
F_namerene_e=data_2(3:24,[8]);
```

```
Q_p_el = A_pa*v_namerena_e; %[m^3*s^-1] % Objemový průtok vyvolaný pohybem pístu
```

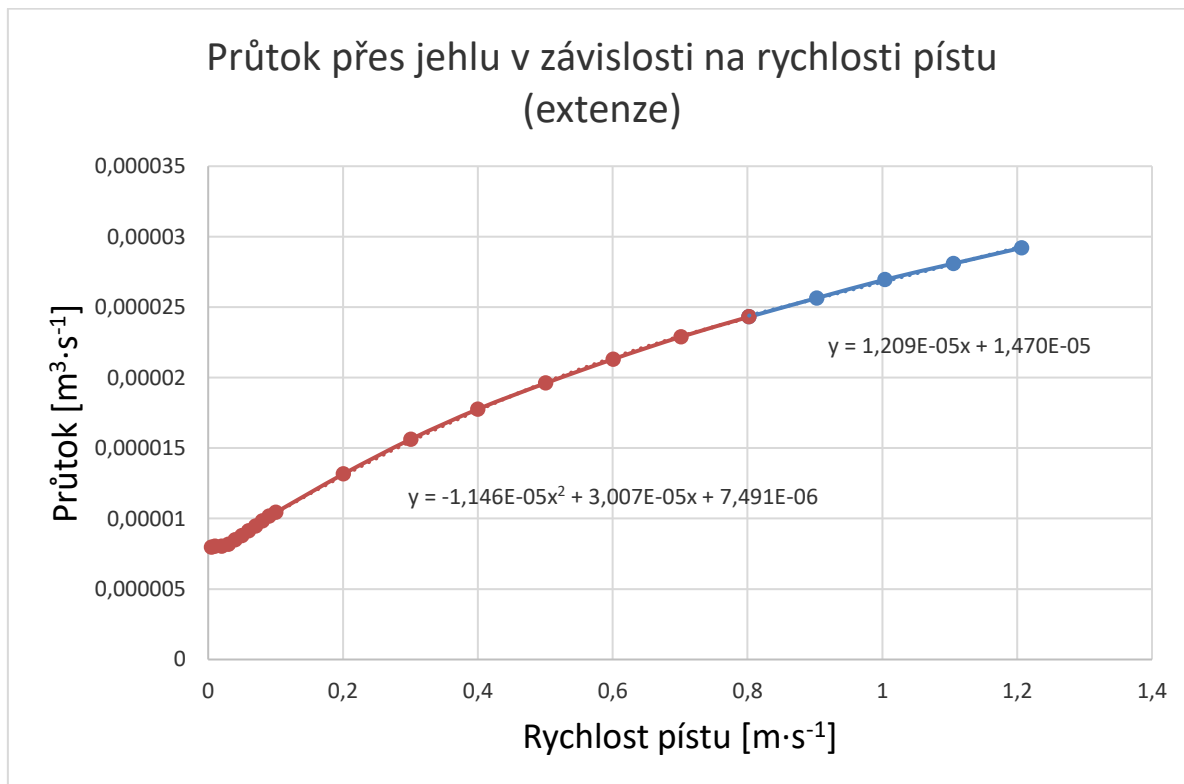
```
P_p_el = F_namerene_e/A_pa; %[Pa] % Tlaková ztráta v extenzní komoře
```

```
P_p_el = -P_p_el; %[Pa] %Převod záporných hodnot
```

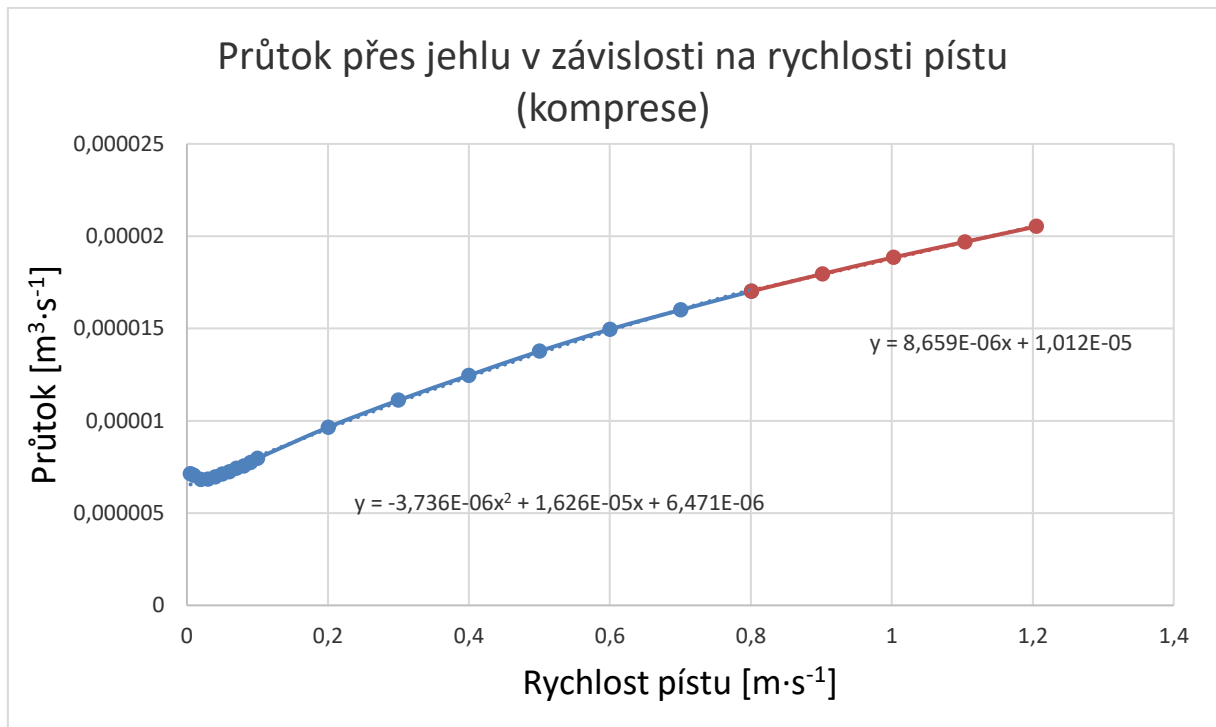
```
prutok_jehla = sqrt((2*P_p_el*A_v.^2)/ro); %[m^3*s^-1] % Výsledný průtok přes jehlový ventil
```

Obr. 7.4 1 Určení výsledného průtoku přes jehlový ventil v závislosti na tlakové ztrátě

Základním vstupním parametrem pro získání výsledných F-v charakteristik je rychlost pohybu pístu, proto je nutné na základě vypočtených hodnot vyjádřit výsledný průtok přes jehlový ventil jako funkci závislou právě na rychlosti pístu.



Obr. 7.4 2 Grafické znázornění průtoku přes jehlový ventil v závislosti na rychlosti pístu (extenze)



Obr. 7.4 3 Grafické znázornění průtoku přes jehlový ventil v závislosti na rychlosti pístu (komprese)

Pro přesnější vyjádření jednotlivých průtoků v závislosti na rychlosti jsou opět použity 2 funkce. Při nižších rychlostech se systém chová do jisté míry nelineárně, proto je vhodné daný průběh proložit polynomem druhého stupně. Naopak při vyšších rychlostech systém vykazuje značnou míru linearitu a z toho důvodu je využita lineární funkce, která nám umožňuje vyšetřovat i vyšší rychlosti pohybu pístu (zachování trendu linearitu). Pokud bychom chtěli proložit celý průběh polynomem nesměli bychom ve výpočtu překročit maximální rychlost pístu, která je v tomto případě $1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, protože při použití polynomu je pro získání ekvivalentních hodnot nutné znát počáteční a koncovou hodnotu.

Na základě určení jednotlivých průtoků přes jehlový ventil lze jednoduše dopočítat výsledný průtok, který připadá při jednotlivých konfiguracích (počtu kliků) na planžetový ventil.

```

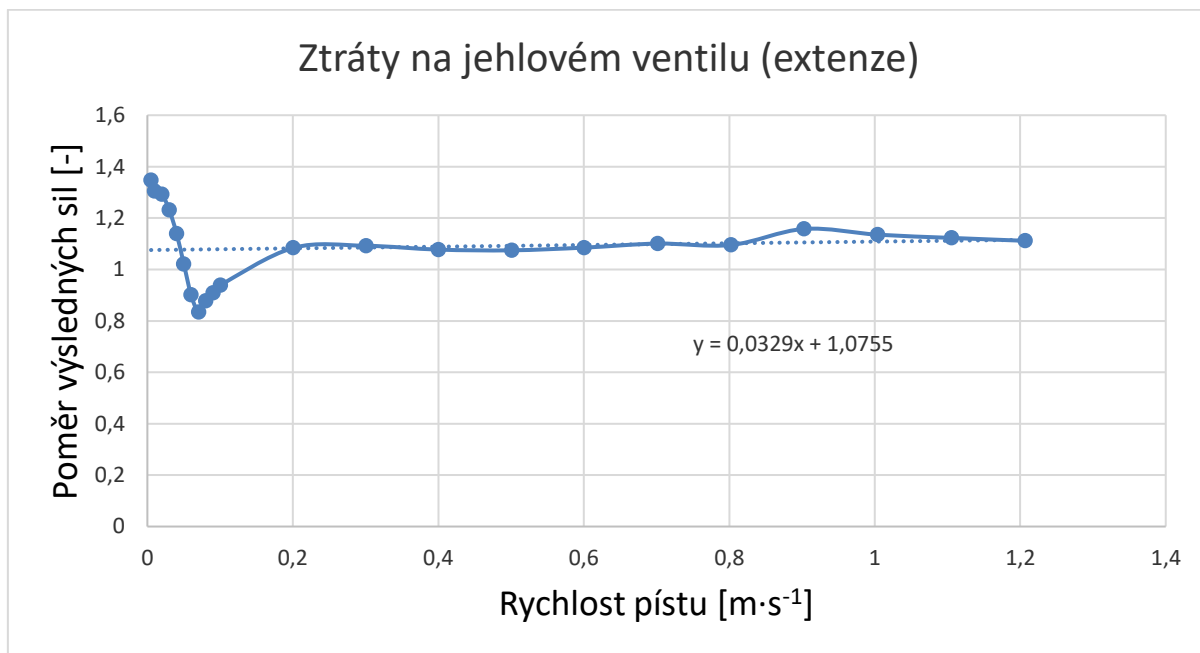
for i = 1:k
for n=1:400
    if n <= 160
        Q_e(n,i) = A_pa*(n/200); %[m^3*s^-1] Výsledný průtok vyvolaný pohybem pístu
        Q_j_e(n,i) = (-1.146e-5*(n/200)^2+3.007e-5*(n/200)+7.491e-6)*(2.212e-6*i^4-2.052e-4*i^3-...
            2.787e-3*i^2+6.958e-1*i-1.676); %[m^3*s^-1] Výsledný průtok přes jehlový ventil
        if Q_j_e(n,i)<0; %[m^3*s^-1] Okrajová podmínka
            Q_j_e(n,i)=0; %[m^3*s^-1] Okrajová podmínka
        end
        Q_p_e(n,i) = Q_e(n,i)-Q_j_e(n,i); %[m^3*s^-1] Výsledný průtok přes planžetový ventil
        if Q_p_e(n,i)<0; %[m^3*s^-1] Okrajová podmínka
            Q_p_e(n,i)=0; %[m^3*s^-1] Okrajová podmínka
            e=0; %[-] Okrajová podmínka
        end
    end
end

```

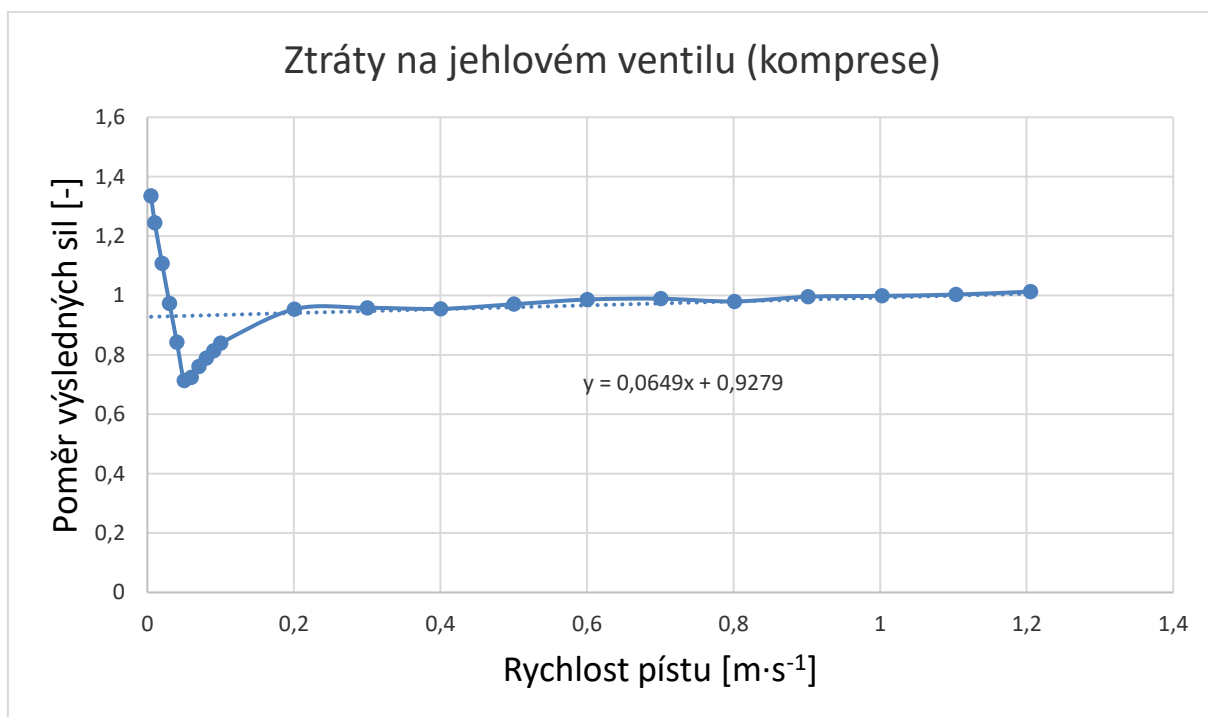
Obr. 7.4 4 Část výpočtu výsledného průtoku přes planžetový ventil (extenze)

Po určení výsledného průtoku přes planžetový ventil lze dopočítat velikost tlumící síly, která je generována tímto ventilem. V tomto případě se opět vychází z dílčího výpočtového modelu, který se věnoval samostatnému planžetovému ventilu.

Pro získání výsledné F-v charakteristiky je ovšem ještě nutné výslednou tlumící sílu optimalizovat v závislosti na ztrátách, ke kterým dochází v důsledku proudění části kapaliny přes jehlový ventil.



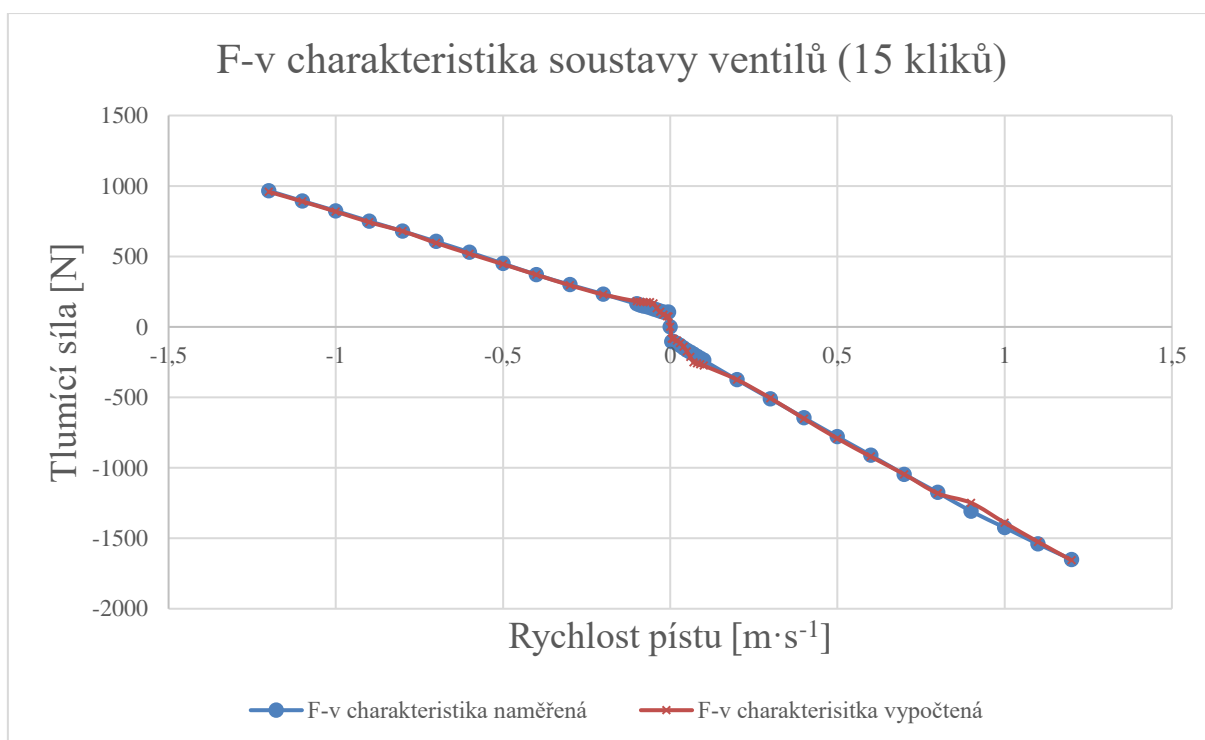
Obr. 7.4 5 Grafické znázornění ztrát na jehlovém ventilu (extenze)



Obr. 7.4 6 Grafické znázornění ztrát na jehlovém ventilu (komprese)

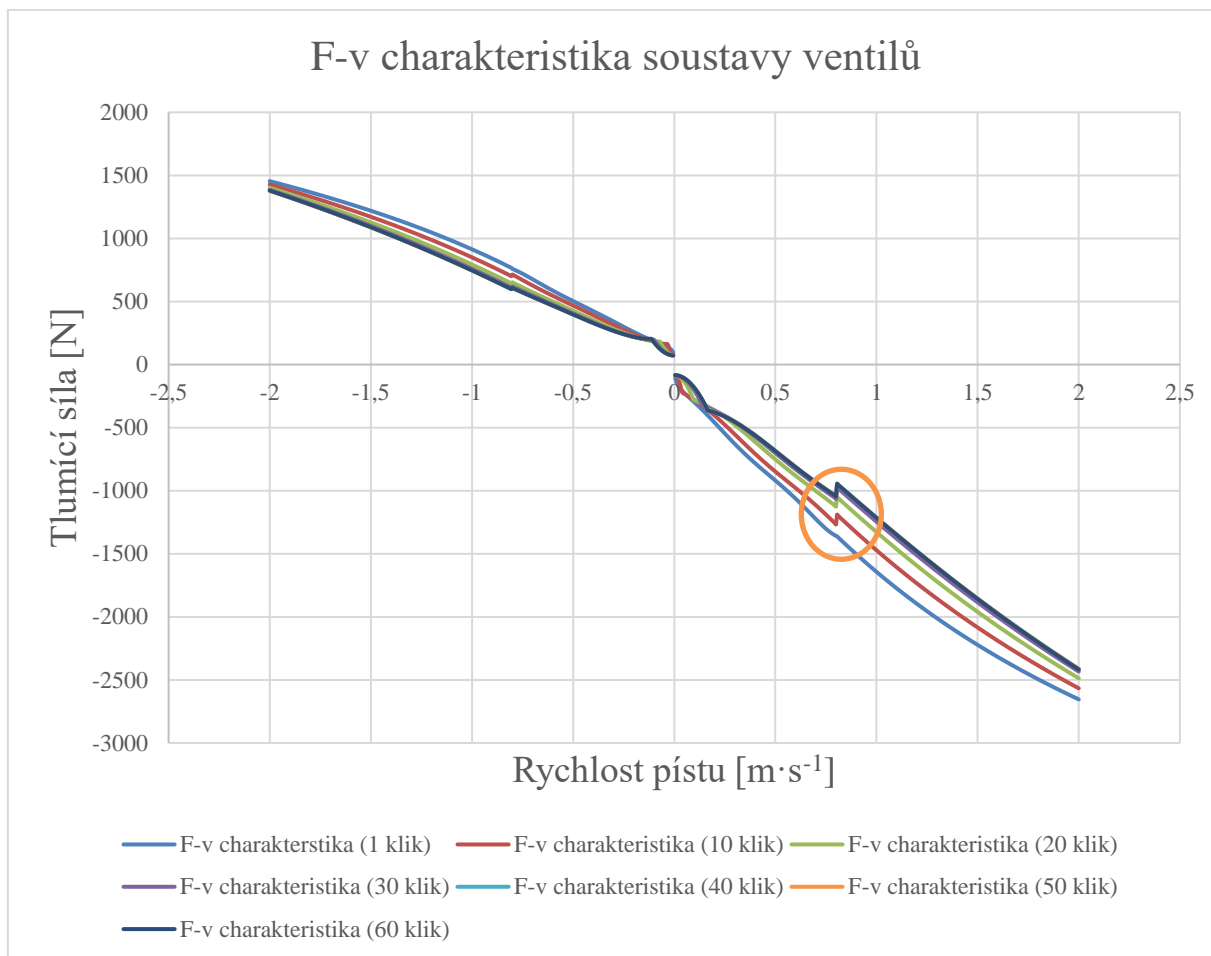
Na jednotlivých grafech obr. 7.4 5 a obr 7.4 6 jsou zobrazeny poměrné ztráty (poměr síly reálně naměřené a síly vypočtené), ke kterým dochází v důsledku proudění kapaliny přes jehlový ventil. V případě kompresní fáze, kdy vznikají na základě konstrukce tlumiče nižší tlumící síly (kvůli rychlejšímu propružení tlumiče při nájezdu na nerovnost) jsou výsledné ztráty téměř nulové. Naopak v případě extenzní fáze se ztráty, které přispívají k navýšení výsledné tlumící síly pohybují v průměru okolo 10 %. Výrazné odchylky (píky), které jsou na grafech znázorněny jsou způsobeny dominantním vlivem výsledného tření (například těsnění pracovního pístu nebo pístnice) při velmi nízkých provozních rychlostech.

Po závěrečné optimalizaci výsledných sil je možné zobrazit jednotlivé F-v charakteristiky v závislosti na počtu kliků (otevření jehlového ventilu). Rozsah vyšetřovaných hodnot se pohybuje v rozmezí 0-60 kliků, přičemž pro získání výsledných dat na základě výpočtového modelu stačí provést pouze dvě reálná měření daného tlumiče. Na základě těchto dvou měření je program schopný vypočítat zbývajících 59 možných nastavení tlumiče. Mezi dvě základní měření, které je nutné provést patří F-v charakteristika při zaslepení jehlového ventilu a libovolná F-v charakteristika při kooperaci jehlového a planžetového ventilu.



Obr. 7.4 7 Grafické znázornění F-v charakteristiky soustavy ventilů

Obr. 7.4 7 znázorňuje porovnání jednotlivých F-v charakteristik (naměřená, vypočtená). Výsledný trend jednotlivých průběhů je téměř totožný (značné překrytí jednotlivých křivek). Pro určení výsledné přesnosti je nutné křivku rozdělit na dvě vyšetřované oblasti. První oblast je v rozsahu 0-0,2 m·s⁻¹, kdy při nízkých rychlostech pohybu pístu výslednou tlumící sílu značně ovlivňuje celkové tření, zde se výsledná odchylka naměřených a vypočtených hodnot místy pohybuje okolo $\pm 25\%$. Druhou oblastí je rozsah 0,2-1,2 m·s⁻¹, kdy vliv výsledného tření přestává být dominantní složkou. V tomto případě se výsledná odchylka sil pohybuje v rozmezí $\pm 5\%$. Kompletní porovnání jednotlivých sil, při různém nastavení pracovní jehly lze nalézt v příloze vysledne_grafy.xls pod záložkou vykresleni_planzeta_jehla.



Obr. 7.4 8 Grafické znázornění výsledných F-v charakteristik

Graf znázorňuje výsledné F-v charakteristiky na základě vypočtených hodnot. Pro jednotlivé ukázky je zvoleno nastavení jehlového ventilu s krokem 10 kliků. Poslední tři charakteristiky se téměř překrývají, to je dáno faktem, že při hodnotě 40 kliků je už téměř plně otevřen jehlový ventil, tudíž změna průtoku přes ventil v závislosti na počtu kliků je již zanedbatelná. V oranžovém kolečku jsou zvýrazněny skokové změny ve výsledné tlumící síle při rychlosti $0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. K tomuto jevu dochází vlivem užití dvou korekčních funkcí, které na sebe v tomto bodě navazují viz obr. 7.4 2, přičemž k opětovnému ustálení dat dochází po $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ tedy na hodnotě $0,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Proto tento krátký rychlostní úsek, kde dochází k výraznější odchylce nemá žádný vážnější dopad na korektnost výsledných hodnot. Kompletní F-v charakteristiky pro jednotlivá nastavení jehlového ventilu je možné nalézt v příloze `vysledne_grafy.xls`.

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce je vytvoření jednoduchého výpočtového modelu tlumiče odpružení, který by posloužil pro identifikaci jednotlivých F-v charakteristik v závislosti na možném nastavení regulačních prvků a následná validace reálně naměřených a vypočtených dat. Pro tvorbu samotného modelu je využito programovací prostředí softwaru Matlab.

Na základě zvoleného tlumiče odpružení FRT, je možné rozdělit jednotlivá měření na tři základní části. Sem patří měření tlakových ztrát samostatného jehlového ventilu, planžetového ventilu a soustavy ventilů (kooperace jehlového a planžetového).

V případě měření pouze jehlového ventilu, který u dané konstrukce tlumiče slouží primárně jako přídavný ventil dochází i při velmi nízké změně rychlosti pohybu pracovního pístu k výraznému nárůstu tlumící síly, vzhledem k malým průtočným plochám, kterými se ventil vyznačuje. S více zmíněnými aspekty souvisí dále vysoká rychlost proudění kapaliny přes jehlovou soustavu. Díky této rychlosti dochází opět k dalším tlakovým ztrátám v důsledku možného vzniku různých odporů při rychlém proudění kapaliny přes jednotlivé komponenty ventilu. Na základě těchto aspektů je obtížné vytvořit jednoduchý výpočtový model, který by byl schopen zahrnout všechny proměnné a získat tak data s dostatečnou výpovědní hodnotou.

Primární tlumení je realizováno pomocí planžetového ventilu. U vyšetřované konfigurace je využito dvou různých planžet (jedna pro kompresi a jedna pro extenzi). Výsledná tlaková ztráta vzniká v závislosti na velikosti prohnutí planžety a s tím související výsledné průtočné ploše. Při samotném programování je obtížné určit ekvivalentní zatížení planžety v důsledku proudění kapaliny přes pracovní píst, které by sloužilo jako vstupní hodnota pro výpočet výsledného prohnutí. Pro získání ekvivalentních výsledků zatížení a následný výpočet průhybu je lepší využít například simulace CFD, na základě kterých, jsme schopni získat relevantnější výsledky. Prohnutí planžety se pohybuje v setinách maximálně desetínách milimetru, proto je přesnost výsledného prohnutí velice důležitá. I při malé odchylce může totiž docházet ke značným rozdílům ve výsledné tlakové ztrátě.

Hlavním cílem je ovšem identifikace jednotlivých výsledných tlakových ztrát celé soustavy. K vytvoření modelu posloužili jednotlivá dílčí řešení. Výpočtový script je navrhnutý tak, aby pro určení jednotlivých F-v charakteristik stačilo provést pouze dvě reálná měření (měření s uzavřenou jehlou a libovolné měření celé soustavy). Při uvažovaném rozsahu nastavení tlumiče pomocí přenastavení jehly, které může být v rozsahu 0-60 kliků, dochází díky modelu k značnému urychlení získání výsledných dat, kdy není nutné provádět dalších 59 měření. Díky tomu dochází nejen k úspoře času, ale zároveň financí (provoz zkušebního zařízení, zaplacení zkušebního pracovníka). Pro kontrolu správné funkce je nutné porovnat vypočtené a naměřené hodnoty. Přičemž jsou porovnávány hodnoty při nastavení 15, 35 a 60 kliků. Při pomalé rychlosti pohybu pístu (do $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$), kdy se projevuje značně vliv jednotlivých tření je maximální odchylka okolo 25 %. Při vyšších rychlostech ($0,2 - 1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) je maximální odchylka okolo 5 % a se zvyšující rychlostí se stále snižuje.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] PRAŽÁK, František. *Tlumiče odpružení jako prvek ovlivňující jízdní vlastnosti automobilu* [online]. Brno [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: http://www.ustavkonstruovani.cz/FileDownload/getFile/33/6_pojednani.pdf/. Pojednání ke státní závěrečné zkoušce. Vysoké učení technické v Brně.
- [2] HAJNÝ, Ladislav. *Tlumiče, základní rozdělení a princip činnosti* [online]. Ústí nad Labem, 2007 [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/11462463/>. Prezentace. Střední škola stavební a technická.
- [3] Mono-tube vs Twin-tube. *ISC Suspension* [online]. [cit. 2019-01-23]. Dostupné z: <https://iscsuspension-na.com/monotube-vs-twin-tube-difference-better/>
- [4] DIXON, John C. *The Shock Absorber Handbook*. Warrendale: SAE Society of automotive Engineers, 1999, 495 s. ISBN 0-7680-0050-5.
- [5] KOREISOVÁ, Gabriela a Josef KOREIS. *Vlastnosti hydraulického tlumiče vozidla*. Pardubice, 2005. V ýukový materiál. Univerzita Pardubice.
- [6] 8100 Series. In: *Penskechocks* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: http://www.penskeshocks.co.uk/images/series8100_features.gif
- [7] Ohlins GG45 Shock. In: *Buffalo Dream* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://buffalodream.smugmug.com/Inside-the-Ohlins-GG45-Shock/i-XkwGsTb/A>
- [8] Ohlins TTX Damper Anatomy. *BG Motosport* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.bgmotorsport.co.uk/suspension/ohlins-suspension/ohlins-damper-anatomy/>
- [9] TTX25 FSAE. *Ohlins* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.ohlinsusa.com/files/files/TTX25Cutaway2014.pdf>
- [10] FSAE Schematic 2014. *Ohlins* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.ohlinsusa.com/files/files/FSAE%20Schematic%202014.pdf>
- [11] REIMPELL, Jornsens, Helmut STOLL a Jurgen BETZLER. *The Automotive Chassis*. Second edition. Great Britain, 2001, 456 s. ISBN 0-7506-5054-0.
- [12] Suspension System. *The drive* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.thedrive.com/news/20996/the-crazy-bose-magic-carpet-car-suspension-system-is-finally-headed-for-production>
- [13] Audi A8: Fully active suspension. *Audi MediaCenter* [online]. Ingolstadt, 2017 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.audi-mediacycenter.com/en/press-releases/looking-ahead-to-the-new-audi-a8-fully-active-suspension-offers-tailor-made-flexibility-9046>
- [14] 2018 Audi A8 mild hybrid electric vehicle. *Youtube.com* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?time_continue=61&v=Ge78cMTa4F4

- [15] Electricity Generating Shock Absorber. *Seminaronly* [online]. 2017 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.seminaronly.com/mech%20&%20auto/electricity-generating-shock-absorber.php>
- [16] KYB Press Releases. *KYB* [online]. 2018 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://kyb-europe.com/ceska-republika/blog/kyb-predstavuje-tlumic-perovani-s-hydraulickymi-dorazy-v-obou-koncovych-polohach/>
- [17] Progressive Hydraulic Cushions. *Youtube.com* [online]. 2017 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=qnTDbUCKhME>
- [18] Těsnění pístů s kluznými kroužky z PTFE. *SKF* [online]. [cit. 2019-01-24]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/seals/industrial-seals/hydraulic-seals/piston-seals/double-acting-piston-seals/piston-seals-with-PTFE-slide-rings/index.html>
- [19] Influence of shock absorber temperature on vehicle ride comfort and road holding. In: *Matec-conferences* [online]. 2017 [cit. 2019-01-24]. Dostupné z: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/pdf/2017/47/mateconf_bultrans2017_02006.pdf
- [20] KRÁSENSKÝ, RYPLOVÁ a TÁJEK. *Kavitace*[online]. In: . Praha, s. 4 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://fyzsem.fjfi.cvut.cz/2012-2013/Zima12/proc/kavitace.pdf>
- [21] Cavitation Damage. In: *Nuclear Power*[online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/fluid-dynamics/centrifugal-pumps/cavitation/cavitation-damage/>
- [22] MORETTINI, BARTOLINI, ASTOLFI, SCAPPATICCI, BECCHETTI a CASTELLANI. *Experimental diagnosis of cavitation for hydraulic monotube shock absorber*. University of Perugia, 2016. ISSN 1641-6414.
- [23] Hysteresis. *ScienceDirect* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/hysteresis>
- [24] Hysteresis. In: *Springer Nature* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://media.springernature.com/lw785/springer-static/image/chp%3A10.1007%2F978-3-319-65611-3_4/MediaObjects/440256_1_En_4_Fig2_HTML.gif
- [25] Měření tlumičů. *Skoda-virtl* [online]. 2007 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://skoda-virtl.cz/cz/clanky/technicke-informace/4127-mereni-tlumicu/>
- [26] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.
- [27] Compression Adjuster Base Valve. In: *AvA Advantage* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <http://www.avalanchedownhillracing.com/Cartridge%20Kit/Compression%20Adjuster.htm>
- [28] Multimatic DSSV spool valve exploded view. In: *Youtube.com* [online]. 2017 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=19hygKbIAbc>

- [29] Chevy Colorado ZR2 Aims. *TFL truck* [online]. 2016 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.tfltruck.com/2016/11/chevy-colorado-zr2-aims-for-off-road-leadership-with-f1-racing-inspired-shocks/>
- [30] How Shocks and Shock Valving Works. *CRAWLpedia* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://www.crawlpedia.com/shock_valving.htm

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Plocha
A_J	[m ²]	Průtočná plocha přes jehlový ventil
A_P	[m ²]	Obsah spodní plochy pístu
A_{PA}	[m ²]	Obsah horní plochy pístu
A_{PF}	[m ²]	Efektivní třecí plocha pístu
A_R	[m ²]	Obsah průřezu pístnice
A_s	[m ²]	Vnější plocha těsnění pístu
a_x	[m·s ⁻²]	Zrychlení v ose x
C_d	[-]	Výtokový součinitel
D_P	[m]	Průměr těsnění
F_{DC}	[N]	Kompresní síla působící na pístnici
F_{DCmax}	[N]	Maximální kompresní síla
F_E	[N]	Výsledná tlumící síla při extenzi
F_{FP}	[N]	Třecí síla na pístu
F_{FR}	[N]	Třecí síla mezi pístnicí a jejím těsněním
F_K	[N]	Výsledná tlumící síla při kompresi
F_{NS}	[N]	Normálová síla pístního těsnění
$F_{P,PCC}$	[N]	Síla působící na horní stranu pístu
$F_{P,PEC}$	[N]	Síla působící na spodní stranu pístu
F_{PC}	[N]	Kompresní tlumící síla
F_{PE}	[N]	Extenzní tlumící síla
F_{RA_t}	[N]	Síla působící na pístnici od atmosférického tlaku
F_t	[N]	Třecí síla
k_{FC}	[Pa·s·m ⁻³]	Součinitel odporu kompresního foot ventilu
k_{FE}	[Pa·s·m ⁻³]	Součinitel odporu extenzního foot ventilu
k_{PC}	[Pa·s·m ⁻³]	Součinitel odporu pístového kompresního ventilu
k_{PE}	[Pa·s·m ⁻³]	Součinitel odporu pístového extenzního ventilu
L_S	[m]	Šířka těsnění
m	[kg]	Hmotnost pístnice a pístu
P	[Pa]	Tlak
P_{CC}	[Pa]	Tlak v kompresní komoře
P_{EC}	[Pa]	Tlak v extenzní komoře

P_{FC}	[Pa]	Pokles tlaku na kompresním foot ventilu
P_{FE}	[Pa]	Pokles tlaku na extenzním foot ventilu
P_G	[Pa]	Tlak plynového zásobníku
P_{JE}	[Pa]	Tlaková ztráta na jehlovém ventilu
P_{PC}	[Pa]	Pokles tlaku na pístovém kompresním ventilu
P_{PE}	[Pa]	Pokles tlaku na pístovém extenzním ventilu
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok
Q_{FC}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok přes kompresní foot ventil
Q_{FE}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok přes extenzní foot ventil
Q_{PC}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok přes kompresní pístní ventil
Q_{PE}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok přes extenzní pístní ventil
V_{DC}	[m·s ⁻¹]	Kompresní rychlost pohybu pístu
V_{DCmax}	[m·s ⁻¹]	Maximální kompresní rychlost bez vzniku kavitace
V_{DE}	[m·s ⁻¹]	Extenzní rychlost pohybu pístu
V_{DEmax}	[m·s ⁻¹]	Maximální extenzní rychlost bez vzniku kavitace
v_{JE}	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu kapaliny přes jehlový ventil
v_p	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu pístu
X_{DC}	[m]	Délka vnoření pístnice
A_{FC}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objem, který proteče přes foot ventil vlivem vnoření pístnice
A_{PC}	[m ³ ·s ⁻¹]	Objem, který proteče přes pístní ventil vlivem vnoření pístnice
μ	[Pa·s]	Dynamická viskozita
μ_M	[-]	Součinitel tření
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota

SEZNAM PŘÍLOH

Elektronické přílohy:

- Výpočtové scripty
 - výpočtové modely v programu Matlab
 - doplňkové soubory ve formátu .xls
- Reálně naměřená data