



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

PRINCIPY A DRUHY HYDRODYNAMICKÝCH VENTILŮ

PRINCIPLES AND TYPES OF HYDRODYNAMIC VALVES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MILAN HAVELKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. **FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.**

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Milan Havelka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Principy a druhy hydrodynamických ventilů

v anglickém jazyce:

Principles and types of hydrodynamic valves

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena zejména na ventily využívané u objemových čerpadel se střídavým průtokem. Při řešení je nutno brát zřetel na hydraulické ztráty, generování hluku a namáhání ventilů.

Cíle bakalářské práce:

Vypracování literární rešerše a zhodnocení jednotlivých variant ventilů z hlediska hydraulických ztrát, emise akustického tlaku a namáhání.

Seznam odborné literatury:

Pivoňka, J a kol.: Tekutinové mechanismy. SNTL Praha, 1987.

Peňáz, V.; Benža, D.: Tekutinové mechanismy. Ediční středisko VUT Brno, 1990.

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. František Pochylý, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 26.11.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá charakteristikou nejpoužívanějších ventilů v hydraulických systémech. Cílem práce bylo udělat základní přehled dostupných prvků a vymezit jejich stručnou charakteristiku. Důraz byl kladen zejména na jejich funkci a principy plnění daného úkolu v hydraulickém obvodu. Druhá část této práce řeší problém kmitání u ventilů a následnou optimalizace konstant, které plní funkci tlumení.

Klíčová slova

Hydrodynamické ventily, hydraulický obvod, kmitání, tlumení, pružina, diferenciální rovnice

Abstract

This thesis deals with characteristics of the most commonly used valves in hydraulic systems. The aim was to create an overview of available features and define their brief characteristics. The emphasis was placed on their function and principles of task performance in a hydraulic circuit. The second part of the thesis is aimed at solving the issue of valves oscillation and subsequent optimization of constants that function as factor damping.

Keywords

Hydrodynamic valves, hydraulic circuit, oscillation, damping, spring, differential equation



Bibliografická citace

HAVELKA, M. *Principy a druhy hydrodynamických ventilů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 69s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. FRANTIŠKA POCHYLÉHO, CSc. a s použitím literatury a pramenů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 15. května 2013

.....
Milan Havelka



Poděkování

Rád bych poděkoval panu prof. Ing. Františku Pochylému, CSc. za vstřícnost a cenné rady při vypracování této bakalářské práce.

Obsah

Obsah.....	8
Úvod [3,4].....	10
1 Základní operace řízení vstupních parametrů [3,4]	11
2 Ventily pro hrazení průtoku tekutin [1,4,5]	13
2.1 Jednosměrné zpětné ventily	13
2.1.1 Střídavé ventily	15
2.2 Řízené jednosměrné ventily.....	16
2.3 Vestavné ventily	18
3 Prvky pro řízení průtoku tekutin [1,4,5]	22
3.1 Clony a trysky.....	22
3.2 Škrťací ventily	23
3.3 Škrťací ventily se stabilizací	26
4 Ventily pro řízení tlaku [1,4,5]	28
4.1 Tlakové (pojistné a přepouštěcí).....	28
4.2 Ventily redukční	33
4.3 Ventily připojovací a odpojovací	38
5 Řešení problému kmitání [2,7]	43
5.1 Odvození pohybové rovnice.....	44
5.2 Kmitání vyvolané budící silou exponenciálního průběhu	45
5.2.1 Implementace výpočtu do programu Matlab	52
5.2.2 Výpočet vzorových příkladů.....	53
5.2.3 Grafy výchylky pro otevírací tlak 1 bar.....	54
5.2.4 Grafy výchylky pro otevírací tlak 2 bary.....	55
5.2.5 Grafy výchylky pro otevírací tlak 5 barů.....	56
5.3 Záměna konstant c_k , m	57
5.4 Kmitání vyvolané budící silou harmonického průběhu.....	60
5.4.1 Implementace výpočtu do programu Matlab	65
5.4.2 Graf výchylky pro otevírací tlak 1bar.....	66
6 Závěr	67



7	Použité informační zdroje	68
8	Seznam použitých zkratk a symbolů	69

Úvod [3,4]

Hydraulické mechanismy jsou používány u mnoha moderních strojů a strojních zařízení. Požadavky na výkonnost, přesnost, spolehlivost a vysoký stupeň automatizace se neustále zvyšují. Splnění těchto požadavků by bylo v mnoha aplikacích zcela nemožné bez využití tekutinových mechanismů. Uspořádání a technologie výroby prvků umožňují typizaci a normalizaci součástí, ze kterých lze stavebnicovým způsobem sestavovat mechanismy s nejrůznější strukturou pro daný účel je dnes již samozřejmostí.

Hydraulické mechanismy lze rozdělit na mechanismy hydrostatické a hydrodynamické. Kritérium pro toto dělení je podíl jednotlivých složek energie využívaných při přenosu. Hydrostatické mechanismy využívají především tlakové složky energie, zatímco hydrodynamické využívají zejména kinetickou složku energie.

Základní přednosti hydraulických prvků lze shrnout do následujících bodů:

- Snadné vyvození velkých sil a kroutících momentů.
- Snížení hmotnosti.
- Možnost akumulace energie.
- Možnost realizace velkého převodového poměru, přičemž tento poměr lze měnit.
- Řízení rozběhu a brzdění, tlumení rázů a chvění.
- Snadné řízení a regulace mechanismu.

Nepostradatelným prvkem všech hydraulických systémů jsou ventily. Cílem této práce je udělat ucelený přehled a stručnou charakteristiku těchto prvků. Důraz bude zejména kladen na jejich funkční schémata a principy plnění daného úkolu v hydraulickém systému. Druhá část práce chce poukázat na možnou problematiku kmitání ventilů. Tento problém musí být brán v úvahu i při samotném návrhu ventilu, aby byla splněna jeho správná funkce.

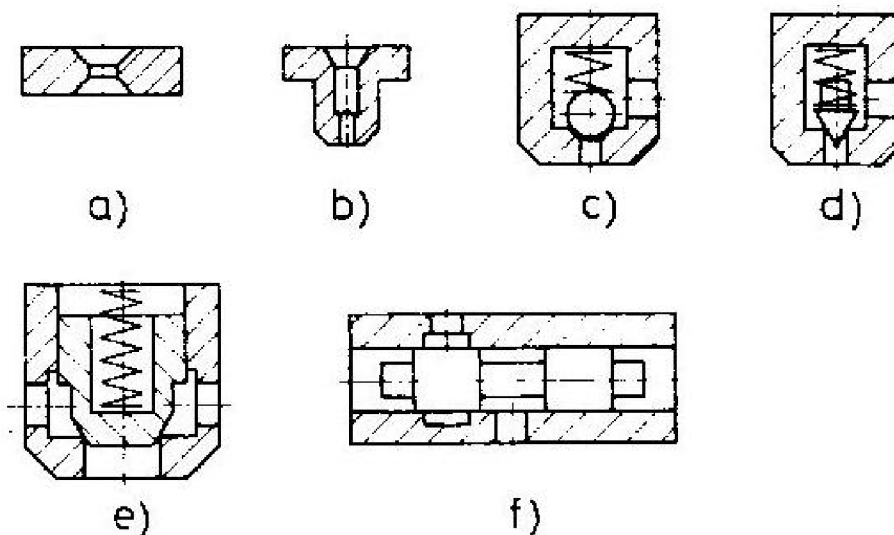
1 Základní operace řízení vstupních parametrů [3,4]

Při přenosu energie v tekutinových mechanismech je nutno realizovat operace, umožňující řízení výstupních parametrů hydraulického obvodu podle požadavků daných technologickým procesem. Mezi základní operace řízení výstupních parametrů tekutinového mechanismu patří:

- Hrazení průtoku
- Řízení průtoku
- Řízení tlaku

Tyto základní operace se uskutečňují řídicími prvky, jež jsou vhodnou funkční kombinací základních konstrukčních prvků.

Základním konstrukčním prvkem může být tryska, clona, kulička, kuželka, šoupátko a jejich různé modifikace (obr. 1.1).



Obr. 1.1 Základní konstrukční prvky hydraulických řídicích prvků

a) clona, b) tryska, c) kulička, d) jehla, e) kuželka, f) šoupátko [4]

Z hlediska přenosu energie jsou všechny základní konstrukční prvky odpory proti pohybu, na nichž dochází k přeměně části tlakové energie v energii tepelnou. Tento proces je nevratný a způsobuje zvyšování teploty nositele energie. Jsou proto konstruovány tak, aby tlakový spád nutný pro průtok byl minimální. Neplatí to ovšem u prvků pro řízení průtoku.

Většina řídicích prvků se vyrábí v typizovaných řadách, s možností montáže do potrubí, na panel nebo blok.

Jejich spolehlivost a životnost je závislá na kvalitativních vlastnostech nositele energie, filtraci v hydraulickém obvodu, na velikosti provozního tlaku, průtoku, teplotě a charakteru zatěžujících sil.



Při statické a dynamické syntéze tekutinových obvodů, sestavených z řídicích prvků, je zapotřebí znát jejich statické a dynamické charakteristiky. Ty můžeme získat výpočtem, nebo jako výsledek experimentálních měření. Veličiny, které charakterizují v teorii lineárních obvodů řídicí prvky, jsou odpory působící proti přenosu energie

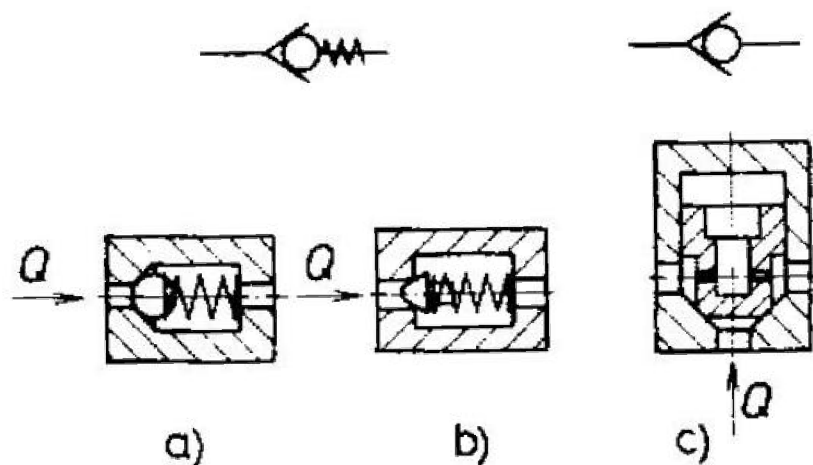
2 Ventily pro hrazení průtoku tekutin [1,4,5]

Prvky pro hrazení průtoku tekutin jsou neoddělitelnou součástí rozvětvených tekutinových obvodů, kde plní při přenosu energie rozličné funkce. Převážně jsou konstruovány pro tlaky pro jmenovitý tlak $p_n = 32\text{MPa}$ a průtoky $Q_n < 5000\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Tomu odpovídají jmenovité světlosti $D_n 4$ až $D_n 100$. Základní funkčním i konstrukčním prvkem jsou kulička, kuželka nebo šoupátko. Základní typy ventilů:

- Jednosměrné (zpětné) ventily
- Řízené jednosměrné ventily
- Vestavné ventily

2.1 Jednosměrné zpětné ventily

Jsou to prvky umožňující průtok jedním směrem, v opačném směru průtoku jsou těsně uzavřeny. Odtud vyplývají hlavní požadavky kladené na jednosměrné zpětné ventily, malý odpor v propustném směru a dokonalá těsnost v uzavřeném stavu. Základním konstrukčním prvkem (kulička nebo kuželka) je ovládán za klidu statickým tlakem, za pohybu převážně tlakem dynamickým, popř. silou pružiny. Některé typy jednosměrných ventilů jsou na obr. 2.1.



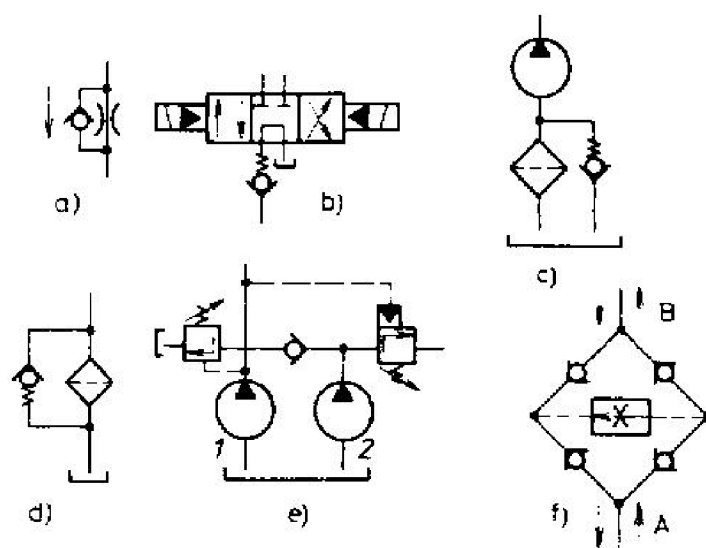
Obr 2.1. Jednosměrné zpětné ventily a jejich značka
 a) kuličkový, b) jehlový, c) kuželový [4]

Jednosměrné kuličkové a jehlové ventily se konstruují pro menší světlosti a uplatňují se v řídicích obvodech. Pro hrazení velkých průtoků se z důvodu zajištění těsnosti v uzavřeném směru konstruují převážně jednosměrné ventily s kuželkou.

Technické parametry:

- Jmenovitá světlost D_n 6 až 150 mm
- Jmenovitý tlak p_n až 31,5 MPa
- Otevírací tlak p_o 0,05 až 0,3 MPa
- Jmenovitý průtok Q_n 15 až 15 000 $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

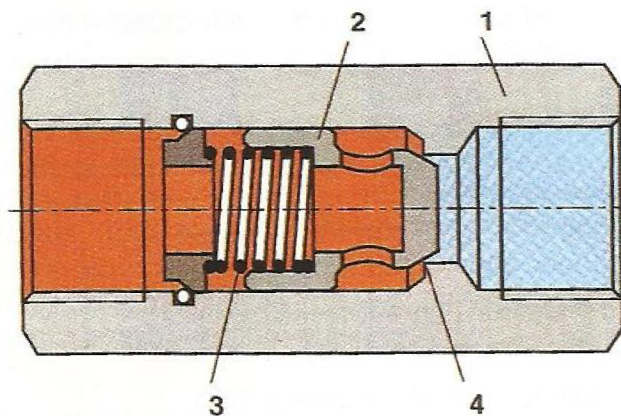
Funkce jednosměrného ventilu je patrná nejlépe z jeho umístění v hydraulickém obvodu (obr. 2.2.).



Obr. 2.2. Umístění jednosměrného ventilu v hydraulickém systému [4]

- a) Vyřazuje z činnosti škrtkový ventil při průtoku ve směru šipky. (obr. 2.2a)
- b) Předepíná odpad rozvaděče, aby byl zajištěn potřebný tlak pro ovládání. Předepínací tlak p_o je potřebný k ovládání rozvaděče s vnitřním řízením ($p_o = 0,4$ až $0,6$ MPa). (obr. 2.2b)
- c) Zabraňuje nadměrnému snížení tlaku v sání hydrogenerátoru při zanesení filtru a snižuje nebezpečí vzniku kavitace (předepnutí pružiny odpovídá asi $0,03$ MPa). (obr. 2.2c)
- d) Chrání nízkotlaký filtr při nadměrném znečištění filtrační vložky. Pružina se předepíná na tlak $p_o \leq 0,7$ MPa. Otevření jednosměrného ventilu je obvykle spojeno se signalizací znečištění. (obr. 2.2d)
- e) Chrání nízkotlaký hydrogenerátor 2 proti vysokému tlaku hydrogenerátoru 1. (obr. 2.2e)
- f) Usměrnjuje průtok přes škrtkový ventil v diagonále můstku i při změně směru průtoku v přívodech A, B. (obr. 2.2f)

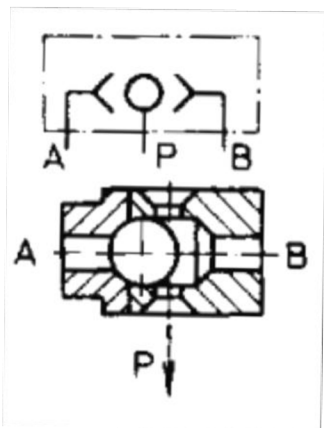
Příklad konstrukce jednosměrného ventilu je na obr. 2.3.



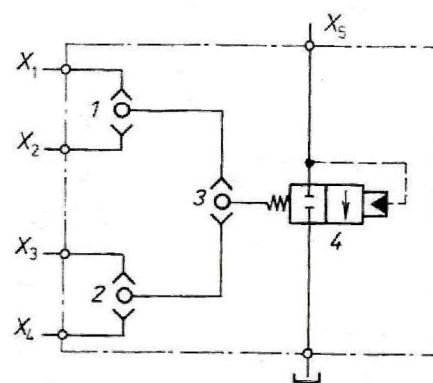
Obr. 2.3. Zpětný ventil [1]

2.1.1 Střídavé ventily

Ve zvláštních případech plní jednosměrný ventil funkci střídavého ventilu, a to obvykle v řídicích obvodech tekutinových mechanismů. Princip činnosti střídavého kuličkového ventilu lze vysvětlit z obr. 2.4. Je-li pracovní větev A spojena s odpadem, přesune řídicí tlak z větve B kuličku do sedla a bude se šířit do prostoru pracovní větve P a naopak. Tohoto způsobu hrazení průtoku lze například výhodně používat při odlehčování tlaku v hydraulických obvodech s různými řídicími signály obr. 2.5.



Obr. 2.4. Schéma střídavého ventilu a jeho značka [4]



Obr. 3.5. Užití střídavých ventilů pro řízení tlaku [4]

Každý z přívodních kanálů X_i může být napojen na jiný tlakový signál, který se šíří přes střídavé ventily 1,2,3 do ovládacího prostoru odlehčovacího ventilu 4. Ten se přestaví do otevřené polohy v okamžiku, je-li tlak v kanálu X_5 větší, než příslušný tlakový signál X_i , zvětšený o předpětí pružiny odlehčovacího ventilu.

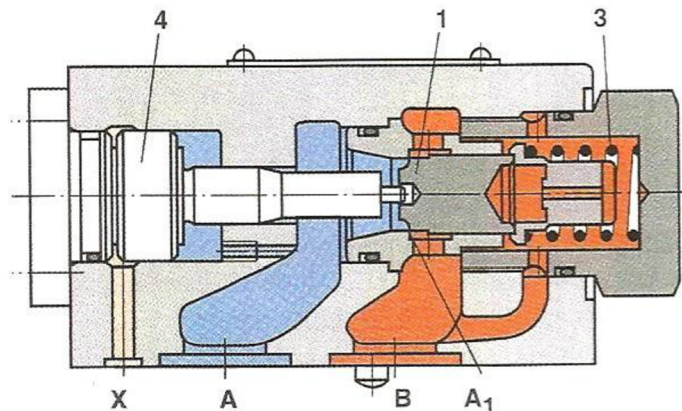
Technické parametry:

- Jmenovitý tlak p_n 1,2 MPa
- Minimální tlak p_{min} 0,05 MPa
- Jmenovitá světlost D_n 6 až 32 mm
- Pracovní teplota -10 až +65 °C

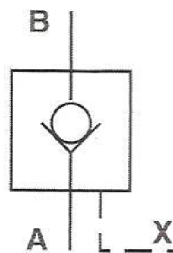
2.2 Řízené jednosměrné ventily

Tyto prvky mají proti jednosměrným ventilům rozšířeny základní funkce o možnost průtoku ve směru, ve kterém byl průtok hrazen. Toho lze dosáhnout zavedením vnějšího tlakového signálu.

Princip činnosti přímo řízeného jednosměrného ventilu vyplývá z obr. 2.6. U ventilu zobrazeného na obrázku protéká kapalina volně z kanálu A do B. Tlak vyvolaný proudící kapalinou působí na plochu A_1 hlavní kuželky a nadzvedává tuto plochu působením síly vyvozené pružinou (3). V případě proudění kapaliny z kanálu B do A je tento průtok uzavřen viz. funkce obyčejného zpětného ventilu. Kuželka ventilu se otevírá teprve prostřednictvím řídicího šoupátka (4). Šoupátko (4) je přesouváno doprava působením tlaku ve větvi X. Tak dochází k otevření kužely (1) a následnému průtoku z B do A. Hodnota řídicího tlaku je závislá na poměru velikosti plochy A_1 a plochy řídicího šoupátka. Poměr mezi těmito veličinami je 1:1,5 až 1:10. Bude-li do větve X přiveden tlak vyšší, bude vyzvednutí kuželky ze sedla ventilu rychlé a tím může vzniknout hydraulický ráz. Obdobná situace může vzniknout při uzavírání. Prosakový olej z řídicího kanálu X je odveden do odpadní větve A. Tyto stavy tlakových rázů jsou nejenom zdrojem hluku, ale také tlakově zatěžují celý hydraulický systém a tím mají negativní vliv na chod celého zařízení. Pokud je tento stav pro danou aplikaci nežádoucí, používá se ventil s odlehčením kuželky, dvojstupňové řešení otevírání kuželky.



Obr. 2.6. Řízený jednosměrný ventil s přímo ovládanou kuželkou a bez samostatného odvodu kapaliny z prosaku [1]



Obr. 2.7. Schematická značka řízeného jednosměrného ventilu [1]

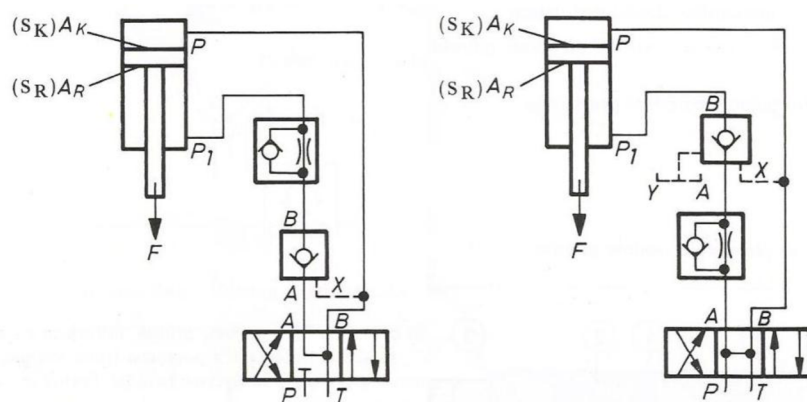
Technické parametry:

- Jmenovitá světlost D_n 10 až 150 mm
- Jmenovitý tlak p_n 31 MPa
- Jmenovitý průtok Q_n až $6400 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Použití řízených jednosměrných ventilů je nejčastěji ve spojení s přímočarými hydraulickými motory. Protože se hydraulické šoupátkové rozvaděče vyznačují úniky kapaliny, blokují řízené jednosměrné ventily pohyb pístu přímočarých motorů zatížených vnějšími silami. Také se umísťují přímo na těleso přímočarého hydromotoru a zabraňují poklesu břemene při porušení těsnosti vedení.

Případy použití jsou znázorněny na obr. 2.8. Podle obr. 2.8.a má ventil následující funkci. Je-li rozvaděč ve střední poloze, je pístnice fixována v určité poloze i při působení síly F . Jestliže přestavíme rozvaděč 1 do polohy vpravo, tlak v pracovní větvi B otevře řízený jednosměrný ventil 2, který umožní průtok kapaliny z přímočarého motoru 3 škrťacím ventilem 4.

V případě podle obr. 2.8.b je výhodnější z důvodu neustálého předpětí od zátěže v prostoru pracovní větve A použít řízeného jednosměrného ventilu s propojením Y do nádrže a škrťací ventil umístit blíže hydraulického rozvaděče. Tlakový signál pro otevření ventilu 2 je mnohem menší než při užití ventilu bez propojení Y s nádrží.



Obr. 2.8. Užití řízených jednosměrných ventilů
a) s protitlakem, b) bez protitlaku [5]

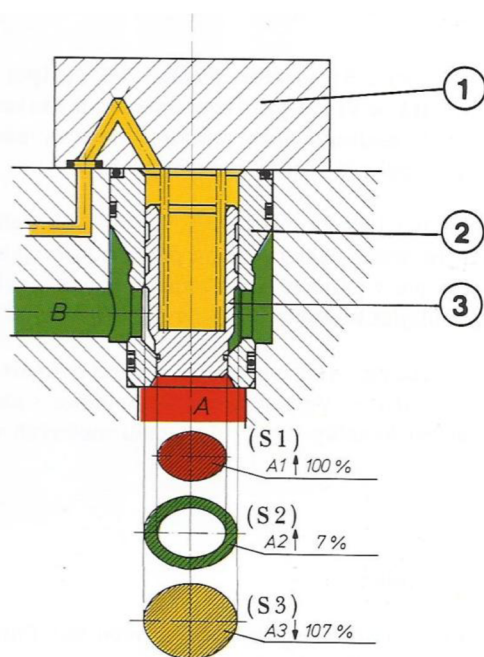
2.3 Vestavné ventily

Vestavné ventily jsou moderní hydraulické prvky pro hrazení průtoku nositele energie. Dříve byly používány v hydraulických obvodech lisů pracujících s vodou nebo vodní emulzí. Někdy bývají též označovány jako hydraulické logické prvky nebo cartridge. Při použití vestavných ventilů dochází v konstrukci hydraulického obvodu k výrazným rozměrovým hmotnostním i ekonomickým úsporám.

Vestavné ventily mohou plnit nejen funkci prvků pro hrazení průtoku, ale umožňují také řízení průtoku a tlaku v hydraulickém obvodě.

Princip činnosti vestavného ventilu je patrný z obr. 2.9. Má vždy dva výkonové vstupy A a B a jeden řídicí X. Základním konstrukčním prvkem je kuželka nebo kulička, která hradí průtok mezi kanály A a B na základě velikosti řídicího tlakového signálu v prostoru X. Je-li kuželka pod tlakem, je prvek uzavřen, není-li pod tlakem, je prvek otevřen. Z hlediska logických operací tedy plní funkci negace, odtud častý název logický prvek.

Velikost řídicího tlaku p_x závisí na tlacích v prostoru A a B, na průřezech kuželky S_1 , S_2 a S_3 . Plochu S_1 (sedlo) považujeme za 100%. Plocha mezikruží S_2 je obvykle 7% nebo 50% plochy S_1 . Poměr ploch $S_1:S_2$ je 14,3:1 nebo 2:1. Plocha S_3 se rovná součtu ploch S_1+S_2 . Není-li na plochu S_3 přivedený řídicí tlak, otevírá se ventil v obou směrech průtoku. Podmínkou je, že hodnota pracovního tlaku proudící kapaliny působící na plochu S_1 nebo S_2 , překoná sílu pružiny. Působí-li řídicí tlak na plochu S_3 , je kuželka přitlačována do sedla tímto tlakem a silou pružiny. Otevření nastane pouze při dosažení tlaku v kanálu A nebo B odpovídající hodnotě pro překonání (od síly pružiny a řídicího tlaku).



Obr. 2.9. Funkční princip vestavného ventilu [5]

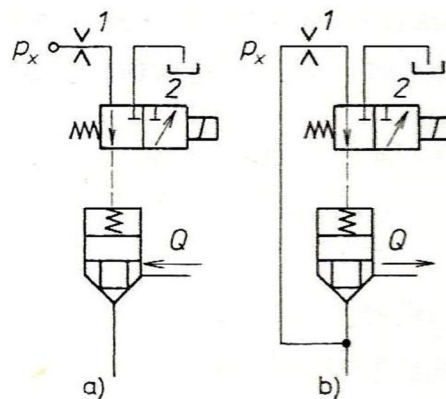
Vestavné ventily mohou v kombinaci s některými řídicími tlakovými prvky plnit funkci vysoce výkonných tlakových prvků. Různými variacemi vík ventilů je možné ovlivnit silové poměry na kuželce. Tudiž je možné je využít v celé řadě využití.

K řízení kuželky vestavného ventilu se používá sedlových nebo šoupátkových rozvaděčů obr. 2.10. Kritériem pro jejich volbu je charakter pracovního cyklu. Je-li pracovní cyklus dynamický, kdy mezi technologickou operací a přestávkou je malý časový interval (řádově sekundy), je vhodnější používat šoupátkové rozvaděče. Jsou-li pracovní přestávky dlouhé (řádově minuty), doporučují se používat k řízení vestavných ventilů sedlové ventily.

Výhodou sedlových ventilů je jejich těsnost, kratší přestavné časy a menší rozměry. Jsou však citlivé na průtoková přetížení, takže na vstupu je nutno vždy vřadit clonu omezující průtok, která zaručí, že sedlový ventil nezůstane v nežádoucí poloze.

Řízení vestavných ventilů je interní nebo externí obr. 2.10. Externí řízení obr. 2.10a předpokládá tak velký tlakový signál, aby na kuželce nastala rovnováha a přitlačovala ji do sedla. Výhodou je rychlé uzavírání kuželky, nevýhodou nutnost externího přívodu ze samostatného zdroje, který u prvku pro hrazení průtoku dosahuje velikosti pracovního tlaku.

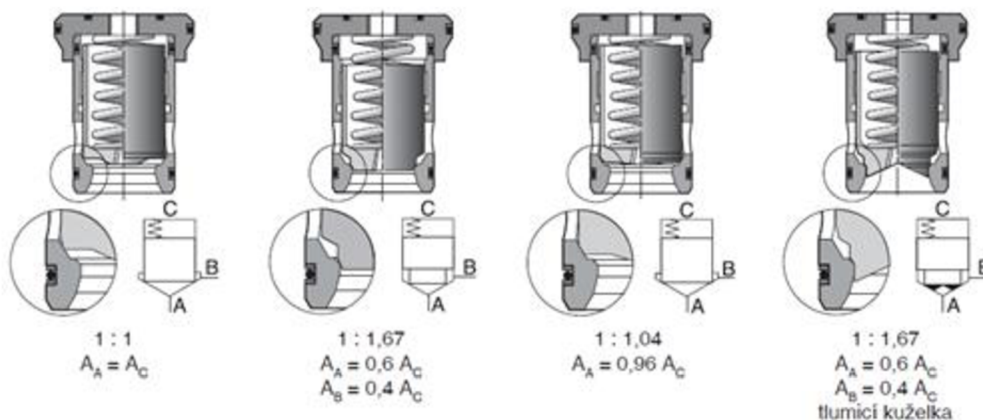
Interní řízení obr. 2.10b je vhodnější, protože odpadá samostatný zdroj tlaku. Při přestavení sedlového ventilu 2 do pravé polohy se propojí odpad s prostorem nad kuželkou, a ta se nadzvedne. Je-li sedlový ventil v základní poloze, kapalina z větve A uzavírá kuželku a drží ji pod tlakem. Průtok ze strany A do B je hrazen.



Obr. 2.10. Způsoby řízení vestavných ventilů
a) externí, b) interní [4]

Základním konstrukčním prvkem vestavného ventilu je kuželka zalapovaná v sedle pouzdra ventilu, které může být doplněno těsněním obr. 2.11.

Některá konstrukční řešení sedla ventilu jsou na obr. 2.11. Někdy se také používá jako funkčního elementu kulička, která je ale nevýhodná, neboť neumožňuje vznik mezikruhové plochy k vytváření uzavíracích sil tlakem kapaliny. Konstrukčně je však tento princip jednoduchý a výrobně levný.



Obr. 2.11 Konstrukční řešení ventilů [5]



Technické parametry:

- Jmenovitý tlak p_n 42 MPa
- Předpětí pružiny p_o 0,05 až 0,4 MPa
- Jmenovitý průtok Q_n 200 až 12 000 $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Tlakový úbytek při Q_n 0,8 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

3 Prvky pro řízení průtoku tekutin [1,4,5]

Tyto prvky slouží ke změně či regulaci tlakové energie tekutiny u hydraulických mechanismů. Tyto operace lze provádět těmito prvky:

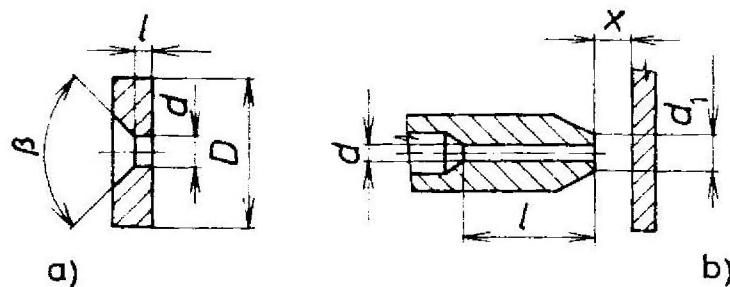
- Clony, trysky
- Škrťací ventily
- Škrťací ventily se stabilizací

Změna tlakové energie tekutiny je dosažena na základě různé hodnoty průtočného průřezu (zmenšení nebo zvětšení). Část tlakové energie se následně přemění na energii tepelnou, což má za následek ohřátí tekutiny v systému. Řídící prvek je tedy odpor, který přeměňuje energie vlivem tlakového spádu Δp a průtoku Q .

3.1 Clony a trysky

Clony a trysky slouží jako konstantní hydraulické odpory. Dokážeme s nimi řídit velikost tlakového spádu a tím udržujeme konstantní průtok, také využíváme jejich tlumících vlastností. Základním faktorem pro rozlišení, zda se jedná o clonu nebo trysku nám dává délka škrťacího otvoru obr. 3.1 a poměr l/d :

- Clony $0,2 < l/d < 2$
- Trysky $l/d > 20$



Obr. 4.1. Rozdílná geometrie clony a trysky
a) clona, b) tryska [4]

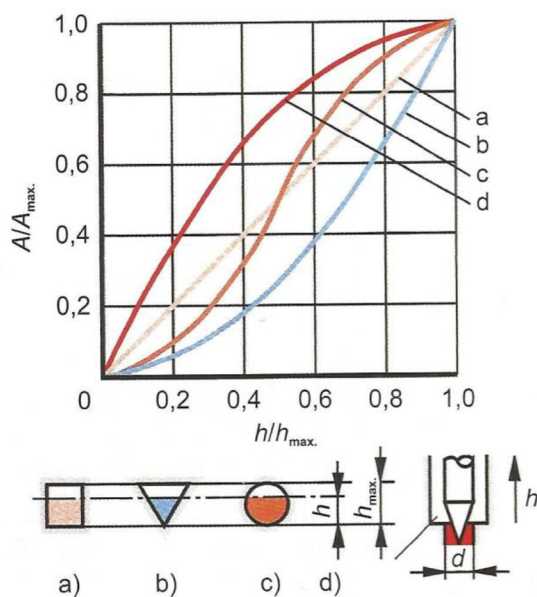
Proces škrcení je zejména závislý na geometrii používané trysky či clony. Dále se na výstupních parametrech Q a Δp podílí viskozita tekutiny a jakost povrchu hran průtokového průřezu. Viskozita tekutiny má vliv ale jen tehdy, pokud je dráha škrcení dlouhá. Pokud je dráha škrcení krátká, což se vyskytuje zejména u clon, kdy má dráha škrcení téměř nulovou hodnotu, vliv viskozity kapaliny na škrcení je zanedbatelný. Nejdůležitější vliv má však charakter proudění. Při škrcení se vyskytují značně vysoké lokální rychlosti, tlakové pulzace a turbulentní pohyb, který je vždy doprovázen zvýšenou hladinou hluku. Jako další průvodní jev se ojediněle může objevit i kavitace

Je třeba brát ohled na malé průtočné průměry u některých typů trysek a možnosti zanesení při malých průtocích kapaliny.

Clony a trysky se používají tam, kde nechceme, aby došlo k nechtěné změně průtoku zásahem obsluhy či jiným způsobem. Pracují spolehlivě díky jednoduché konstrukci, která zajišťuje jejich funkci.

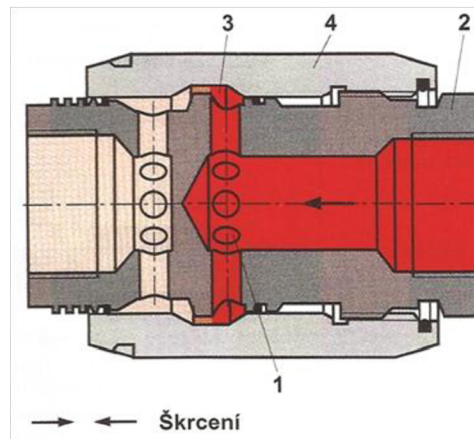
3.2 Škrťací ventily

Hlavní výhodou škrťacích ventilů je možnost spojitého řízení s plynule měnitelným průřezem jejich konstrukčního prvku. Hlavním konstrukčním prvkem jsou jehly kuželky či další vhodné tvary, které vytvářejí v závislosti na nastavení buď lineární či nelineární průtokové průřezy Obr.3.2. Používáme je všude tam, kde postačí průtočné odpory konstantní hodnoty. V těch případech, kdy změna hodnot rychlostí s narůstající zátěží nehraje žádnou roli, nebo jsou tyto hodnoty požadovány.



Obr. 3.2. Přesnost a citlivost nastavení škrťacího prvku [1]

Viskozita tekutiny má vliv pouze u ventilů, kde je dráha škrcení dlouhá. Příklad takového ventilu je na Obr 3.3. Funkce ventilu je založena na průchodu kapaliny bočními otvory (1) v tělese ventilu (2) do místa škrcení (3). Místo škrcení se nachází v prostoru mezi tělesem škrtícího ventilu a regulačního pouzdra (4). V důsledku pootočení pouzdra lze kruhový průřez pro škrcení kapaliny kontinuálně měnit. Škrcení průtoku kapaliny lze u tohoto typu ventilu realizovat v obou směrech.

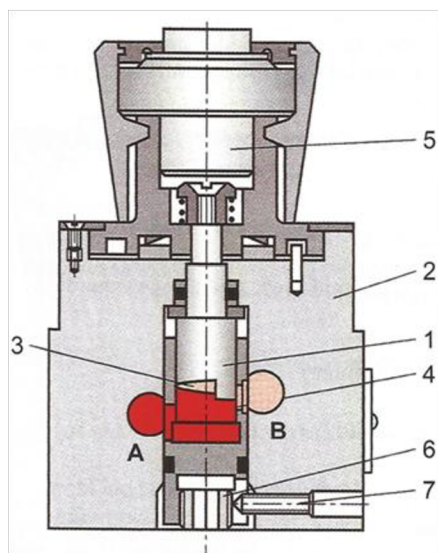


Obr. 3.3. Škrtící ventil závislý na viskozitě protékající kapaliny [1]

Technické parametry:

- Jmenovitá světlost D_n 6 až 102 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do 3000 $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Jmenovitý tlak p_n do 31,5 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

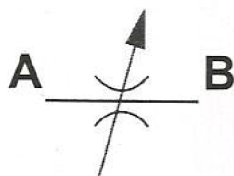
Se zkracující se drahou škrcení klesá vliv viskozity tekutiny. Takové ventily jsou konstruovány takovým způsobem, že škrtící místo je ve tvaru clony. Tyto ventily většinou disponují velmi jemnou regulací, která zajistí přesné nastavení. Příklad takového ventilu je na obr. 3.4. Hlavními součástmi jsou těleso (2), regulační element (1) a výřez (3). Proces škrcení průtoku kapaliny ve směru z pracovního kanálu A do kanálu B probíhá v místě výřezu ve škrtícím šoupátku do prostoru (4). Velikost průtočného průřezu je určena otáčením šoupátka (5).



Obr. 3.4. Škrtící ventil bez závislosti na viskozitě kapaliny s jemným nastavením [1]

Technické parametry:

- Jmenovitá světlost D_n 5 až 10 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do $50 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Jmenovitý tlak p_n do 21,5 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$



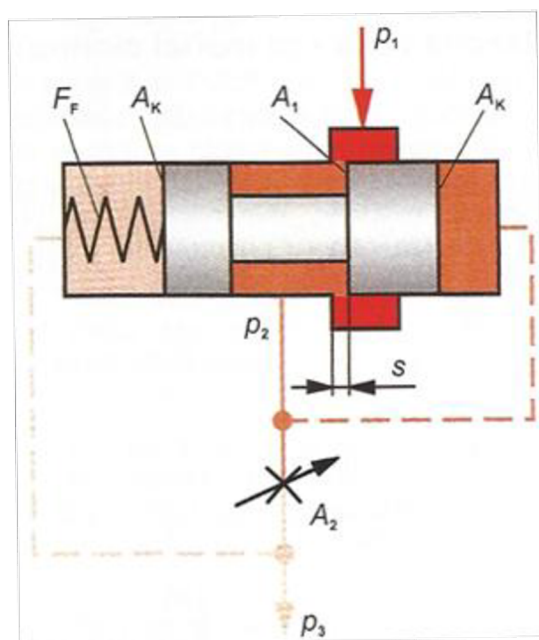
Obr. 3.5. Schematická značka škrtícího ventilu[1]

3.3 Škrťící ventily se stabilizací

Z principu činnosti škrťících ventilů a jejich funkčních charakteristik je zřejmé, že při proměnlivém tlakovém spádu na konstrukčním prvku dochází ke změně průtoku. V hydraulických obvodech, kde požadujeme konstantní výstupní rychlost nebo otáčky při proměnlivé zátěži hydraulických motorů, nelze tyto prvky používat.

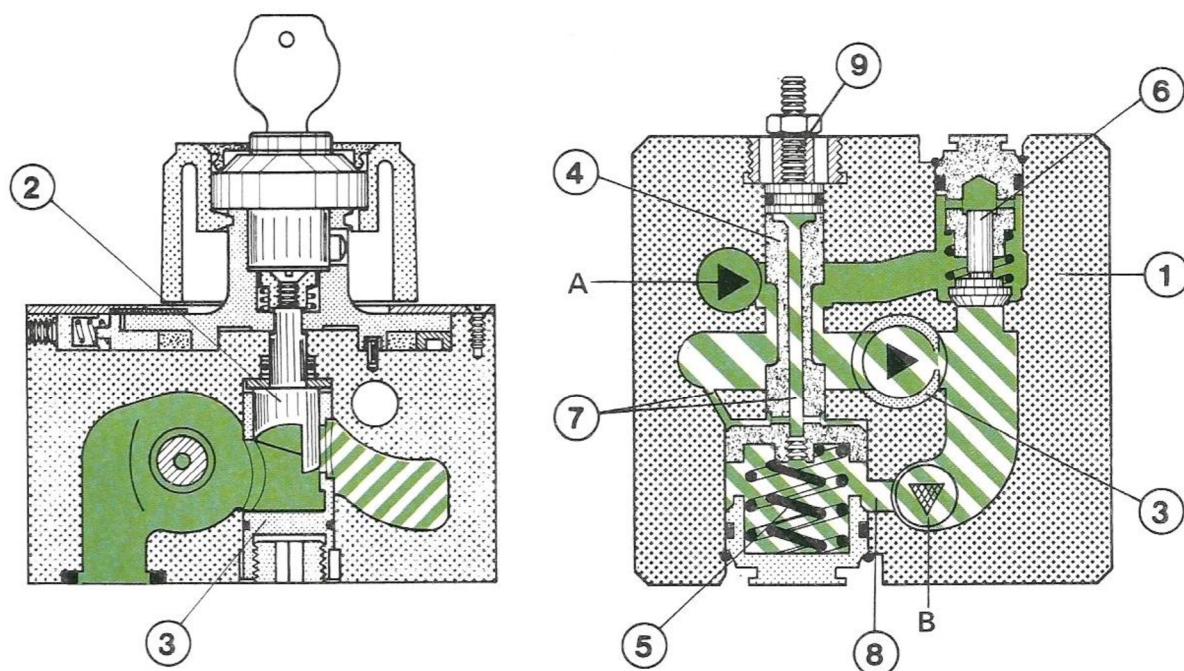
Pro dosažení konstantního průtoku kapaliny se používají škrťící ventily se stabilizací. Tyto ventily stabilizují tlakový spád na konstantní hodnotě i při malých změnách vstupního nebo výstupního tlaku. Typický ventil umožňující tuto regulaci je na obr. 3.6.

Regulační clona A_1 a měřicí clona A_2 jsou zařazeny do série. Regulační šoupátko je na pravé straně zatěžováno hodnotou tlaku p_2 , na levé straně hodnotou tlaku p_3 , a působící silou F_F . Jelikož je zdvih regulačního šoupátka $\leq 1\text{mm}$ a pružina vykazuje malou tuhost, lze při výpočtu zanedbat změnu hodnoty síly na pružině v závislosti na zdvihu šoupátka a na základě uvedeného nastává $Q = \text{konst.}$

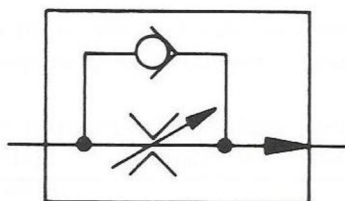


Obr. 3.6. Princip funkce regulátoru průtoku s konst. tlak. spádem a s tlakovou váhou před měřicí clonou [1]

Jestliže není před škrtícím prvkem zapojený stabilizátor, kolísá se změnou Δp průtok ventilem. Pro vyloučení vlivu kolísání zátěže musíme zajistit na škrtícím prvku konstantní rozdíl tlaku p_2 - p_3 , tomu slouží zmíněný stabilizátor průtoku. Na obr. 3.7 je znázorněn řez škrtícím ventilem se stabilizací. V tělese (1) je škrtící šoupátko (2), pouzdro (3), stabilizační šoupátko (4) a pružina (5). Navíc je zde jednosměrný ventil (6), který umožňuje volný průtok z B do A. Škrtící ventil se stabilizací je ve funkci pouze při průtoku z A do B. Tlak pře škrtícím prvkem p_2 působí přes vrtání (7) na stranu šoupátka proti pružině. Tlak za škrtícím prvkem p_3 působí otvorem (8) ze strany pružiny. Zdvih stabilizačního šoupátka můžeme omezit přestavným dorazem (9). V některých případech je to nutné pro omezení zakmitávání šoupátka při rychlé změně průtoku.



Obr. 3.7. Řez škrtícím ventilem se stabilizací [5]



Obr. 3.8. Symbol škrtícího ventilu se stabilizací [5]

Technické parametry:

- Jmenovitá světlost D_n 5 až 16 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do $160 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Jmenovitý tlak p_n do 31,5 MPa

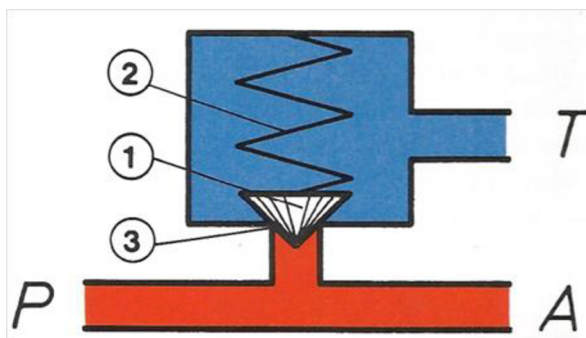
4 Ventily pro řízení tlaku [1,4,5]

Pomocí tlakových ventilů se ovlivňuje v určitém zařízení hodnota tlaku, s nímž zařízení, nebo jeho části pracují. V obvodech s nimi můžeme udržovat konstantní tlak, nebo ho dále regulovat, připojovat nebo odpojovat sériově zapojené prvky při dosažení předem určeného tlaku, dále je možné tlak spojitě regulovat pomocí elektrických signálů. Všechny tyto procesy jsou opět založeny na změně škrťacího průřezu. Pro škrčení se používají konstrukční prvky, jako jsou kulička, kuželka nebo šoupátko. Rozlišujeme prvky pro řízení tlaku na ventily:

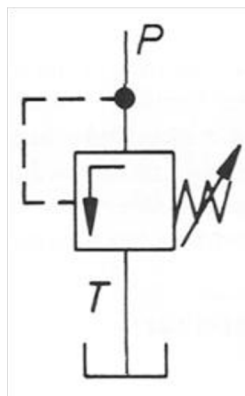
- Tlakové (pojistné a přepouštěcí)
- Redukční
- Připojovací, Odpojovací
- Proporcionální

4.1 Tlakové (pojistné a přepouštěcí)

Tlakové ventily rozdělujeme z hlediska jejich funkce na ventily pojistné a ventily přepouštěcí. Avšak základní princip funkce je vždy stejný obr 4.1. Jeho schematická značka obr. 4.2.



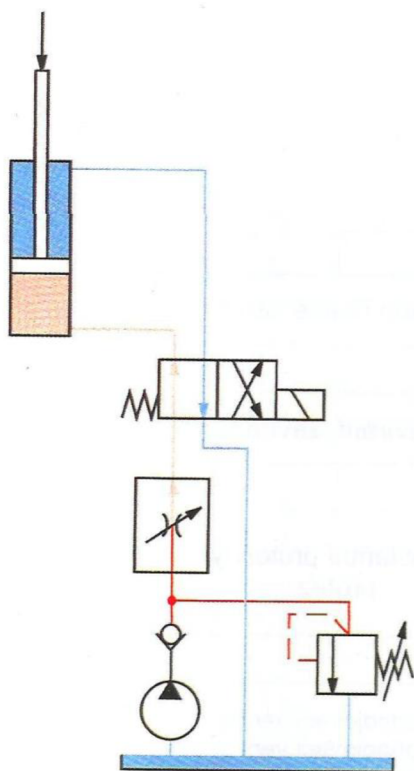
Obr. 4.1. Přímě řízený ventil pro omezení tlaku [5]



Obr. 4.2. Schematická značka jednostupňového ventilu - přímě řízený [5]

Tlak vstupní větve (P) se přivádí na známou plochu a působí ve směru otevření uzavíracího elementu (1), na uzavírací element působí dále síla o velikosti předpětí pružiny (2) působící ve směru uzavření ventilu do jeho sedla (3). Pokud má uzavírací síla vyvozená pružinou větší hodnotu, než tlak vstupní větve (P), uzavírací element (1) zůstává v sedle (3), tudíž uzavřeném stavu. Pokud hodnota síly od tlaku kapaliny překročí velikost uzavírací síly pružiny, uzavírací element se přesune do polohy, kdy je možný průtok kapaliny. Přebytečná kapalina odtéká dále zpět do nádrže. Ventil zůstává otevřen, dokud nenastane rovnovážný stav mezi silami. Hodnota zdvihu pro otevření se plynule mění v závislosti na průtoku kapaliny.

Pojistné ventily slouží v hydraulických obvodech k omezení tlaku na určitou zvolenou hodnotu. Při dosažení zvolené hodnoty tlaku ventil zareaguje a dojde k odpuštění přebytečné kapaliny. Jedná se o rozdíl spotřebované kapaliny a kapaliny dodané čerpadlem. Tato přebytečná kapalina odchází zpět do nádrže. Na obr. 4.3 je znázorněn hydraulický obvod se zařazeným pojistným ventilem. Někdy se pojistné ventily nazývají také jako ventily bezpečnostní.



Obr. 4.3. Zapojení pojistného ventilu [1]

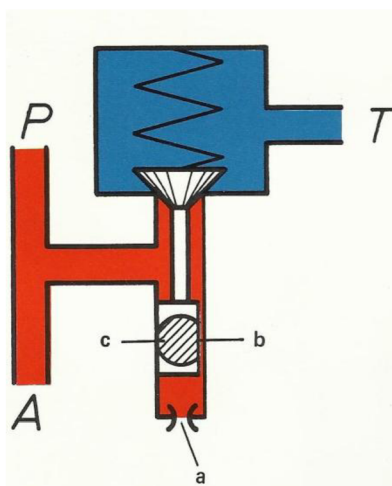
Přepouštěcí ventily udržují v obvodu tlak na konstantní hodnotě a je neustále v činnosti v důsledku průtoku tekutiny přes konstrukční řídicí prvek.

V dnešní době se konstrukce pojistných a přepouštěcích ventilů téměř neliší, tudíž není nutné je dále rozlišovat. Souhrnně je označujeme jako ventily tlakové, přičemž je můžeme používat jako pojistné i přepouštěcí.

Dále je rozdělujeme na ventily:

- Jednostupňové (přímo řízené)
- Dvoustupňové (nepřímo řízené)

Jednostupňové ventily se používají pro menší průtoky díky jejich malým rozměrům, pro větší průtoky by musely být konstruovány jako dvoustupňové. Na obr. 4.1 byl znázorněn ventil, u kterého jsme sledovali jeho chování v závislosti jen na jeho statickém zatěžování. Z dynamického hlediska ale jde kmitající soustavu. Kmitání negativně působí na charakter tlaku, a proto je nutné jeho odstranění. Odstranění kmitání se děje pomocí tlumícího pístku (c) s předřazenou tryskou (a) a ploškou na obvodu (b), ten prochází s odpovídající vůlí dle obr. 4.4. Pístek je trvale spojen s uzavíracím elementem (v tomto případě sedlový prvkem). Při zdvihu pístu musí kapalina protékat přes trysku, nebo přes spáru. Tím vznikne proti směru pohybu tlumící síla, jenž tlumí jinak vzniklé kmitání.



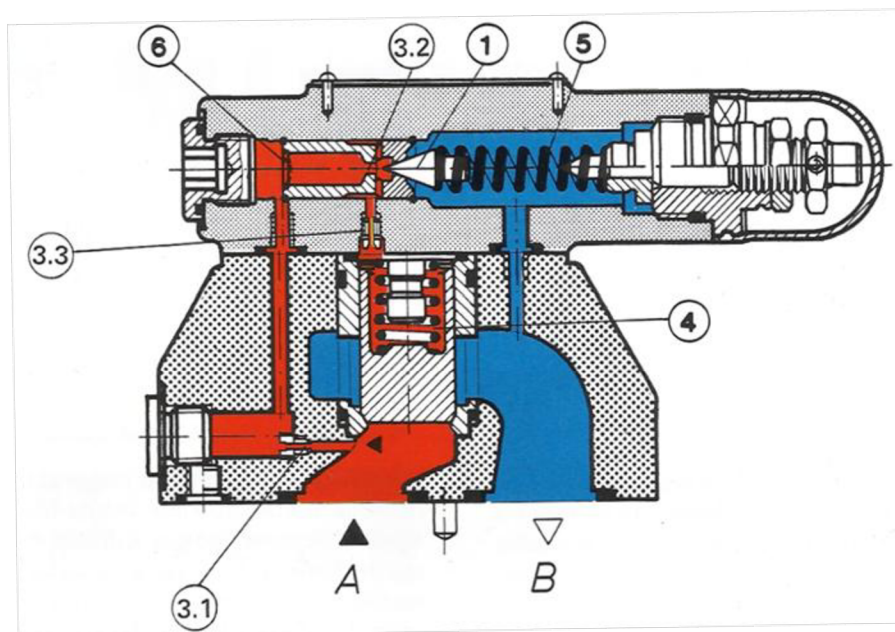
Obr. 4.4. Způsob tlumení u jednostupňového ventilu [5]

Technické parametry:

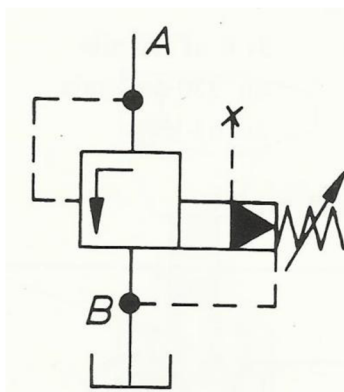
- | | |
|----------------------------|--|
| • Jmenovitá světlost D_n | 6 až 30 mm |
| • Jmenovitý průtok Q_n | do $300 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ |
| • Jmenovitý tlak p_n | do 63 MPa |
| • Viskozita kapaliny | $\nu = 2,8 \text{ až } 380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ |

Dvojstupňové pojistné ventily se používají tam, kde jednostupňové již nestačí z hlediska své konstrukce. S narůstající hodnotou průtoku kapaliny vzrůstají i nároky na větší prostor pro instalaci regulační pružiny. Větší průtok kapaliny dále vyžaduje také větší sedlo ventilu a průměru kuželky. Velikost plochy sedla, a tím také hodnota síly pružiny se zvětšujícím se jmenovitým průměrem rapidně zvětšuje. Reálným řešením pro větší průtoky je tedy použití dvojstupňového ventilu.

Konstrukce nepřímě řízeného pojistného ventilu v provedení na blok je na obr. 4.5. Vstupní tlak působí přes kombinaci trysek (3.1 a 3.2) na kuželku ovládacího ventilu (1). Dále prochází přes trysku (3.3) a působí na kuželku hlavního ventilu přitlačovanou společně s pružinou (4). Překročí-li tlak hodnotu nastavenou ovládacím přímo řízeným ventilem, zvedne se kuželka ze sedla a kapalina protéká do nádrže. Kapalina v řídicí větvi na straně kuželky hlavního ventilu, na níž působí i síla pružiny nyní protéká do prostoru, kde je pružina (5). Na základě uvedeného jevu nyní dochází k průtoku kapaliny z kanálu A do kanálu B. Tryska (3.3) plní funkci tlumení hlavní kuželky. Pružina (4) má malou tuhost, takže nárůst její síly při zdvihu kuželky není podstatný. Kapalina odtékající z řídicího ventilu může být odvedena interně, to znamená do výstupu B (viz obrázek) nebo externě přímo z řídicího ventilu, při čemž propoj výstupu z tohoto ventilu do výstupu hlavního ventilu je přerušen, toto provedení je použito tehdy, když kuželka (1) nemá být ovlivněna tlakem z prostoru výstupu.



Obr. 4.5. Dvojstupňový – nepřímě řízený pojistovací ventil [5]



Obr. 4.6. Schematická značka nepřímo řízeného pojišťovacího ventilu [4]

Technické parametry:

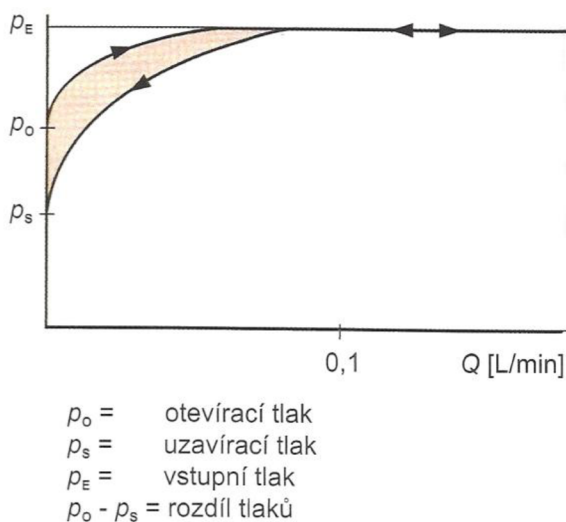
- Jmenovitá světlost D_n 6 až 82 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do 3 500 $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Jmenovitý tlak p_n do 31,5 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až 380 $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

U tlakových ventilů jsou kladeny požadavky zejména na jejich dynamické chování, malé tlakové ztráty, a vysokou těsnost při uzavření. Vhodné jsou typy s kuželkou na druhém stupni, jelikož kuželka v sedle ventilu jako těsnící element vykazuje větší těsnost. Na základě vztahu tlak – průtok kapaliny lze získat přehled o pojistném ventilu v celém jeho rozsahu funkce. Změna hodnoty nastaveného tlaku na pojistném ventilu v závislosti na průtoku se nazývá regulační odchylka.

U jednostupňových ventilů dochází při zvýšení hodnoty průtoku kapaliny k nárůstu zdvihu kuželky ventilu a tím následně i k většímu stlačení pružiny, což vede ke zvyšování tlakových ztrát. Ke zlepšení celkové charakteristiky u jednostupňových ventilů vedou různé mechanické úpravy. Například použití zvláštní kuželky sedla a pružiny. Tlumení pohybu kuželky zlepšuje dynamické vlastnosti soustavy. Dále je možná úprava pomocí použití pružiny s menší strmostí její charakteristiky.

U dvojestupňových ventilů není třeba brát v úvahu narůstající průtok kapaliny a jeho účinky na tlakové ztráty v souvislosti s použitou pružinou, pružina zde pouze přesouvá kuželku do správné polohy a je dimenzována na malé hodnoty. Proto zde tento jev zanedbáváme. Rozdělení rozsahu pracovních tlaků vede u dvojestupňových ventilů k jejich lepší citlivosti při procesu nastavování požadovaného tlaku. V případě provozu s malými hodnotami průtoku ($Q < 0,5$ až 1 $\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$) ovlivňují vztah tlak-průtok hodnoty hysterze. To znamená, že při procesu zavírání ventilu dochází k vytváření menšího uzavíracího tlaku p_s , než je tlak otevírací p_o . Tato charakteristika je patrná z obr. 4.7. Uvedené rozdíly jsou způsobeny třením jak mechanickým, tak hydraulickým. Jedná se o tření kuželky hlavního ventilu. Vliv mají i nečistoty v pracovní kapalině.

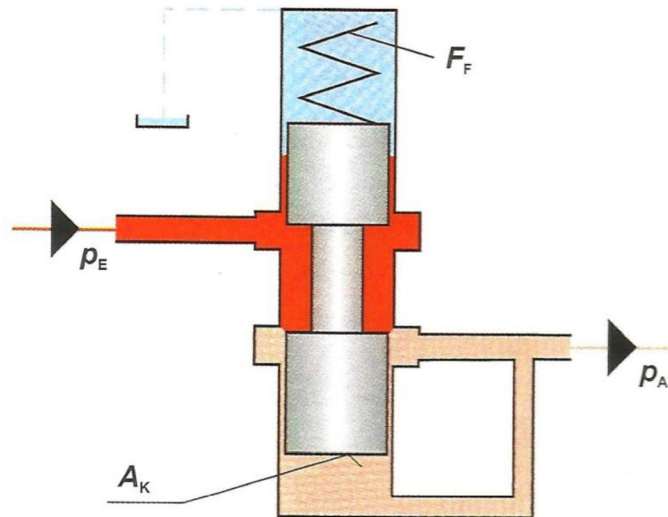
Průtoky kapaliny vyšších hodnot jsou podmíněny konstrukcí sedla většího průřezu a z toho vyplývajících větších hodnot sil na pružině. Proto se u jednostupňových ventilů dostaneme do oblasti použití, kde již nejsou vhodné. Dvojstupňové ventily umožní těchto hodnot bez problému dosáhnout díky řídicímu tlaku působícího na kuželku, který nastavíme pomocí přímo řízeného pojistného ventilu.



Obr. 4.7. Diagram charakteristik u procesu otevření a uzavření pojistného ventilu, při malých hodnotách průtoku kapaliny [1]

4.2 Ventily redukční

Redukčním ventilem je výstupní (sekundární) tlak redukován na konstantní hodnotu, aniž by byl závislý na vstupním (primárním) tlaku. Do hydraulických obvodů se vřazuje k ostatním prvkům do série. Princip funkce redukčního ventilu je patrný z obr. 4.8. Z obr. je vidět, že při působení tlaku p_a na čelní plochu A_k vzniká síla, která působí proti síle pružiny F_F , pokud síla od tlaku p_A bude větší než zmiňovaná síla pružiny, dojde k uzavření z přívodní větve do výstupní. Při poklesu tlaku p_A naopak dojde k otevření průtoku, z místa působení vyššího vstupního tlaku p_E . Tlak p_E nemusí být konstantní, ale musí být vždy větší než výstupní tlak p_A .

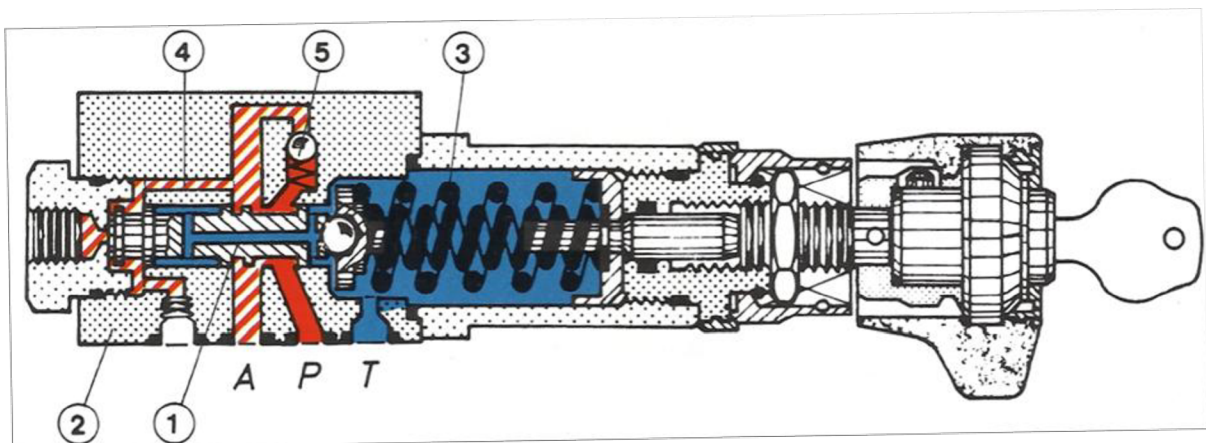


Obr. 4.8. Funkce redukčního ventilu [1]

Opět je dále dělíme na:

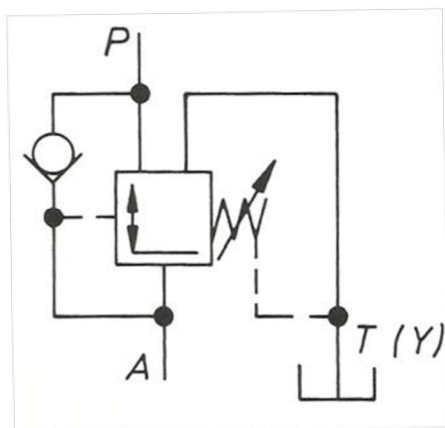
- Jednostupňové (přímo řízené)
- Dvojstupňové (nepřímo řízené)

Jednostupňový (přímo řízený) redukční ventil je na obr. 4.9. Řídícím prvkem je šoupátko (1) v tělese (2) držené pružinou (3) v základní poloze. Oproti tlakovým ventilům je prvek v základní poloze otevřen. Směr průtoku z P do A. Sekundární tlak výstup A působí kanálkem (4) na levou plochu šoupátka. Pokud síla na šoupátku od primárního tlaku přemůže sílu pružiny (3), píst se přesune a uzavře průtok. Ventil propustí jen tolik kapaliny, co je odebíráno spotřebičem. Neodebírání-li spotřebič žádnou kapalinu, redukční ventil se uzavře.



Obr. 4.9. Tlakový redukční ventil, jednostupňový [5]

Ventil na obr. 4.9 plní současně při překročení tlaku za ventilem funkci pojistného ventilu. Při působení větší zátěže proti ventilu se posune šoupátko ještě dále směrem doprava a otevře spojení mezi kanály A a T. Ventil odpustí část průtoku ale zachová konstantní tlak na výstupu. K nezávislému průtoku ze spotřebiče se paralelně vřazuje jednosměrný ventil obr. 4.10.

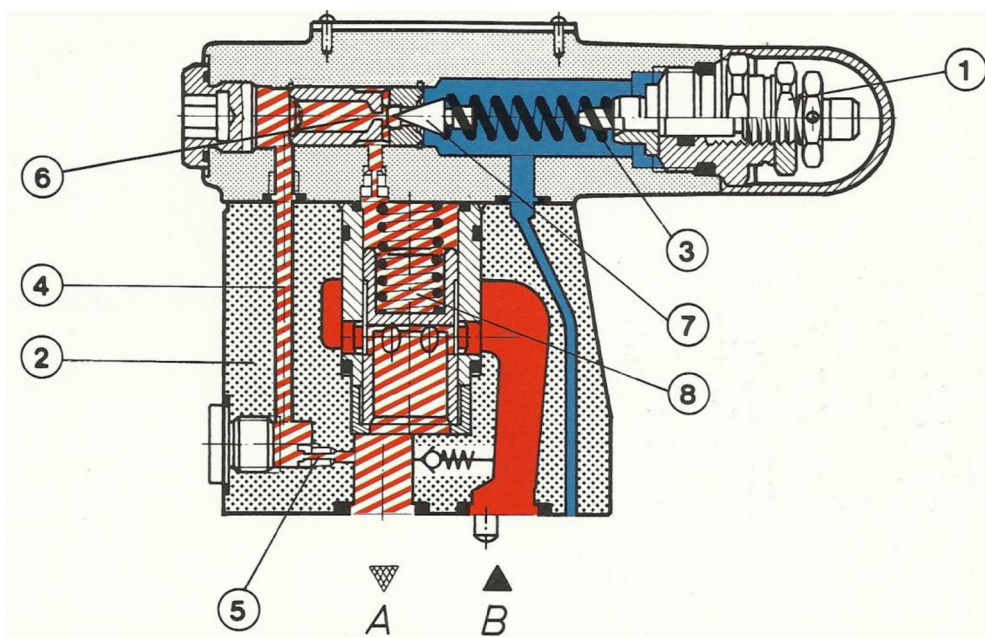


Obr. 4.10. Schéma redukčního ventilu a paralelně vřazeného jednosměrného ventilu [5]

Technické parametry:

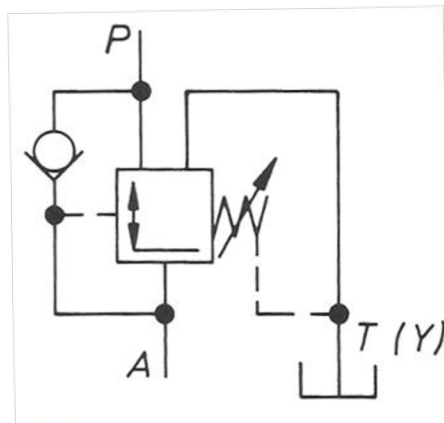
- Jmenovitá světlost D_n 5 až 10 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do $45 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Maximální vstupní tlak p_E do 31,5 MPa
- Maximální výstupní tlak p_A do 21 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Dvojstupňové (nepřímo řízené ventily) obr 4.11 se opět používají pro redukci tlaků u větších průtoků. Opět je zde použit přímo řízený ventil (1) na regulaci primárního tlaku ve výstupní větvi. V základní pracovní poloze je ventil otevřen, to znamená, že pracovní kapalina může volně protékat z B do A pomocí otvorů v pouzdře. Požadovaný výstupní tlak se nastaví pomocí pružiny (3). Tlak výstupu A působí tryskou (5) kanálkem (4) a přes trysku (6) na kuželku (7) a také na horní plochu šoupátka hlavního ventilu. Pokud je vstupní tlak B nižší než požadovaný výstupní tlak (A), šoupátko zůstává zatížené pouze pružinou a je tedy v základní poloze a ventil je otevřen. Dosáhne-li tlak na výstupu A požadovaného tlaku kuželka (7) se nadzvedne a umožní únik pracovní kapaliny. Na vzniklou tlakovou diferenci zareaguje šoupátko tím, že se nadzdvihne a tím se sníží průtok z B do A. Do kanálu A proudí jen tolik pracovní kapaliny, kolik spotřebič dokáže odebrat, zbytek kapaliny odtéká do nádrže. Pokud spotřebič neodebírá žádnou pracovní kapalinu, šoupátko je uzavřené. Při funkci ventilu trvale odtéká část kapaliny přes trvale řídicí ventil do nádrže.



Obr. 4.11. Tlakový redukční ventil, dvojstupňový [5]

Ve směru z A do B umožní jednosměrný ventil volný průtok obr 4.12.



Obr 4.12. Schéma redukčního ventilu s jednosměrným ventilem [5]

Technické parametry:

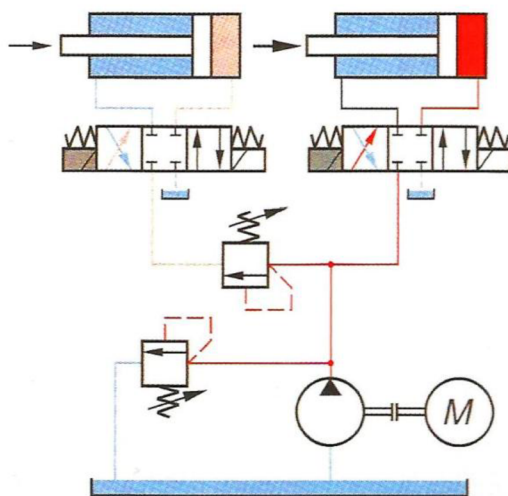
- Jmenovitá světlost D_n 8 až 32 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do $300 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Maximální nastavitelný tlak 31,5 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Až na malé odchylky platí pro redukční ventily obdobné technické parametry jako pro pojistné ventily. Zároveň plní funkci pojistných ventilů. Regulační odchylka je větší u jednostupňových ventilů, důvod je stejný, jako u pojistných ventilů jednostupňových. Bere se zde v úvahu tlaková ztráta na pružině, jenž se zvětšuje s narůstajícím zdvihem šoupátka. Dvojstupňové ventily tlakové ztráty způsobené pružinou nemají tak značné, proto se u nich zanedbávají. Od redukčních ventilů jsou očekávány dobré dynamické vlastnosti, hodnoty tlakových špiček by měly být co možná nejmenší. Při zmenšení průtoku na spotřebiči je nutná okamžitá reakce uzavření pracovních kanálů proti působení síly od pružiny. Při těchto náhlých tlakových změnách vznikají pulzace v obvodu, které jsou částečně způsobeny dynamickými silami a třením. V opačném případě, kdy se naopak vyžaduje okamžitý průtok, musí šoupátko rychle otevřít průtok. V takovém případě opět vznikají kmity. Tyto kmity mají opět nepříznivý vliv v tekutinovém obvodu. Kritický případ nastane tehdy, pokud v delším časovém intervalu hydromotor nepotřebuje žádný průtok. Řídící šoupátko může být zablokováno nečistotami, které ulpí v mezeře uložení šoupátka. Nečistoty jsou stále donášeny trvale protékajícím množstvím, které tvoří prosak.

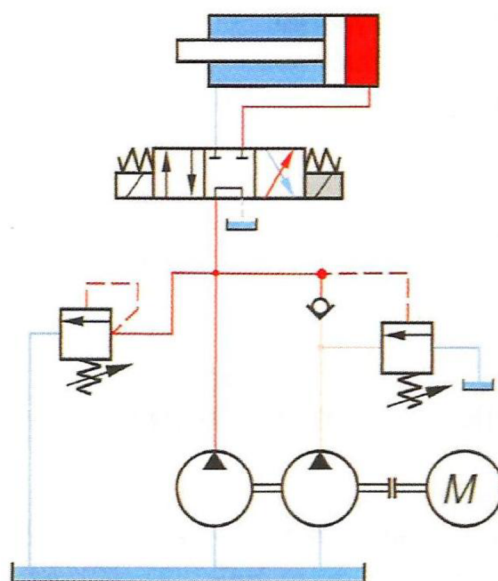
4.3 Ventily připojovací a odpojovací

Ventily pro připojení a odpojení tlaku se opět velmi podobají svou konstrukcí ventilům pro omezení tlaku, rozdíl je pouze v tom, že jsou vkládány do hlavní větve a obvod připojí nebo odpojí při dosažení tlaku odpovídajícím nastavení ventilu. Příklady použití připojovacího ventilu obr. 4.13, odpojovacího ventilu 4.14.

Připojovací ventily můžeme dělit na jednostupňové (přímo řízené), dvojstupňové (nepřímo řízené). Dále je můžeme do obvodu vřadit a využít jejich další funkce jako je použití jako předepínací ventil, sledovací ventil nebo obtokový ventil.

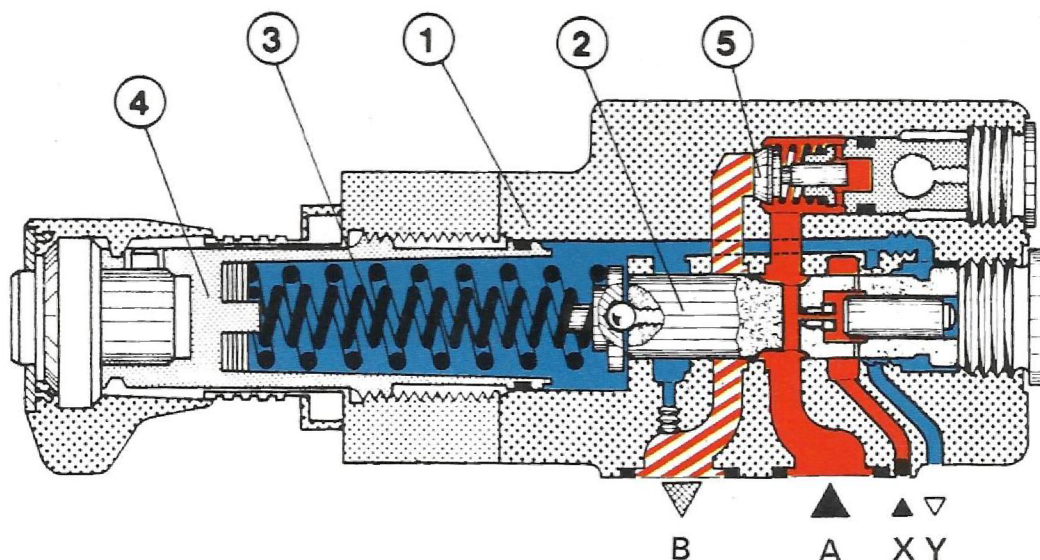


Obr. 4.13. Hydraulický obvod se zařazeným tlakovým připojovacím ventilem [1]

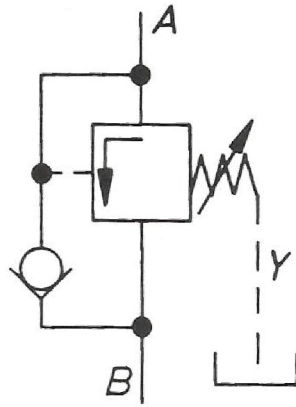


Obr. 4.14. Hydraulický obvod s přidaným čerpadlem, pro zrychlený chod pístnice hydraulického válce s odpojovacím ventilem [1]

Přímo řízený ventil pro připojení tlaku je na obr. 4.15. Ventil sestává z tělesa (1), řídicího šoupátka (2), pružiny (3) s nastavovacím zařízením (4) a jednosměrného ventilu (5). Oproti ventilu pro omezení tlaku je k řízení využita hrana šoupátka, která má lepší regulační vlastnosti. Pružina drží šoupátko v základní poloze, ventil je tedy uzavřen. Tlak obvodu je přiváděn ze vstupu A vrtáním a tryskou do šoupátka. Zde působí na čelo reakčního pístu, které se opírá o zátku. Dostoupí-li tlak na vstupu A nastavenou hodnotu, pohybuje se šoupátko směrem proti síle pružiny a umožní spojení A-B. Tím se připojí dříve uzavřená část obvodu bez poklesu tlaku na straně A. Použití malého reakčního pístu v řídicím šoupátku (malá měrná plocha) je nutná s ohledem na požadované rozsahy tlaku. U nejnižšího tlakového rozsahu (max. nastavitelný tlak 2,5 MPa) malý píst odpadá a tlak působí přímo na plnou plochu řídicího šoupátka. U vyšších tlakových rozsahů je nutná reakční malý píst dle obr. 4.15. Pro rozsah do 21 MPa musí být ventil vybaven dvěma pružinami. Řízení ventilu můžeme provádět samostatným externím vstupem X. Tryska v šoupátku je pak nahrazena závitovou zátkou. Potom pracuje ventil v závislosti na řídicím tlaku, nezávisle na tlaku větve A. Podle použití ventilu např. jako postupového nebo odpojovacího je odvod řídicí kapaliny provedený externím výstupem Y nebo přímo do kanálu B. Jednosměrným ventilem (5) může kapalina volně protékat z B do A. Schéma použitého prvku s interním přívodem a externím odpadem řídicí tekutiny je na obr. 4.16.



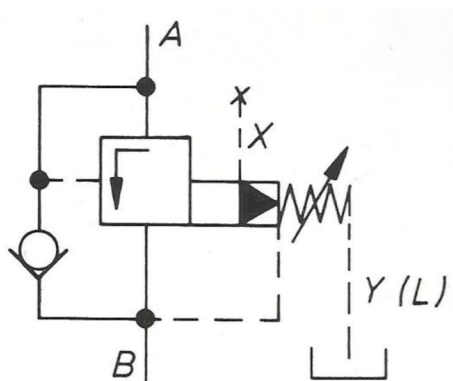
Obr. 4.15. Přímo řízený ventil pro připojení tlaku [5]



Obr. 4.16. Symbol prvku s interním přívodem a externím odpadem řídicí tekutiny [5]

Technické parametry:

- Jmenovitá světlost D_n 5 až 10 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do $45 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Maximální vstupní tlak p_E do 31,5 MPa
- Max. nastavitelný příp. tlak do 21 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$



Obr. 4.18. Symbol pro ventil pro připojení tlaku [5]

Technické parametry:

- Jmenovitá světlost D_n 10 až 32 mm
- Jmenovitý průtok Q_n do $450 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
- Maximální provozní tlak do 31,5 MPa
- Max. nastavitelný příp. tlak do 21 MPa
- Viskozita kapaliny $\nu = 2,8$ až $380 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

5 Řešení problému kmitání [2,7]

Mechanické kmitání je velmi složitou vědní disciplínou a lze ho považovat za samostatný vědní obor. Kmitání u hydraulických ventilů můžeme zjednodušeně přiblížit jako kmitání mechanického oscilátoru, který se skládá z pružiny a hmotného bodu. Hmotný bod, jenž je spojen s pružinou pak vykonává kmitání neboli oscilaci. Doba jednoho kmitu se označuje jako perioda kmitu. Počet kmitů za časovou jednotku (obvykle jednu sekundu) se nazývá frekvence. Okamžitá výchylka je označení pro okamžitou polohu hmotného bodu vzhledem k rovnovážné poloze v daném čase. Největší možná výchylka se nazývá amplituda neboli výkmit. Kmitání lze popsat diferenciálními rovnicemi, nebo soustavami diferenciálních rovnic. Podle počtů stupňů volnosti rozeznáváme kmitání s jedním, dvěma, třemi, či více stupni volnosti. Počet stupňů volnosti se však musí rovnat počtu rovnic, které pohyb popisují.

Kmitání lze dále rozdělovat na:

- Lineární
- Nelineární

Jediným rozdílem je, že lineární kmitání lze popsat diferenciálními rovnicemi, nelineární nikoli.

Rozdělení dle kinematického hlediska:

- Periodické
- Neperiodické

Periodické kmitání se vyznačuje opakujícími se kmity v určitém časovém intervalu a vždy se systém po nějaké době vrátí do původního stavu. Neperiodické kmitání nevykazuje periodicitu kmitů.

Působení vnější síly na kmitající systém se označuje jako buzení. Dle typu buzení můžeme rozlišovat buzení vyvolané silou:

- Konstantního průběhu
- Exponenciálního průběhu
- Periodického průběhu

Jak je již z názvů pro jednotlivé průběhy zřejmé, síla má vždy tvar funkce, který daný průběh předepisuje.

Vhodná pohybová rovnice pro řešení problému kmitání, je zde uvedena s nulovou pravou stranou, tzn. nepůsobí zde žádná budící síla [2]:

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = 0 \quad (1)$$

Kde:

m [kg]	Hmotnost hmotného bodu
\ddot{y} [m/s^2]	Zrychlení hmotného bodu
b [Ns/m]	Tlumení hmotného bodu
\dot{y} [m/s]	Rychlost hmotného bodu

k [N/m] Tuhost pružiny
 y [m] Výchylka

5.1 Odvození pohybové rovnice

Odvození správného tvaru pohybové rovnice bylo odvozeno dle schématu, který představuje zjednodušení řešeného problému kmitání hydraulických ventilů.

Odvození:

$$\vec{F}_k = -k \cdot y \quad (2)$$

$$\vec{F}_b = -b \cdot \dot{y} \quad (3)$$

$$\vec{F}_g = m \cdot \vec{g} \quad (4)$$

Dosazení do II. Newtonova zákona:

$$m\ddot{y} = \sum \vec{F}_i = -ky - b\dot{y} + m\vec{g} + \vec{F}(t) \quad (5)$$

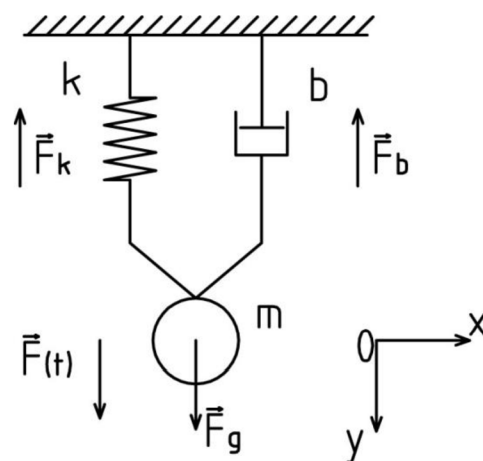
$$y = y_0 + y(t)$$

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky + ky_0 = mg + \vec{F}(t)$$

Výchylka ve statické rovnováze:

$$k \cdot y_0 = m \cdot g \quad (6)$$

$$\ddot{y} + \frac{b}{m} \dot{y} + \frac{k}{m} y = \frac{\vec{F}(t)}{m} \quad (7)$$



Obr. 5.1. Schéma kmitající soustavy

Tento tvar pohybové rovnice je totožný s rovnicí, jenž je uvedena v literatuře. Jediným rozdílem je zde však to, že pravá strana není nulová, tzn. vyskytuje se zde budící síla $F(t)$. Budící síla $F(t)$ je v našem případě u hydraulického ventilu vyvolaná tlakem hydraulické kapaliny.

Kde:

g [m/s²] Tíhové zrychlení
 y_0 [m] Výchylka ve statické rovnováze
 $y(t)$ [m] Výchylka je funkcí času

5.2 Kmitání vyvolané budící silou exponenciálního průběhu

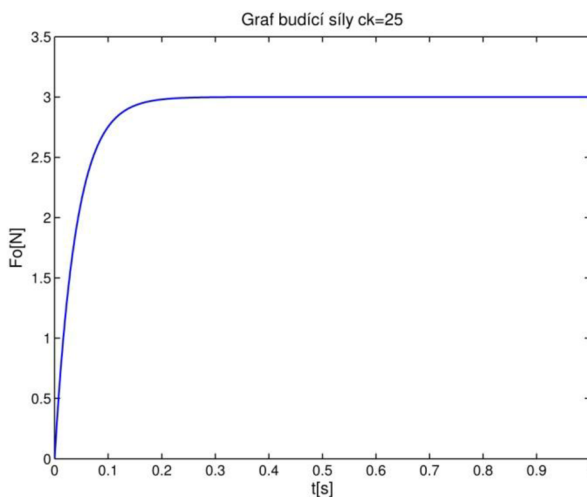
Při tomto druhu kmitání již rovnice nemá pravou stranu nulovou, ale je zde budící síla, jejíž funkce má tvar exponenciály. V našem případě je tedy pravá strana rovnice ve tvaru:

$$F(t) = F_0 \cdot (1 - e^{-c_k \cdot t}) \quad (8)$$

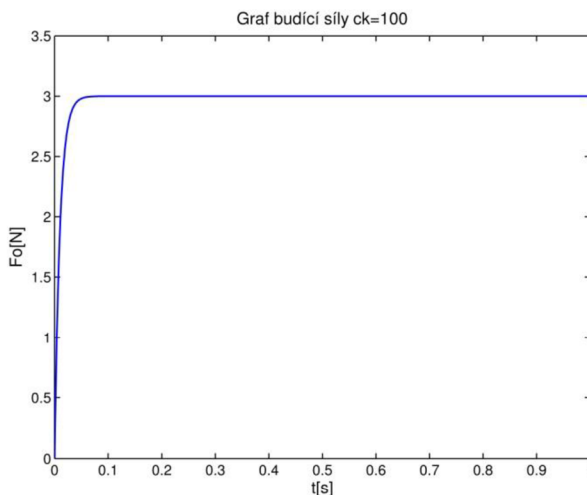
Kde:

F_0 [N]	Otevírací síla ventilu
$e[-]$	Eulerova konstanta
$c_k[-]$	Konstanta růstu
t [s]	Čas

Konstanta c_k v této úloze představuje strmost nástupu budící síly, čím má konstanta vyšší hodnotu, tím je růst prudší. Názorně to ukazují grafy pro dvě různé hodnoty konstanty c_k . Graf funkce se ustálí na hodnotě velikosti otevírací síly F_0 , pro oba grafy platí $F_0=3\text{N}$.



Obr. 5.2. Graf budící síly pro malou hodnotu c_k



Obr. 5.3. Graf budící síly pro vyšší hodnotu c_k



Celá pohybová rovnice popisující kmitání ventilu s pravou stranou je tedy v tomto tvaru:

$$\ddot{y} + \frac{b}{m} \dot{y} + \frac{k}{m} y = \frac{F_0 \cdot (1 - e^{-c_k \cdot t})}{m} \quad (9)$$

Tato rovnice představuje z matematického hlediska diferenciální rovnici druhého řádu. Její řešení je součtem homogenního a partikulárního řešení.

Homogenní řešení rovnice:

$$m\lambda^2 + b\lambda + k = 0 \quad (10)$$

Diskriminant:

$$D = b^2 - 4ac = b^2 - 4mk \quad (11)$$

Kořeny charakteristické rovnice:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{D}}{2a} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4mk}}{2m}$$

Diskriminant musíme uvažovat záporný, pokud bychom ho neuvažovali záporný, pohyb by neměl charakter kmitání.

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= \frac{-b \pm \sqrt{D}}{2a} = \frac{-b \pm \sqrt{(-) \cdot (-b^2 + 4mk)}}{2m} = -\frac{b}{2m} \pm \frac{i \cdot \sqrt{(4mk - b^2)}}{2m} = \\ &= -\frac{b}{2m} \pm i \cdot \frac{\sqrt{4m^2 \cdot \frac{k}{m} - b^2}}{2m} = -\frac{b}{2m} \pm i \cdot 2m \frac{\sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{b}{2m}\right)^2}}{2m} = -\frac{b}{2m} \pm i \cdot \sqrt{\frac{k}{m} - \left(\frac{b}{2m}\right)^2} \quad (12) \end{aligned}$$

Potom dostáváme homogenní řešení rovnice ve tvaru:

$$y_h = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} \quad (13)$$

Partikulární řešení rovnice:

$$g_1'(t) e^{\lambda_1 t} + g_2'(t) e^{\lambda_2 t} = 0$$

$$g_1'(t) \lambda_1 e^{\lambda_1 t} + g_2'(t) \lambda_2 e^{\lambda_2 t} = \frac{F(t)}{m} \quad / : (-\lambda_2)$$

$$g_1'(t) e^{\lambda_1 t} + g_2'(t) e^{\lambda_2 t} = 0$$

$$-g_1'(t) \frac{\lambda_1}{\lambda_2} e^{\lambda_1 t} - g_2'(t) \frac{\lambda_2}{\lambda_2} e^{\lambda_2 t} = -\frac{F(t)}{\lambda_2 \cdot m}$$

$$g_1'(t) e^{\lambda_1 t} - g_1'(t) \frac{\lambda_1}{\lambda_2} e^{\lambda_1 t} = -\frac{F(t)}{\lambda_2 \cdot m}$$

$$g_1'(t)e^{\lambda_1 t} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_1}{\lambda_2}\right) = -\frac{F(t)}{\lambda_2 \cdot m}$$

$$g_1'(t)e^{\lambda_1 t} \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_2}\right) = -\frac{F(t)}{\lambda_2 \cdot m}$$

$$g_1'(t)e^{\lambda_1 t} = -\frac{F(t)}{\lambda_2 \cdot m} \cdot \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1}\right)$$

$$g_1'(t) = -\frac{F(t)}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) e^{\lambda_1 t}} \quad (14)$$

Výpočet g_2 , (dosazeno do první rovnice v soustavě) :

$$-\frac{F(t)}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) e^{\lambda_1 t}} e^{\lambda_1 t} + g_2'(t) e^{\lambda_2 t} = 0$$

$$g_2'(t) e^{\lambda_2 t} = \frac{F(t)}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)}$$

$$g_2'(t) = \frac{F(t)}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) e^{\lambda_2 t}} \quad (15)$$

Integrace funkce g_1 :

$$g_1'(t) = \frac{-F_0 \cdot (1 - e^{-c_k t})}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) e^{\lambda_1 t}} = \frac{(-F_0 \cdot (1 - e^{-c_k t})) \cdot e^{-\lambda_1 t}}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)}$$

$$g_1(t) = \frac{-F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \int (1 - e^{-c_k t}) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt = \frac{-F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \int e^{-\lambda_1 t} - e^{-c_k t + (-\lambda_1 t)} dt$$

$$g_1(t) = \frac{-F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \int e^{-\lambda_1 t} - e^{-c_k t - \lambda_1 t} dt = \frac{-F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \int e^{-\lambda_1 t} - e^{-t \cdot (c_k + \lambda_1)} dt$$

$$g_{11}(t) = \int e^{-\lambda_1 t} dt = \left| \begin{array}{l} -\lambda_1 t = u \\ -\lambda_1 dt = du \end{array} \right| = \int e^u \frac{du}{-\lambda_1} = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} + A_{11}$$



$$g_{12}(t) = \int -e^{-t(c_k + \lambda_1)} dt = \left| \frac{-t(c_k + \lambda_1) = u}{-(c_k + \lambda_1) dt = du} \right| = \int e^u \frac{du}{-(c_k + \lambda_1)} = \frac{e^{-t(c_k + \lambda_1)}}{-(c_k + \lambda_1)} + A_{12}$$

$$g_1(t) = \frac{-F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} + \frac{e^{-t(c_k + \lambda_1)}}{(c_k + \lambda_1)} \right) + A \quad (16)$$

Integrační konstanta:

$$A = A_{11} + A_{12} \quad (17)$$

Integrace funkce g_2 :

$$g_2'(t) = \frac{F_0 \cdot (1 - e^{-c_k t})}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) e^{\lambda_2 t}} = \frac{(F_0 \cdot (1 - e^{-c_k t})) \cdot e^{-\lambda_2 t}}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)}$$

$$g_2(t) = \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \int (1 - e^{-c_k t}) \cdot e^{-\lambda_2 t} dt = \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \int e^{-\lambda_2 t} - e^{-c_k t + (-\lambda_2 t)} dt$$

$$g_2(t) = \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \int e^{-\lambda_2 t} - e^{-t(c_k + \lambda_2)} dt$$

$$g_{21}(t) = \int e^{-\lambda_2 t} dt = \left| \frac{-\lambda_2 t = u}{-\lambda_2 dt = du} \right| = \int e^u \frac{du}{-\lambda_2} = \frac{e^{-\lambda_2 t}}{-\lambda_2} + B_{21}$$

$$g_{22}(t) = \int -e^{-t(c_k + \lambda_2)} dt = \left| \frac{-t(c_k + \lambda_2) = u}{-(c_k + \lambda_2) dt = du} \right| = \int e^u \frac{du}{-(c_k + \lambda_2)} = \frac{e^{-t(c_k + \lambda_2)}}{-(c_k + \lambda_2)} + B_{22}$$

$$g_2(t) = \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_2 t}}{-\lambda_2} + \frac{e^{-t(c_k + \lambda_2)}}{(c_k + \lambda_2)} \right) + B \quad (18)$$

Integrační konstanta

$$B = B_{21} + B_{22} \quad (19)$$

Partikulární řešení rovnice ve tvaru:

$$y_p = g_1(t)e^{\lambda_1 t} + g_2(t)e^{\lambda_2 t} \quad (20)$$

Úprava partikulárního řešení:

$$y_p = \left(\frac{-F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} + \frac{e^{-t(c_k + \lambda_1)}}{(c_k + \lambda_1)} \right) \cdot e^{\lambda_1 t} + Ae^{\lambda_1 t} + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_2 t}}{-\lambda_2} + \frac{e^{-t(c_k + \lambda_2)}}{(c_k + \lambda_2)} \right) \cdot e^{\lambda_2 t} + Be^{\lambda_2 t} \right)$$

$$y_p = \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{\lambda_1} - \frac{e^{-t(c_k + \lambda_1)}}{(c_k + \lambda_1)} \right) \cdot e^{\lambda_1 t} + \left(\frac{e^{-\lambda_2 t}}{-\lambda_2} + \frac{e^{-t(c_k + \lambda_2)}}{(c_k + \lambda_2)} \right) \cdot e^{\lambda_2 t} \right) + Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t}$$

$$y_p = \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\left(\frac{1}{\lambda_1} - \frac{e^{-t \cdot c_k}}{(c_k + \lambda_1)} \right) + \left(\frac{1}{-\lambda_2} + \frac{e^{-t \cdot c_k}}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right) + Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t}$$

$$y_p = \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} + e^{-t \cdot c_k} \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right) + Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t} \quad (21)$$

Celkové řešení rovnice je tedy ve tvaru:

$$y = y_h + y_p = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t} + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} + e^{-t \cdot c_k} \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right)$$

$$y = e^{\lambda_1 t} \cdot (C_1 + A) + e^{\lambda_2 t} \cdot (C_2 + B) + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} + e^{-t \cdot c_k} \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right)$$

$$y = e^{\lambda_1 t} \cdot D + e^{\lambda_2 t} \cdot E + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} + e^{-t \cdot c_k} \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right) \quad (22)$$

Náhrada integračních konstant:

$$(C_1 + A) = D \quad (23)$$

$$(C_2 + B) = E \quad (24)$$

Výpočet konstant D a E je provedeno za těchto podmínek:

$$t = 0, y = y_0 = 0, v_0 = 0 \quad (25)$$

$$v_0 = \dot{y} = D\lambda_1 e^{\lambda_1 t} + E\lambda_2 e^{\lambda_2 t} + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - c_k e^{-t c_k} \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right) \quad (26)$$

Řešení pomocí soustavy dvou rovnic o dvou neznámých:

$$0 = D + E + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} + \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right)$$

$$0 = D\lambda_1 + E\lambda_2 + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - c_k \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right) \quad /: (-\lambda_1)$$

$$0 = D + E + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} + \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right)$$

$$0 = \frac{D\lambda_1}{-\lambda_1} + \frac{E\lambda_2}{-\lambda_1} + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - c_k \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right)$$

$$0 = D + E + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} + \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right)$$

$$0 = -D + \frac{E\lambda_2}{-\lambda_1} + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - c_k \cdot \left(-\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right)$$

Pro přehlednost zavádím tyto substituce:

$$a = \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)}$$

$$b = \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2}$$

$$d = -\frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)}$$

$$0 = D + E + (a) \cdot (b + d)$$

$$0 = -D + \frac{E\lambda_2}{-\lambda_1} + (a) \cdot \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot (b - c_k \cdot d)$$

$$0 = E + \frac{E\lambda_2}{-\lambda_1} + (a) \cdot (b + d) + (a) \cdot \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot (b - c_k \cdot d)$$

$$0 = E \cdot \left(1 + \frac{\lambda_2}{-\lambda_1} \right) + (a) \cdot \left((b + d) + \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot (b - c_k \cdot d) \right)$$

$$0 = E \cdot \left(1 + \frac{\lambda_2}{-\lambda_1} \right) + (a) \cdot \left((b + d) + \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot (b - c_k \cdot d) \right)$$

$$E = \left(- (a) \cdot \left((b + d) + \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot (b - c_k \cdot d) \right) \right) / \left(1 + \frac{\lambda_2}{-\lambda_1} \right) \quad (27)$$

Výpočet D:

$$0 = D + E + (a) \cdot (b + d)$$

$$D = -E - (a) \cdot (b + d) \quad (28)$$

Celkové řešení konstant s dosazenými substitucemi:

$$E = \left(- (a) \cdot \left((b + d) + \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot (b - c_k \cdot d) \right) \right) / \left(1 + \frac{\lambda_2}{-\lambda_1} \right) = - \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - \frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) + \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - c_k \cdot \left(- \frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right) \right) / \left(1 + \frac{\lambda_2}{-\lambda_1} \right) \quad (29)$$

$$D = -E - (a) \cdot (b + d) = \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - \frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) + \left(\frac{1}{-\lambda_1} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - c_k \cdot \left(- \frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \right) \right) / \left(1 + \frac{\lambda_2}{-\lambda_1} \right) - \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_2 - \lambda_1}{\lambda_1 \lambda_2} - \frac{1}{(c_k + \lambda_1)} + \frac{1}{(c_k + \lambda_2)} \right) \quad (30)$$



5.2.1 Implementace výpočtu do programu Matlab

Výsledek diferenciální rovnice byl naprogramován v softwaru Matlab. Tento program umožňuje zadávat veškeré vstupní hodnoty potřebné pro výpočet a vykreslovat graf funkce, který představuje výchylku kmitání zavíracího prvku v závislosti na čase.

Naprogramovaný algoritmus:

```
%Vstupní hodnoty%
b=0.5;
m=0.01;
ck=25;
k=;
F0=;

%Homogenní řešení%
lambda1=(-b/(2*m))+i*((k/m)-(b/(2*m))^2)^(1/2);
lambda2=(-b/(2*m))-i*((k/m)-(b/(2*m))^2)^(1/2);

%Substituce%
a=(F0/(m*(lambda2-lambda1)));
b=((lambda2-lambda1)/(lambda1*lambda2));
d=(-1/(ck+lambda1))+1/(ck+lambda2));

%Výpočet integračních konstant%
E=(-(a*((b+d)+(1/-lambda1)*(b-ck*d))))/(1+(lambda2/(-lambda1)));
D=-E-(a*(b+d));

t=linspace(0,1,1000);

%Výsledná funkce%
y=D*exp(lambda1*t)+E*exp(lambda2*t)+((F0/(m*(lambda2-lambda1)))*((lambda2-
lambda1)/(lambda1*lambda2)))+(exp(ck*t))*((1/(ck+lambda1))+1/(ck+lambda2));

%Vykreslení funkce%
plot(t,y)
```

5.2.2 Výpočet vzorových příkladů

Výpočet proběhl pro zjednodušený model ventilu, jenž je uveden na obr. 5.4. Pro otevírací tlaky 1bar, 2bary, 3bary. Tuhost pružiny má vliv na velikost otevření zavíracího prvku, proto by měla být tuhost pružiny volena v závislosti na tlaku odpovídajícímu otevírací síle F_0 . Velká tuhost pružiny nedovolí otevíracímu prvku tak velké vychýlení a tudíž není tak velký průtočný průřez. Pokud potřebujeme zvětšit průtočný průřez pro odpovídající hodnotu otevíracího tlaku, zvolíme pružinu s nižší tuhostní charakteristikou. Tímto faktorem významně ovlivňujeme charakteristiku daného ventilu. Pro tyto příklady byla zvolena dovolená výchylka otevíracího prvku 2mm. Tato hodnota výchylky zajistí dostatečné otevření. Následně také zabraní stavu, kdy by mohl zavírací prvek narazit do těla ventilu. Ventil na obr. 5.4. dovoluje výchylku zavíracího prvku až 4mm. Je tedy jasné, že tělo tohoto ventilu je možno použít pro všechny tři otevírací tlaky. Pouhou výměnou pružiny s odlišnou charakteristikou může tedy být ventil použit pro jiný otevírací tlak.

Přepočet otevíracího tlaků na jednotku Pascal:

$$p_1 = 1\text{bar} = 100\,000\text{Pa}$$

$$p_2 = 2\text{bar} = 200\,000\text{Pa}$$

$$p_3 = 5\text{bar} = 500\,000\text{Pa}$$

Výpočet otevírací síly:

$$F_{01} = p_1 \cdot S = 100000 \cdot \frac{\pi \cdot (6,5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 3,3\text{N} \quad (31)$$

$$F_{02} = p_2 \cdot S = 200000 \cdot \frac{\pi \cdot (6,5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 6,6\text{N} \quad (32)$$

$$F_{03} = p_3 \cdot S = 500000 \cdot \frac{\pi \cdot (6,5 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 16,6\text{N} \quad (33)$$

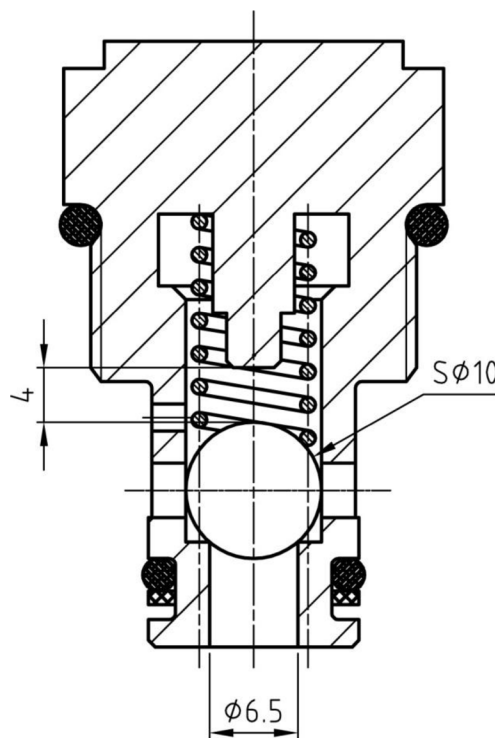
Výpočet tuhosti pružiny v závislosti na dovolené výchylce:

$$y = \frac{F}{k} \Rightarrow k = \frac{F}{y}$$

$$k_1 = \frac{F_{01}}{y} = \frac{3,3}{0,002} = 1650\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (34)$$

$$k_2 = \frac{F_{02}}{y} = \frac{6,6}{0,002} = 3300\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (35)$$

$$k_3 = \frac{F_{03}}{y} = \frac{16,6}{0,002} = 8300\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (36)$$



Obr. 5.4. Schéma ventilu

Kde:

p_1, p_2, p_3 [Pa]

Otevírací tlaky ventilu

S [m²]

Plocha do které působí otevírací tlak

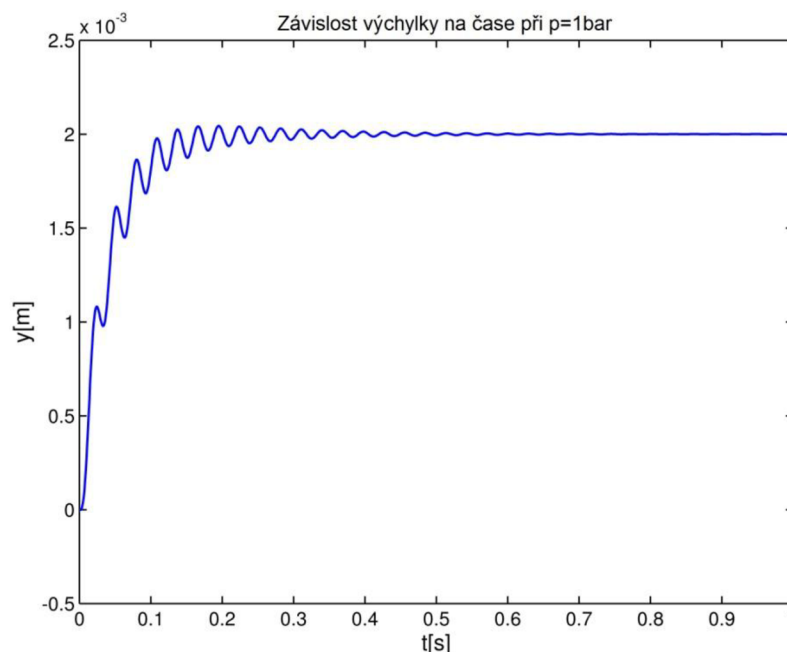
Dále do výpočtu vstupuje konstanta tlumení b . Tato konstanta nemůže být ve výpočtu brána jako nulová. Pokud by měla nulovou hodnotu, kmitání by neustalo a dále bychom nemohli uvažovat ustálenou hodnotu výchylky. Ve výpočtech byla pro všechny tři otevírací tlaky zvolena jako konstantní neměnná hodnota, $b = 0,5$ Ns/m. Poté se pro jednotlivé příklady hledala minimální hodnota tlumení, kdy nedojde k rozkmitání celé soustavy. Tlumení se u ventilu v praxi provádí pomocí tlumících pístků. Výpočet pouze hledal onu minimální hodnotu tlumení, realizací tlumící soustavy však nikoli. Cílem bylo zjistit hodnoty konstant k a b a následně poukázat na možné řešení tohoto problému pomocí výpočtového programu. Díky naprogramovanému algoritmu lze zadat jakékoli vstupní hodnoty a tím vyřešit libovolný ventil. Hodnoty velikostí konstanty c_k a hmotnosti m , byly u všech zkušebních výpočtů voleny jako stálé neměnné hodnoty. Pokud by se tyto hodnoty měnily, výsledek by neměl vypovídající hodnotu. Veličiny měly tyto hodnoty $c_k = 25$, $m = 0,01$ kg. Hmotnost m představuje hmotu zavíracího prvku a pružiny, ta byla uvažovaná pro všechny případy jako shodná.

5.2.3 Grafy výchylky pro otevírací tlak 1 bar

Všechny grafy byly vytvořeny pomocí algoritmu z kapitoly 5.2.1 pro tyto vstupní hodnoty:

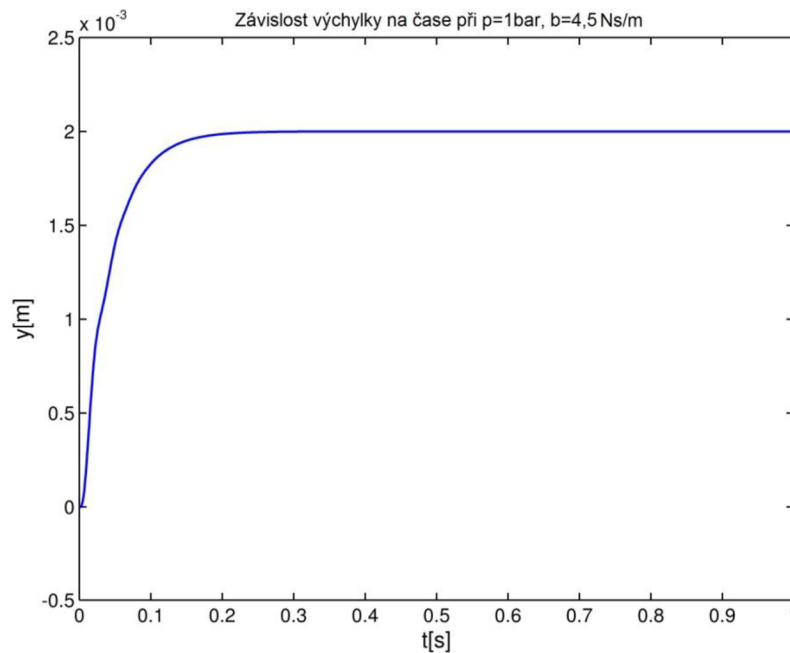
$$k = 1650 \text{ Nm}^{-1}$$

$$F_{01} = 3,3 \text{ N}$$



Obr. 5.5. Graf výchylky pro $p=1$ bar

Graf pro minimální hodnotu tlumení $b=4,5\text{Nm/s}$, kdy nedojde k rozkmitání celé soustavy:



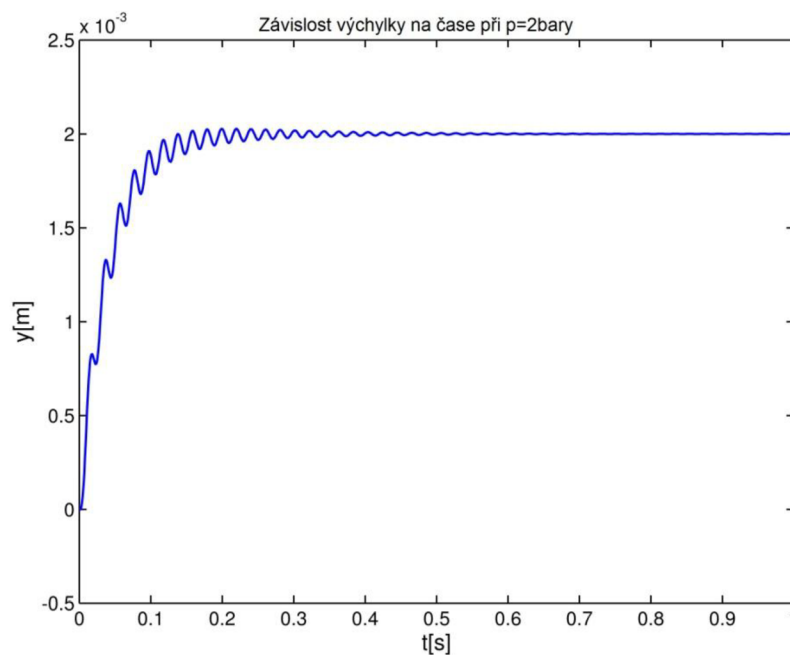
Obr. 5.6. Graf výchylky pro $p=1\text{bar}$ s vhodným tlumením

5.2.4 Grafy výchylky pro otevírací tlak 2 bary

Všechny grafy byly vytvořeny pomocí algoritmu z kapitoly 5.2.1 pro tyto vstupní hodnoty:

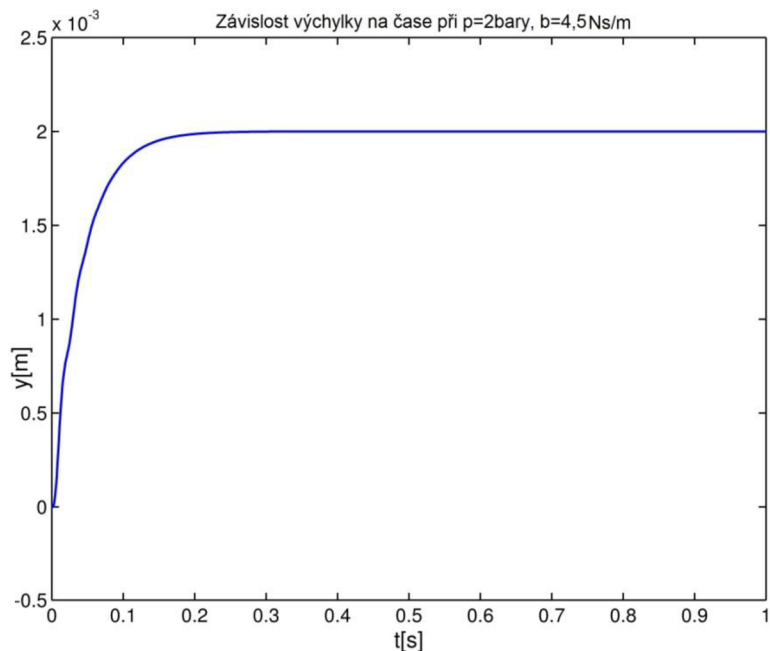
$$k=3300\text{Nm}^{-1}$$

$$F_{01}=6,6\text{N}$$



Obr. 5.7. Graf výchylky pro $p=2\text{bary}$

Graf pro minimální hodnotu tlumení $b=4,5\text{Nm/s}$, kdy nedojde k rozkmitání celé soustavy:



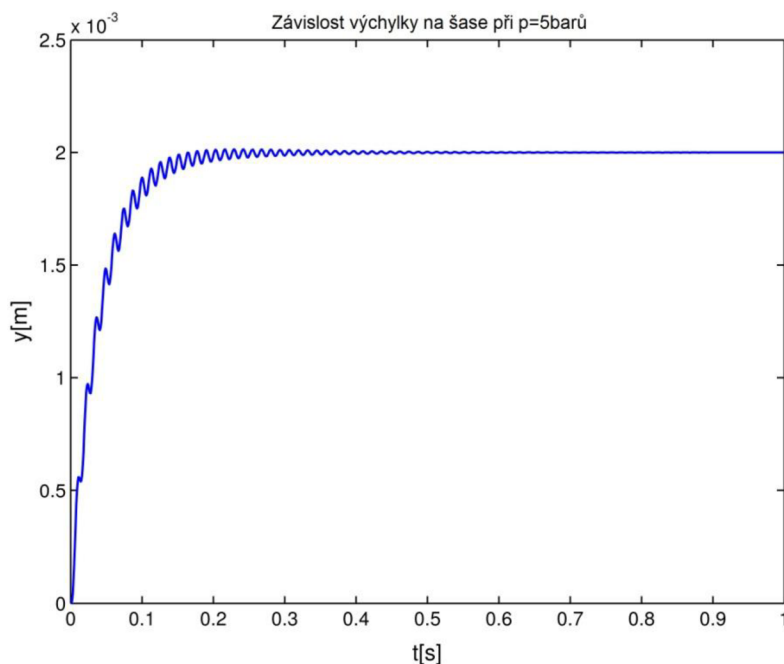
Obr. 5.8. Graf výchylky pro $p=2\text{ bary}$ s vhodným tlumením

5.2.5 Grafy výchylky pro otevírací tlak 5 barů

Všechny grafy byly vytvořeny pomocí algoritmu z kapitoly 5.2.1 pro tyto vstupní hodnoty:

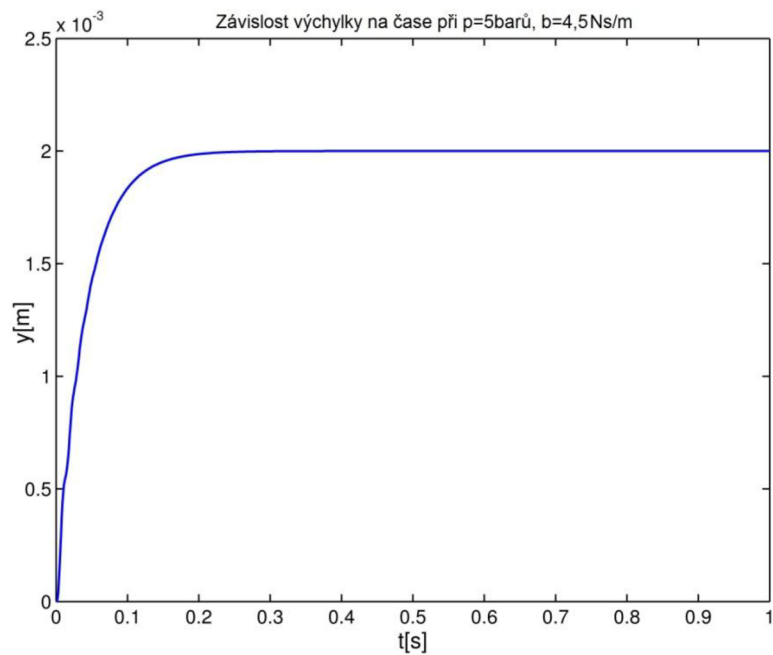
$$k=8300\text{Nm}^{-1}$$

$$F_{01}=16,6\text{N}$$



Obr. 5.9. Graf výchylky pro $p=5\text{ barů}$

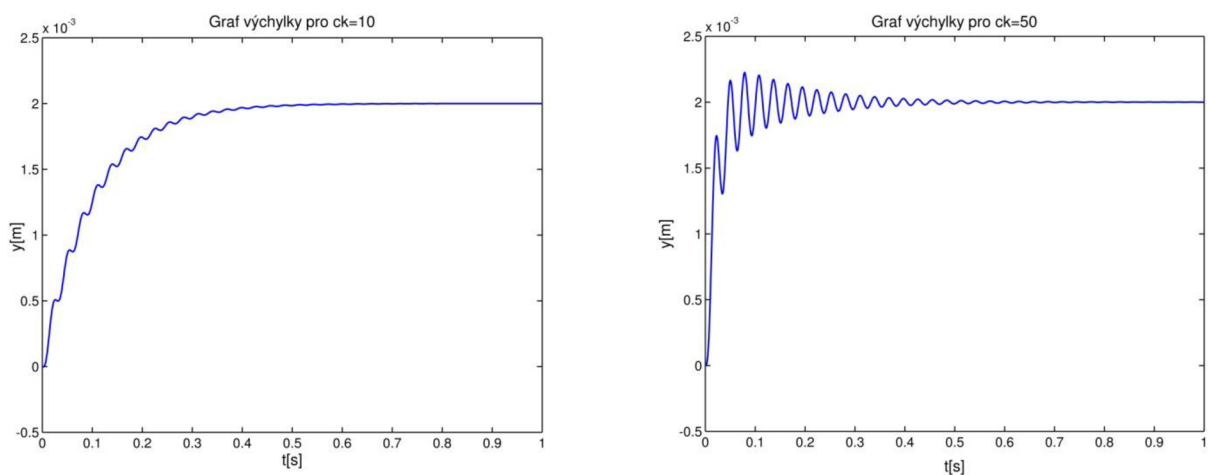
Graf pro minimální hodnotu tlumení $b=4,5\text{Nm/s}$, kdy nedojde k rozkmitání celé soustavy:



Obr. 5.10. Graf výchylky pro $p=5$ barů s vhodným tlumením

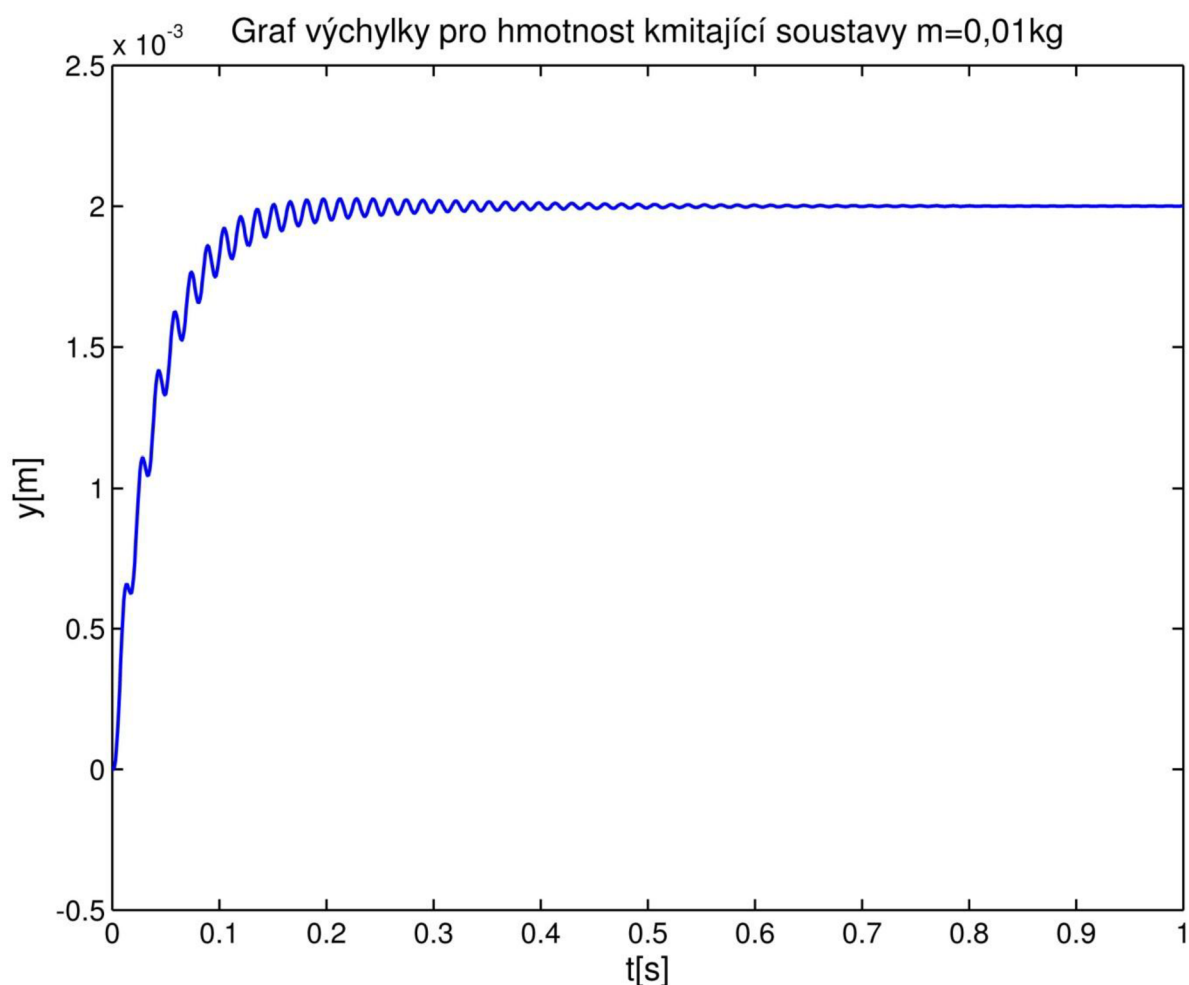
5.3 Záměna konstant c_k , m

Záměna konstanty růstu c_k se v grafu výchylky projeví naprosto stejně, jako se projevila v grafu samotné budící síly. Zmenšením konstanty dojde k méně strmému nárůstu výchylky. Pro porovnání uvádím grafy s odlišnými konstantami.

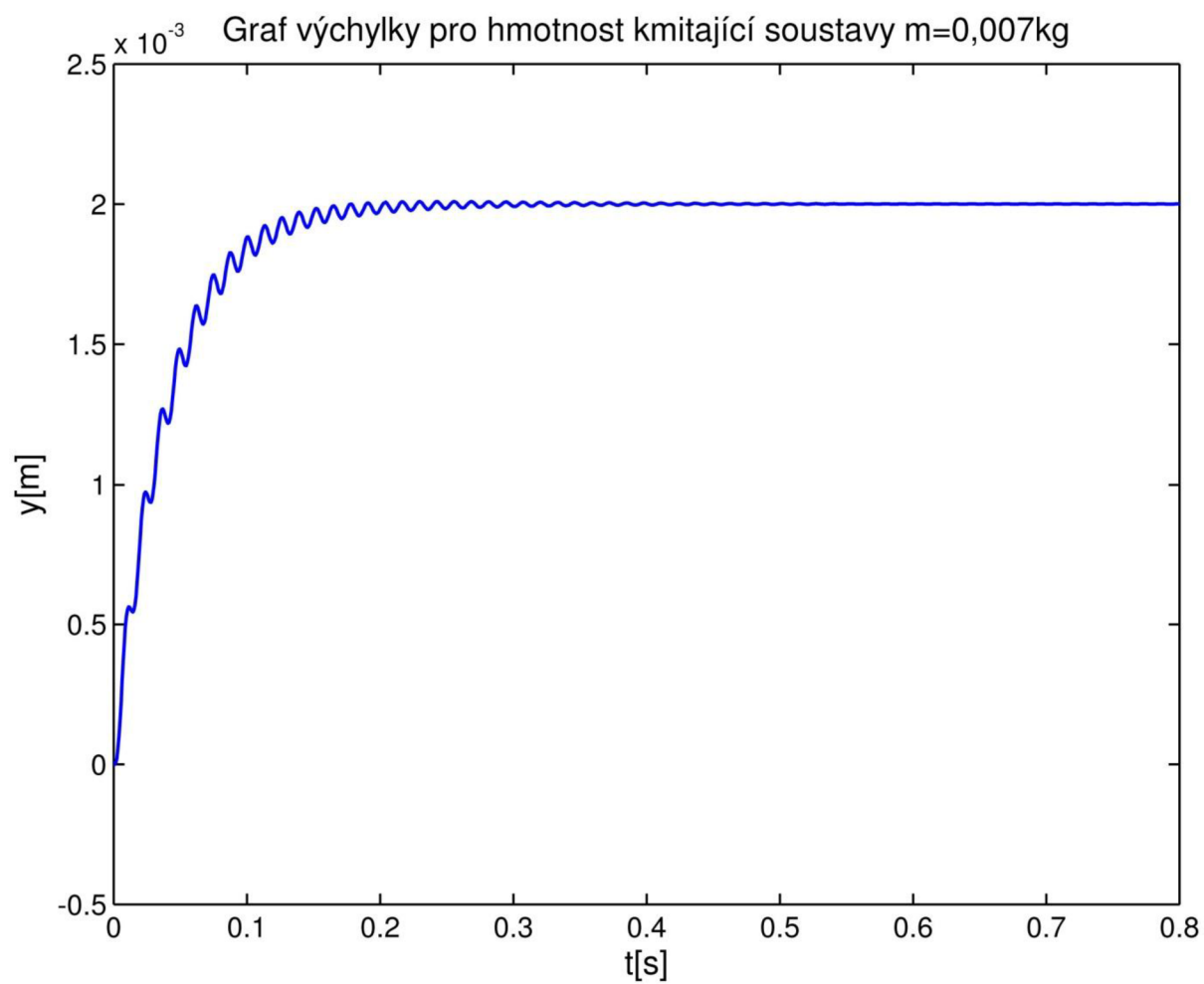


Obr. 5.11. Porovnání grafů s odlišnými konstantami c_k

Záměna konstanty m se projeví na celkovém časovém intervalu, za který se celé kmitání ustálí na výchylce, rovnající se výchylce ve statické rovnováze. Platí zde setrvačnost, což je vlastnost těles setrvávat v původním pohybovém stavu. Těžší tělesa mají tedy větší setrvačnost, tudíž setrvávají v pohybu déle, než tělesa lehčí. Pro řešený případ ventilu to znamená, že při použití lehčího zavíracího členu, dojde k značně rychlejšímu časovému útlumu celého výkmitu. Jako zavírací prvek lze například použít dutou ocelovou kuličku, (vnější průměr 10mm, vnitřní 5mm) při této úpravě by celková hmotnost kmitající soustavy klesla z původních 0,01kg na 0,0085kg. Tato úprava ale představuje velmi složitou výrobu kuličky. Dále je možné použití kuličky vyrobené z plastu, hmotnost kmitající soustavy by se dostala na hodnotu 0,007kg. Použití plastu však nese problémy s opotřebením zavíracího prvku a následně jeho možnou netěsnost. Grafy vyobrazující časový rozdíl mezi časovým útlumem s ocelovou a plastovou kuličkou, jsou pro lepší představu vyobrazeny na grafech. Při hmotnosti $m=0,01\text{kg}$ se kmity ustálí na časové hodnotě 0,8s, při nižší hmotnosti kmitající soustavy $m=0,007\text{kg}$ se kmity ustálí na hodnotě 0,55s.



Obr. 5.12. Graf pro soustavu s ocelovou kuličkou



Obr. 5.13. Graf pro soustavu s plastovou kuličkou

5.4 Kmitání vyvolané budící silou harmonického průběhu

Při tomto budícím signálu má pravá strana rovnice tvar harmonické budící síly. Takový případ může nastat, pokud průtok hydraulické tekutiny od hydrogenerátoru má právě takovou charakteristiku.

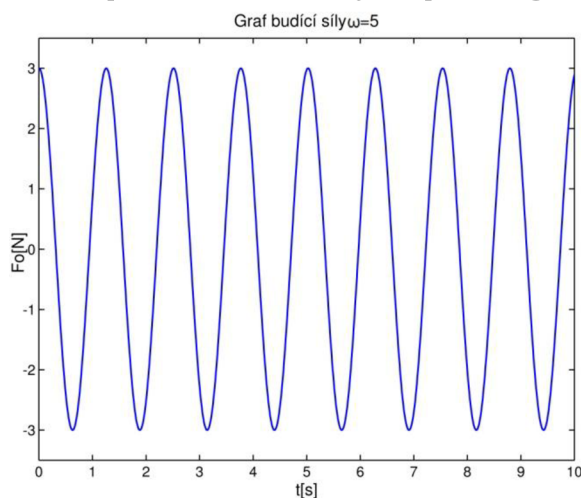
V našem případě je tedy pravá strana rovnice ve tvaru:

$$F(t) = F_0 \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (37)$$

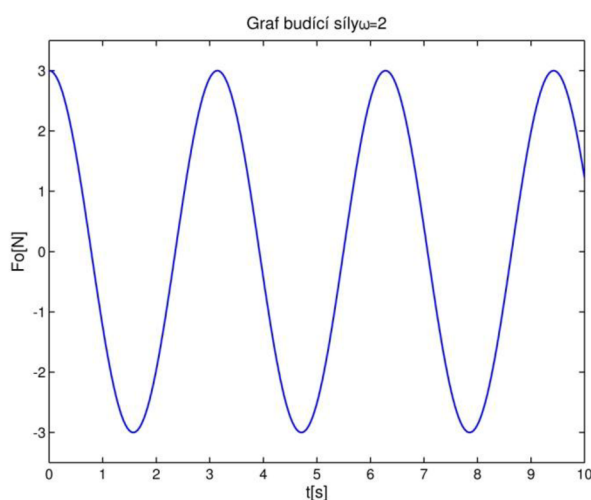
Kde:

$\omega[\text{s}^{-1}]$ Kruhová frekvence

Konstanta ω má v této úloze vliv na frekvenci kmitů budící síly. Čím má konstanta větší hodnotu, tím roste i frekvence kmitání. Názorně to ukazují grafy pro dvě různé hodnoty konstanty ω . Graf funkce má amplitudu otevírací síly F_0 , pro oba grafy platí $F_0=3\text{N}$.



Obr. 5.14. Graf budící síly pro vyšší hodnotu ω



Obr. 5.15. Graf budící síly pro malou hodnotu ω

Výpočet pohybové rovnice pro tento příklad má zcela stejné homogenní řešení, jako bylo u příkladu s budící silou exponenciálního průběhu. Výpočet tedy probíhá od partikulárního řešení, funkce g_1 a g_2 má řešení taktéž ve stejném tvaru, jenž byl uveden v předchozím příkladu, tudíž stačí do těchto rovnic pouze dosadit nový tvar budící síly a integrovat:

$$F(t) = F_0 \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

$$g_1'(t) = -\frac{F(t)}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) e^{\lambda_1 t}} = -\frac{F_0 \cdot \cos(\omega \cdot t)}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) e^{\lambda_1 t}} \quad (38)$$

$$g_1(t) = -\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt$$

Výpočet samotného integrálu:

$$g_{11}(t) = \int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt = \left| \begin{array}{ll} u' = e^{-\lambda_1 t} & v = \cos(\omega \cdot t) \\ u = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} & v' = -\sin(\omega \cdot t) \cdot \omega \end{array} \right| = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) - \int \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot -\sin(\omega \cdot t) \cdot \omega dt =$$

$$= \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \int \sin(\omega \cdot t) \cdot -e^{-\lambda_1 t} dt = \left| \begin{array}{ll} u' = e^{-\lambda_1 t} & v = -\sin(\omega \cdot t) \\ u = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} & v' = -\cos(\omega \cdot t) \cdot \omega \end{array} \right| =$$

$$= \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot -\sin(\omega \cdot t) - \int \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot -\cos(\omega \cdot t) \cdot \omega dt \right) = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \cdot$$

$$\cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{\lambda_1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \int -e^{-\lambda_1 t} \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot dt \right)$$

$$\int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{\lambda_1} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \int -e^{-\lambda_1 t} \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot dt \right)$$

$$\int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt + \left(\frac{\omega}{\lambda_1}\right)^2 \int e^{-\lambda_1 t} \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot dt = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{\lambda_1} \cdot \sin(\omega \cdot t)\right)$$

$$\int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt \cdot \left(1 + \left(\frac{\omega}{\lambda_1}\right)^2\right) = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \frac{\omega}{\lambda_1} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{\lambda_1} \cdot \sin(\omega \cdot t)\right)$$

$$\int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-\lambda_1} \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot \frac{\lambda_1^2}{\lambda_1^2 + \omega^2} + \frac{\omega}{\lambda_1} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{\lambda_1} \cdot \sin(\omega \cdot t)\right) \cdot \frac{\lambda_1^2}{\lambda_1^2 + \omega^2}$$

$$\int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt = \frac{e^{-\lambda_1 t}}{-1} \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_1^2 + \omega^2} + \frac{\omega}{1} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t}}{1} \cdot \sin(\omega \cdot t)\right) \cdot \frac{1}{\lambda_1^2 + \omega^2}$$

$$\int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt = \frac{-e^{-\lambda_1 t} \cdot \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) + \omega \cdot e^{-\lambda_1 t} \cdot \sin(\omega \cdot t)}{\lambda_1^2 + \omega^2}$$

$$\int \cos(\omega \cdot t) \cdot e^{-\lambda_1 t} dt = \frac{e^{-\lambda_1 t} (\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_1^2 + \omega^2} + A \quad (39)$$

Dosazení řešení integrálu do funkce g_1 a její řešení (integrační konstanta A obsahuje veškeré konstanty vzniklé předchozím integrováním):

$$g_1(t) = -\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t} (\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_1^2 + \omega^2}\right) + A \quad (40)$$

Tvar funkce g_2 má opět shodný tvar s předchozím příkladem, integrace by probíhala naprosto stejně jako u funkce g_1 , je tedy ve tvaru (integrační konstanta B obsahuje veškeré konstanty vzniklé předchozím integrováním):

$$g_2(t) = \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_2 t} (\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_2 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_2^2 + \omega^2}\right) + B \quad (41)$$

Partikulární řešení je ve tvaru:

$$y_p = g_1(t)e^{\lambda_1 t} + g_2(t)e^{\lambda_2 t}$$

Úprava partikulárního řešení:

$$\begin{aligned}
 y_p &= -\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_1 t} (\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) \cdot e^{\lambda_1 t} + A \cdot e^{\lambda_1 t} + \\
 &+ \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\frac{e^{-\lambda_2 t} (\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_2 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \cdot e^{\lambda_2 t} + B \cdot e^{\lambda_2 t} \\
 \\
 y_p &= \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \\
 &\cdot \left(-\left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) + \left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_2 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right) + A \cdot e^{\lambda_1 t} + B \cdot e^{\lambda_2 t}
 \end{aligned} \tag{42}$$

Celkové řešení rovnice je tedy v tomto tvaru:

$$\begin{aligned}
 y &= y_h + y_p = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + A e^{\lambda_1 t} + B e^{\lambda_2 t} + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \\
 &\cdot \left(-\left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) + \left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_2 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right) \\
 \\
 y &= e^{\lambda_1 t} \cdot (C_1 + A) + e^{\lambda_2 t} \cdot (C_2 + B) + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \\
 &\cdot \left(-\left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) + \left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_2 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right) \\
 \\
 y &= e^{\lambda_1 t} \cdot D + e^{\lambda_2 t} \cdot E + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \\
 &\cdot \left(-\left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) + \left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - \lambda_2 \cdot \cos(\omega \cdot t))}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right)
 \end{aligned} \tag{43}$$

Náhrada integračních konstant:

$$(C_1 + A) = D \quad (44)$$

$$(C_2 + B) = E \quad (45)$$

Výpočet konstant D a E je provedeno za těchto podmínek:

$$t = 0, y = y_0 = \frac{F_0}{k}, v_0 = 0 \quad (46)$$

$$v = y' = \lambda_1 e^{\lambda_1 t} \cdot D + \lambda_2 e^{\lambda_2 t} \cdot E + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(- \left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot \omega - \lambda_1 \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot -\sin(\omega \cdot t) \cdot \omega)}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) + \left(\frac{(\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot \omega - \lambda_2 \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot -\sin(\omega \cdot t) \cdot \omega)}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right) \quad (47)$$

Řešení pomocí soustavy dvou rovnic o dvou neznámých:

$$y_0 = D + E + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot \left(\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) - \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right) \quad / \cdot (-\lambda_1)$$

$$0 = \lambda_1 D + \lambda_2 E$$

$$y_0 \cdot (-\lambda_1) = -\lambda_1 \cdot D - \lambda_1 \cdot E + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot (-\lambda_1) \cdot \left(\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) - \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right)$$

$$0 = \lambda_1 D + \lambda_2 E$$

$$y_0 \cdot (-\lambda_1) = \lambda_2 E - \lambda_1 \cdot E + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot (-\lambda_1) \cdot \left(\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) - \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right)$$

$$y_0 \cdot (-\lambda_1) = E \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) + \frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot (-\lambda_1) \cdot \left(\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) - \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right)$$

$$E = \left(y_0 \cdot (-\lambda_1) + \left(\frac{F_0}{m \cdot (\lambda_2 - \lambda_1)} \cdot (-\lambda_1) \cdot \left(\left(\frac{\lambda_1}{\lambda_1^2 + \omega^2} \right) - \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_2^2 + \omega^2} \right) \right) \right) \right) / (\lambda_2 - \lambda_1) \quad (48)$$



Výpočet D:

$$0 = \lambda_1 D + \lambda_2 E$$

$$D = -\frac{\lambda_2 E}{\lambda_1} \quad (49)$$

5.4.1 Implementace výpočtu do programu Matlab

Výsledek diferenciální rovnice s pravou stranou ve tvaru harmonické budící síly byl naprogramován v softwaru Matlab. Tento program umožňuje zadávat veškeré vstupní hodnoty potřebné pro výpočet a vykreslovat graf funkce, který představuje výchylku zavíracího prvku v závislosti na čase. Symbol ω v programu nahrazuje symbol O (tato symbolika je nutná, protože program tento symbol nezná).

```
%Vstupní hodnoty%
b=1000;
m=0.01;
O=5;
k=1650;
F0=3.3;

%Homogenní řešení%
lambda1=(-b/(2*m))+i*((k/m)-(b/(2*m))^2)^(1/2);
lambda2=(-b/(2*m))-i*((k/m)-(b/(2*m))^2)^(1/2);

%Počáteční podmínka%
y0=F0/k;

%Výpočet integračních konstant%
E=((y0*(-lambda1))+((F0*lambda1)/(m*(lambda2-
lambda1)))*((lambda1/((lambda1)^2+O^2))-
(lambda2/(((lambda2)^2)+O^2))))/(lambda2-lambda1)
D=((-E*lambda2)/(lambda1));

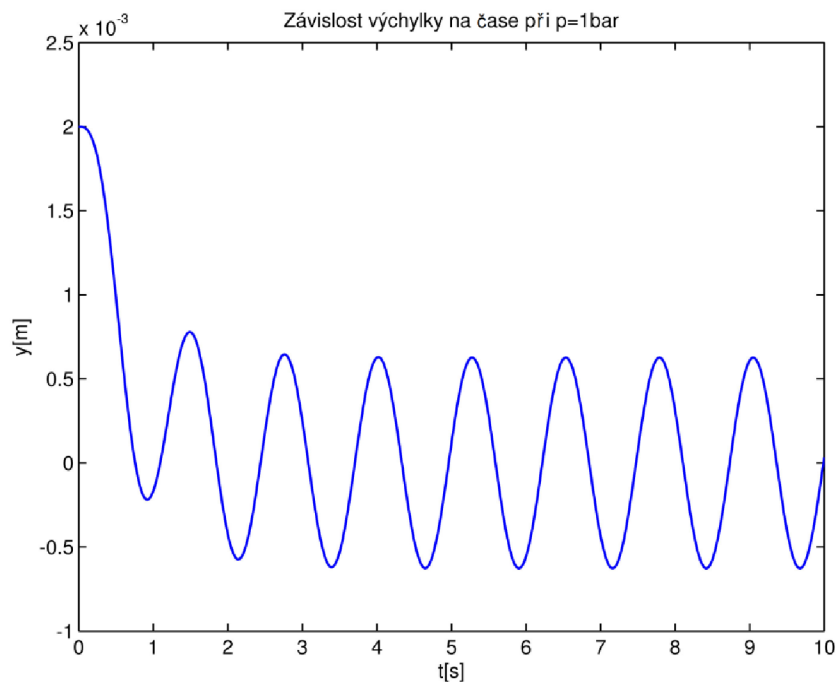
%Substituce%
t=linspace(0,10,1000)
a=(O*sin(O*t))
g=cos(O*t)

%Výsledná funkce%
y=D*exp(lambda1*t)+E*exp(lambda2*t)+((F0/(m*(lambda2-lambda1)))*((-a)-
(lambda1*g)))/(((lambda1)^2)+O^2))+((a-(lambda2*g))/(((lambda2)^2)+(O^2)));

%Vykreslení funkce%
plot(t,y)
```


5.4.2 Graf výchylky pro otevírací tlak 1bar

Graf výchylky byl vytvořen pomocí algoritmu z kapitoly 5.4.1. Na grafu jsou viditelné dvě oblasti, a to přechodová a ustálená oblast. Přechodový děj je způsoben homogenním řešením, po útlumu tohoto řešení se již projevuje pouze vynucené kmitání způsobené budící silou. Toto kmitání působí tak dlouho, dokud působí budící síla.



Obr. 5.16. Graf výchylky pro $p=1bar$

6 Závěr

Cílem práce bylo udělat ucelený přehled používaných konstrukčních prvků v hydraulických obvodech. Tyto prvky byly rozříděny do tří hlavních skupin, kde každá skupina plní v obvodu odlišnou operaci. Tyto operace slouží pro hrazení průtoku, řízení průtoku a řízení tlaku. Práce také popisuje jejich funkční principy a použití jednotlivých ventilů. Důraz byl také kladen na jejich možné poruchové stavy či problémy, které mohou doprovázet jejich použití.

Druhá část práce se zabývá právě jedním z těchto problémů a to kmitáním uzavíracího prvku. Toto kmitání je způsobeno použitím pružiny, jako členu, který drží uzavírací prvek v základní poloze. Tato celá soustava pak představuje zdroj kmitání, jenž se negativně projevuje na funkci daného ventilu. Cílem práce bylo vyřešení této problematiky pomocí pohybové rovnice, která tento pohyb popisuje. Následným řešením této rovnice byla funkce, představující výchylku zavíracího prvku v závislosti na čase. Rovnice byla řešena pro dva různé tvary funkcí pravých stran. Tyto tvary představují průběh tlaků v hydraulickém obvodu. Následně proběhl výpočet vzorových příkladů. Jako předloha pro příklady bylo použito tělo ventilu, který používá firma Hydac. Cílem výpočtu bylo zjistit optimální hodnoty tuhosti pružiny a tlumení pro správnou funkci tohoto ventilu. Algoritmus řešení byl naprogramován pomocí softwaru Matlab, pomocí toho programu byly taktéž vykresleny grafy představující onu výchylku uzavíracího prvku. Grafy dávají ucelenou informaci o pohybu uzavíracího prvku, což je nezbytně nutné pro návrh hydraulického ventilu. Při zanedbání této problematiky by ventil nemohl plnit správně svoji funkci a mohlo by dojít ke koliznímu stavu, kdy uzavírací prvek narazí do těla ventilu. Bakalářská práce se snažila o simulaci, která poukáže na danou problematiku a optimalizaci veličin, jenž se podílí na správné funkci ventilu.

7 Použité informační zdroje

- [1] EXNER, H. *Základy hydraulických systémů a základní hydraulické komponenty*. 3. vyd. G.L. Rexroth GmbH, 2005
- [2] JULIŠ, Karel. *Mechanika II díl dynamika*. Praha: SNTL, 1987.
- [3] PEŇÁZ, Václav a Dušan BENŽA. *Tekutinové mechanismy*. Brno: VUT Brno, 1990. ISBN 80-214-0082-X.
- [4] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha: SNTL, 1987.
- [5] SCHMITT, Arno. *Příručka hydrauliky*. G.L. Rexroth GmbH, 1991.
- [6] <http://www.seall.cz> [online]. [cit. 2013-05-14]. Dostupné z:
http://www.seall.cz/upload/stranky/users/seall/File/produkty/hydraulika/8_vestavne.pdf
- [7] <http://cs.wikipedia.org>. [online]. [cit. 2013-05-14]. Dostupné z:
<http://cs.wikipedia.org/wiki/Kmit%C3%A1n%C3%AD>

8 Seznam použitých zkratek a symbolů

D_n	[mm]	Jmenovitá světlost
b	[Ns/m]	Tlumení hmotného bodu
c_k	[-]	Konstanta růstu
e	[-]	Eulerova konstanta
F_0	[N]	Otevírací síla ventilu
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
k	[N/m]	Tuhost pružiny
m	[kg]	Hmotnost hmotného bodu
p_1, p_2, p_3	[Pa]	Otevírací tlaky ventilu
p_A	[MPa]	Maximální výstupní tlak
p_E	[MPa]	Maximální vstupní tlak
p_{min}	[MPa]	Minimální tlak
p_n	[MPa]	Jmenovitý tlak
p_o	[MPa]	Otevírací tlak
Q_n	[dm ³ .min ⁻¹]	Jmenovitý průtok
S	[m ²]	Plocha, do které působí otevírací tlak
t	[s]	Čas
y	[m]	Výchylka
$y(t)$	[m]	Výchylka je funkcí času
y_0	[m]	Výchylka ve statické rovnováze
\ddot{y}	[m/s ²]	Zrychlení hmotného bodu
\dot{y}	[m/s]	Rychlost hmotného bodu
ν	[mm ² .s ⁻¹]	Viskozita kapaliny
ω	[s ⁻¹]	Kruhová frekvence