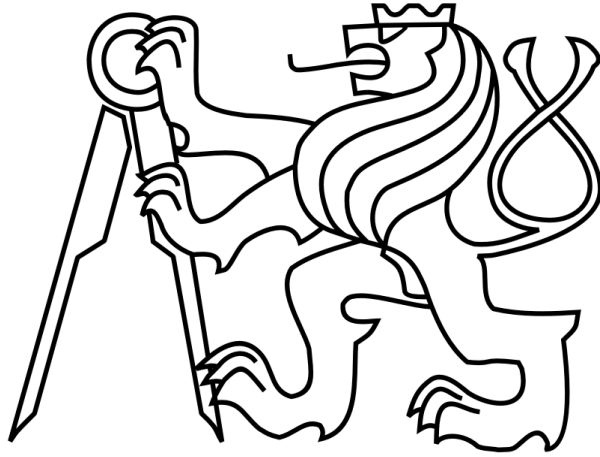


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Návrh regulátoru průtoku pro hydrostatické vedení OS

2019

Bc. Michal Bartošek

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Bartošek** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **437711**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav výrobních strojů a zařízení**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Výrobní stroje a zařízení**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh regulátoru průtoku pro hydrostatické vedení OS**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of Flow Controller for Hydrostatic Guideways of Machine Tools**

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: Navrhněte regulátor průtoku pro hydrostatické vedení OS. Jako základní prvek regulátoru použijte vestavné provedení škrtkového ventilu se stabilizací průtoku a prověřte zda a za jakých podmínek je možné dosáhnout progresivní charakteristiky regulátoru (zvyšující se průtok se zvyšujícím se tlakem na výstupu); Provedte zmapování současného stavu problematiky; Navrhněte konstrukci regulátoru; Sestavte simulační model regulátoru a proveďte citlivostní analýzu; Navržený model regulátoru ověřte experimentálně, analyzujte příčiny rozdílů mezi simulačním modelem a experimentem a případně navrhněte úpravy simulačního modelu; rozsah textové části 60-80 stran.

Seznam doporučené literatury:

SLOCUM, A. H. Precision Machine Design. Prentice Hall, 1992. ISBN 0136909183.; WECK, M. a BRECHER, C. Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung. Berlin: Springer-Verlag, 2006. ISBN 10 3-540-22502-1.; PEROVIĆ, B. Hydrostatische Führungen und Lager. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012. ISBN 978-3-642-20297-1.; ROWE, B. W. Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design. Elsevier, 2012. ISBN 978-0-12-396994-1.; SCHOENFELD, R. Pressure controller for the fluid flow of a hydrostatic or aerostatic journal bearing. Deutsches Patentamt, DE19645535. 1998-05-14.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Eduard Stach, Ph.D., ústav výrobních strojů a zařízení FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **30.04.2019**

Termín odevzdání diplomové práce: **21.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **30.09.2019**

Ing. Eduard Stach, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. Matěj Sulitka, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 21. 7. 2019

.....  
podpis

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu Ing. Eduardovi Stachovi, Ph.D. a především panu Ing. Tomáši Lazákovi za odborné rady, připomínky a trpělivost při tvorbě této práce. Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině a přítelkyni za podporu v průběhu studia.

## Anotace

Autor:	Bc. Michal Bartošek
Název DP:	Návrh regulátoru průtoku pro hydrostatické vedení OS
Rozsah práce:	86 str., 48 obr., 11 tab.
Školní rok vyhotovení:	2019
Škola:	ČVUT Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Tomáš Lazák
Zadavatel:	ČVUT Fakulta strojní
Využití:	Ekonomická alternativa regulátoru průtoku pro hydrostatická vedení
Klíčová slova:	Hydrostatické vedení, lineární vedení charakteristika ventilu, ventil VSK2, matematický model, regulace průtoku
Anotace:	Diplomová práce se zabývá možností využití škrtícího ventilu s konstantním průtočným průřezem a dvoucestnou stabilizací tlakového spádu typu VSK2 od společnosti ARGO HYTOS jako regulátor průtoku pro hydrostatická vedení. Dále se zabývá citlivostní analýzou změny jednotlivých nastavitelných parametrů a jejich vlivem na objemový průtok ventilem, resp. hydrostatickou kapsou. V rámci zrychlení a zjednodušení nastavení ventilu je součástí práce i matematický model v programu MATLAB.

# Annotation

Author:	Bc. Michal Bartošek
Title of bachelor dissertation:	Design of flow controller for hydrostatic guideways of machine tools
Extent:	86 p., 48 fig., 11 tab.
Academic year:	2019
University:	CTU Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Consultant:	Ing. Tomáš Lazák
Submitter of the theme:	CTU Faculty of Mechanical Engineering
Application:	Economical alternative of flow controller for hydrostatic guideways
Key words:	Hydrostatic guideway, linear guideway, valve characteristics, VSK2 valve, valve mathematical model, flow controller
Annotation:	This thesis deals with possibility to use 2-way, pressure compensated, not adjustable flow regulator VSK2 developed by ARGO HYTOS as a flow controller for hydrostatic guideways. Moreover, the thesis analyses sensitivity and effect of each modifiable parameter on total volume flow. In order to accelerate and simplify the process of valve volume flow setting, mathematical model of VSK2 valve was developed in MATLAB software.

# Obsah

<b>PŘEHLED POUŽITÝCH VELIČIN A JEDNOTEK .....</b>	<b>9</b>
<b>1 ÚVOD.....</b>	<b>11</b>
<b>2 VEDENÍ CNC OBRÁBĚCÍCH STROJŮ.....</b>	<b>13</b>
2.1 KLUZNÁ VEDENÍ.....	15
2.1.1 <i>Kluzná vedení hydrodynamická .....</i>	<i>15</i>
2.1.2 <i>Kluzná vedení hydrostatická.....</i>	<i>19</i>
2.1.3 <i>Hydrostatická buňka .....</i>	<i>28</i>
2.2 VALIVÁ VEDENÍ .....	31
2.2.1 <i>Valivá vedení uzavřená a otevřená.....</i>	<i>33</i>
2.2.2 <i>Valivá vedení s omezenou délkou zdvihu.....</i>	<i>34</i>
2.2.3 <i>Valivá vedení s neomezenou délkou zdvihu .....</i>	<i>35</i>
2.3 AEROSTATICKÁ VEDENÍ.....	36
<b>3 ZPŮSOBY REGULACE PRŮTOKU PRO HS.....</b>	<b>37</b>
3.1 REGULACE NA KONSTANTNÍ PRŮTOK .....	37
3.2 REGULACE KONSTANTNÍM ODPOREM PRŮTOKU.....	38
3.3 PROGRESIVNÍ REGULACE PRŮTOKU.....	40
3.4 AUTOREGULAČNÍ SYSTÉM .....	42
<b>4 REGULACE POMOCÍ ŠKRTÍČÍHO VENTILU .....</b>	<b>44</b>
4.1 FUNKČNÍ A KONSTRUKČNÍ POPIS VENTILU .....	44
4.2 MATEMATICKÝ MODEL VENTILU .....	49
4.2.1 <i>Výpočet průtočné plochy <math>S</math>.....</i>	<i>50</i>
4.2.2 <i>Výška úseče <math>x</math> (poloha šoupátka) .....</i>	<i>51</i>
4.2.3 <i>Discharge coefficient .....</i>	<i>54</i>
4.2.4 <i>Síla od proudící kapaliny <math>F_{\beta}</math>.....</i>	<i>55</i>
4.3 FINÁLNÍ PODOBA MATEMATICKÉHO MODELU .....	56
<b>5 EXPERIMENT A VERIFIKACE MODELU.....</b>	<b>57</b>
5.1 TESTOVACÍ MĚŘICÍ OBVOD .....	58
5.2 SADA MĚŘENÍ Č. 1 .....	60
5.2.1 <i>Citlivostní analýza změny předepnutí pružiny .....</i>	<i>61</i>
5.2.2 <i>Citlivostní analýza změny tuhosti pružiny .....</i>	<i>63</i>
5.2.3 <i>Citlivostní analýza změny velikosti otvoru clonky .....</i>	<i>64</i>
5.2.4 <i>Citlivostní analýza změny velikosti vstupního tlaku .....</i>	<i>65</i>

---

5.3	ZÁVĚR SADY MĚŘENÍ Č. 1 .....	66
5.4	SADA MĚŘENÍ Č. 2 .....	66
5.4.1	<i>Citlivostní analýza změny předepnutí pružiny .....</i>	<i>67</i>
5.4.2	<i>Citlivostní analýza změny tuhosti pružiny .....</i>	<i>69</i>
5.4.3	<i>Citlivostní analýza změny velikosti otvoru clonky .....</i>	<i>70</i>
5.4.4	<i>Citlivostní analýza změny velikosti vstupního tlaku .....</i>	<i>72</i>
5.5	ZÁVĚR SADY MĚŘENÍ Č. 2 .....	74
<b>6</b>	<b>APLIKACE PRO HYDROSTATICKÁ VEDENÍ .....</b>	<b>76</b>
6.1	PŘÍKLAD NÁVRHU NASTAVENÍ VENTILU DLE POŽADAVKU .....	76
<b>7</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>79</b>
	<b>SEZNAMY .....</b>	<b>81</b>
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	81
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	83
	SEZNAM TABULEK.....	84
	SEZNAM GRAFŮ .....	85
	SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE .....	86
	SEZNAM PŘÍLOH.....	86



## Přehled použitých veličin a jednotek

A	[m <sup>2</sup> ]	Obsah kruhové výseče
A <sub>0</sub>	[m <sup>2</sup> ]	Plocha otvoru clonky
b	[m]	Efektivní obvod trubice
C <sub>d</sub>	[-]	Discharge coefficient
d	[m]	Průměr clonky
D	[m]	Průměr plochy, na kterou působí tlak p <sub>1</sub>
dF <sub>p</sub>	[Pa]	Tlaková síla při laminárním proudění
dF <sub>t</sub>	[Pa]	Třecí síla při laminárním proudění
dy	[m]	Výška štěrbiny
F	[N]	Síla
F <sub>0</sub>	[N]	Síla od předepnutí pružiny
F <sub>10</sub>	[N]	Třecí síla za klidu
F <sub>max</sub>	[N]	Maximální síla
F <sub>min</sub>	[N]	Minimální síla
F <sub>T</sub>	[N]	Třecí síla za pohybu
F <sub>β</sub>	[N]	Síla od proudu kapaliny
h	[m]	Výška škrťící mezery
H	[m]	Zdvih lineárního valivého vedení
h <sub>min</sub>	[m]	Minimální výška škrťící mezery
k	[N/m]	Tuhost pružiny
K <sub>r</sub>	[-]	Konstanta Q <sub>p</sub> /Q <sub>0</sub>
l	[m]	Šířka škrťící mezery
L	[m]	Délka valivých drah lineárního valivého vedení
l <sub>p</sub>	[m]	Délka pohyblivé části lineárního valivého vedení
l <sub>t</sub>	[m]	Délka trubice (kapiláry)
L <sub>v</sub>	[m]	Délka klece lineárního valivého vedení
p	[m]	Velikost poskoku HD vedení
p	[Pa]	Tlak
p <sub>1</sub>	[Pa]	Tlak od čerpadla
p <sub>2</sub>	[Pa]	Tlak uvnitř ventilu
p <sub>3</sub>	[Pa]	Zátěžný tlak

$p_p$	[Pa]	Tlak čerpadla
$p_T$	[Pa]	Tlak v kapse
$Q$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok
$Q_0$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok pro $p_T = 0$
$Q_1$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok před ventilem
$Q_2$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok za ventilem
$Q_p$	[m <sup>3</sup> /s]	Maximální objemový průtok
$Q_r$	[m <sup>3</sup> /s]	Objemový průtok pro $p_T$
$R$	[Nm <sup>-5</sup> s]	Hydraulický odpor
$r$	[m]	Průměr otvoru ventilu
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$R_T$	[Nm <sup>-5</sup> s]	Hydraulický obvod HS kapsy
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Průtočná plocha
$S_1$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha, na kterou působí tlak $p_1$
$S_2$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha, na kterou působí tlak $p_2$
$S_c$	[m <sup>2</sup> ]	Celková plocha otvoru ventilu
$t$	[s]	Čas
$v$	[m/s]	Rychlost
$v_s$	[m/s]	Střední hodnota rychlosti proudění kapaliny
$x$	[m]	Výška úseče (poloha šoupátka)
$x_2$	[m]	Hloubka zašroubování předepínacího šroubu
$\eta$	[kg/ms]	Dynamická viskozita tekutiny
$\mu$	[m <sup>3</sup> /s]	Průtokový součinitel
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota oleje
$\varphi$	[°]	Úhel, pod kterým kapalina opouští ventil
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita
$\Delta_p$	[Pa]	Tlakový spád

# 1 Úvod

Důležitým faktorem při výběru klíčové komponenty pro jakýkoliv stroj či jeho periferie je vedle kvality zpracování, dosahovaných výsledků či doby v provozu také samozřejmě cena. Každá společnost se snaží dosahovat co nejlepších ekonomických výsledků. A právě tento parametr je hlavní motivací pro tuto diplomovou práci.

Hydrostatické vedení je jedním ze základních typů kluzných vedení. Oproti ostatním typům vedení má několik výhod, např. dlouhou životnost vzhledem k minimálnímu opotřebení nebo výbornou tlumící schopnost. Na druhou stranu má i nevýhody, např. velmi složitou konstrukci náročnou na údržbu a vysokou citlivost na regulaci průtoku.

Tato diplomová práce se bude zabývat možností použití ventilu VSK2 od společnosti ARGO-HYTOS v hydraulickém obvodu hydrostatického vedení jako regulátor průtoku. Hlavním důvodem, proč je použití tohoto ventilu vhodnější než dnes používané regulátory, je cena.

Škrťící ventil s konstantním průtočným průřezem a dvoucestnou stabilizací tlakového spádu od společnosti ARGO-HYTOS s katalogovým označením VSK2 se řadí svými vlastnostmi mezi regulaci konstantním odporem průtoku, tedy použití kapilár, a mezi progresivní regulaci průtoku, tedy použití PM regulátorů. Výhodami ventilu VSK2 oproti použití kapilár jsou mnohem širší možnosti uplatnění, jelikož každá kapilára je vyrobena pro konkrétní hydraulický obvod, a také mnohem lepší výsledky regulace. Nevýhodou může být vyšší cena, která je však vyšší jen v řádu jednotek procent. Výsledné charakteristiky ventilu VSK2 by se však neměly blížit charakteristikám dosaženým při použití kapilár, ale při použití PM regulátorů.

Pokud byla cena ventilu VSK2 nevýhodou oproti kapilárám, je naopak velkou výhodou oproti PM regulátorům. Cena ventilu VSK2 se pohybuje okolo 3 000 Kč, zatímco cena srovnatelného PM regulátoru se pohybuje mezi 10 000 – 15 000 Kč a vzhledem k faktu, že pro jedno hydrostatické vedení je třeba několik PM regulátorů, může být výsledný finanční rozdíl v řádu desítek tisíc Korun českých.

Oproti PM regulátorům má však ventil VSK2 jednu značnou nevýhodu a tou je velká citlivost na nastavení jednotlivých parametrů. Tato skutečnost brání přímému použití ventilu VSK2 v hydraulických obvodech hydrostatických vedení.

Zprvu vypadá konstrukce ventilu VSK2 a PM regulátoru velmi odlišně. Při bližším prozkoumání se však tyto konstrukce až tak moc neliší. V konstrukci obou regulátorů se

vyskytuje pohyblivý prvek, který v závislosti na tlakové zpětné vazbě ovlivňuje velikost objemového průtoku. U ventilu VSK2 je tímto pohyblivým prvkem šoupátko, u PM regulátoru je to membrána. Právě tato podobnost vede k domněnkám, že by ventil VSK2 mohl dosahovat stejně progresivních křivek jako PM regulátor.

Tato práce se tedy bude zabývat výzkumem, zda lze použít ventil VSK2 jako regulátor průtoku pro hydrostatická vedení. Dále se bude zabývat citlivostní analýzou jednotlivých parametrů a jejich vlivem na výsledný objemový průtok. V rámci zjednodušení a zrychlení procesu nastavování ventilu bude sestaven matematický model ventilu a návod, jak nastavit jednotlivé parametry ventilu pro požadovaný objemový průtok ventilem, resp. hydrostatickou kapsou.

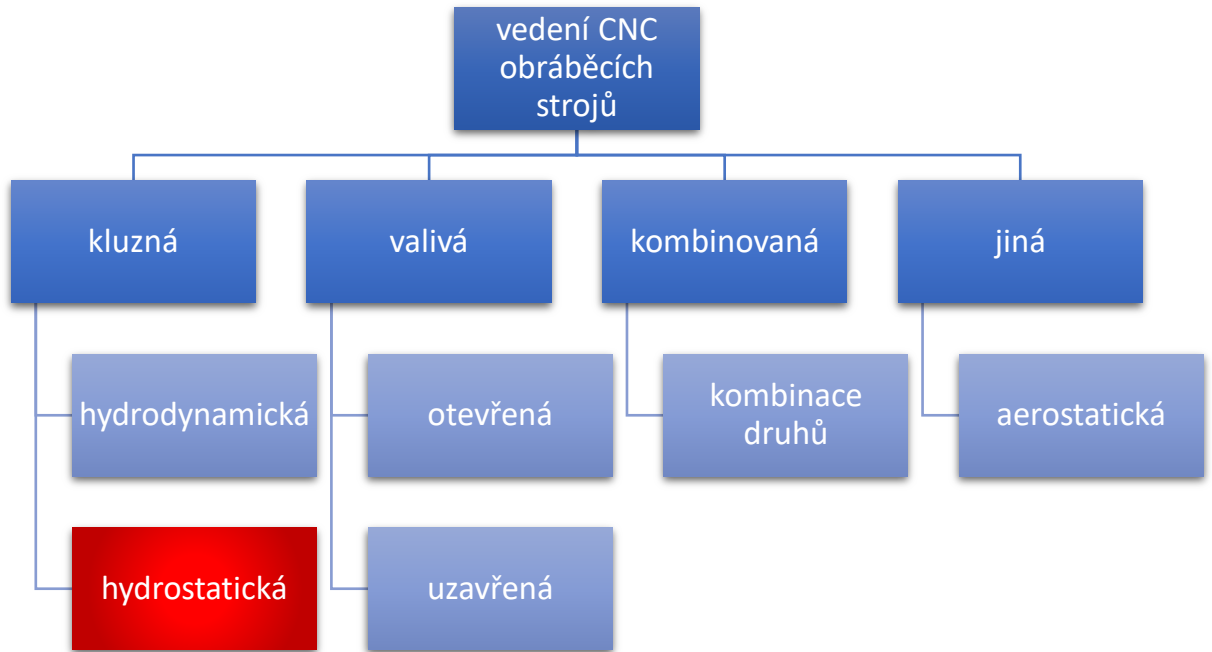
## 2 Vedení CNC obráběcích strojů

Vedení CNC obráběcích strojů hraje zásadní roli ve výsledné kvalitě výrobku, proto jsou na něj kladeny vysoké požadavky. Jedná se o soustavu vodících ploch, sloužící k definovanému pohybu mezi pohyblivou a statickou částí soustavy. Pohyblivou částí může být např. stůl nebo saně, zatímco statickou částí je např. lože.

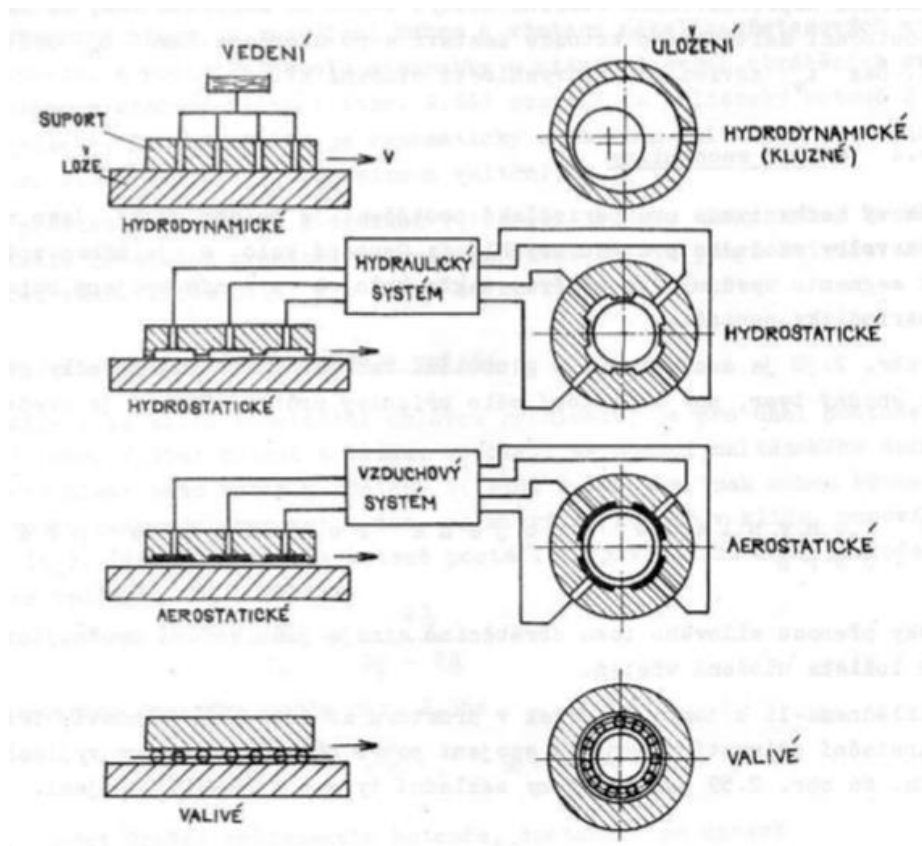
Vedení se rozděluje dle mnoha kritérií, ale jedním z nejzásadnějších je rozdělení podle typu tření mezi vodícími plochami. Kompletní rozdělení je patrné z Obr. 2.1. [1] [2]

Jak bylo zmíněno výše, na vedení jsou kladeny vysoké požadavky, jsou jimi zejména:

- Vedení musí vykazovat statickou i dynamickou tuhost.
- Přesnost výroby vedení musí být taková, aby dráha pohybu měla pouze minimální odchylky od ideální dráhy pohybu, stanovené požadovanou přesností stroje.
- Vedení by mělo vykazovat co možná nejdélší životnost při zachování přesnosti dráhy pohybu, tzn. volbu ideálního materiálu vedení, tepelné zpracování, povrchové úpravy atd.
- Při opotřebení vedení by měla existovat možnost vymezit vzniklé vůle pro zachování přesnosti a funkčnosti vedení.
- Kvalita povrchu vedení by měla být co nejlepší, aby bylo docíleno nízkého tření, tím pádem i nízkého odporu proti pohybu a nižšího opotřebení.
- K nižšímu tření a opotřebení slouží také mazání vedení.
- Vedení by mělo být chráněno takovým způsobem, aby bylo zabráněno vniknutí třísek či jiných nečistot, které by mohly způsobovat vyšší opotřebení, případně zadření vedení.
- Tvar vedení musí zaručovat pohyb pouze s jedním stupněm volnosti a vhodně zachycovat přenášené síly.
- Dále by se měl tvar vedení skládat z co nejmenšího počtu ploch a měl by být co nejjednodušší, aby byla zaručena jednoduchost a tím i přesnost výroby. [1] [2]



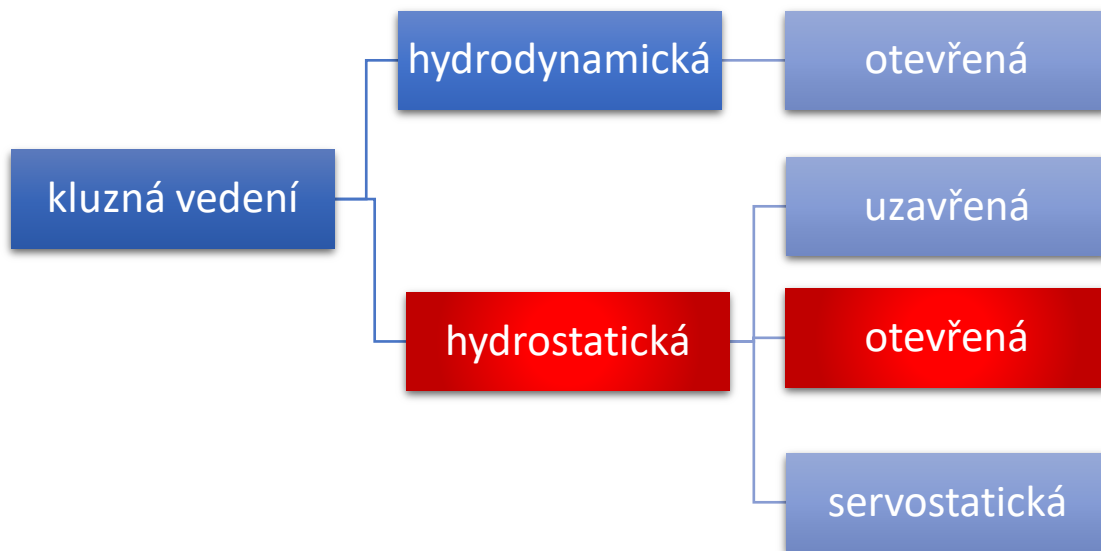
Obrázek 2.1: Rozdělení vedení CNC obráběcích strojů



Obrázek 2.2: Zjednodušená schémata jednotlivých pohyblivých spojení [1]

## 2.1 Kluzná vedení

Základním principem kluzných vedení je absence pohyblivých (valivých) elementů mezi vodíci plochami, jejichž funkci u kluzných vedení přebírá olej, resp. vrstva oleje. Rozhodujícím parametrem, podle kterého se druhy kluzných vedení rozlišují (Obr.2.3), je třecí poměr. [2]



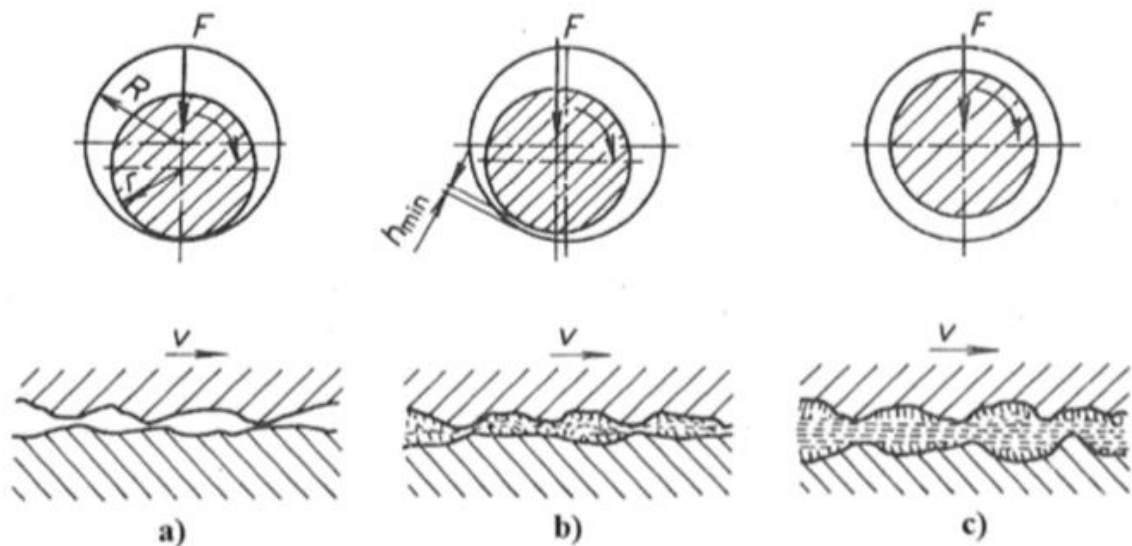
Obrázek 2.3: Rozdělení kluzných vedení

### 2.1.1 Kluzná vedení hydrodynamická

Kluzná vedení hydrodynamická, někdy zkráceně označována pouze jako vedení kluzná, dostala své jméno díky skutečnosti, že pracují pouze za pohybu. Ve chvíli, kdy se vedení nehýbe, se o sebe jednotlivé vodíci plochy přímo opírají. Teprve za pohybu se mezi nimi vytvoří film oleje, po kterém se pohyblivá část vedení může “klouzat“ a vzniká tak efekt hydrodynamického mazání.

Z principu funkce hydrodynamického vedení vyplývá, že zásadním momentem při užívání je přechod ze statické pozice do pohybu. V průběhu tohoto procesu mohou vznikat až tři typy tření (Obr. 2.4, pro lepší představu je princip zobrazen pomocí ložisek, který u lineárního vedení funguje stejně):

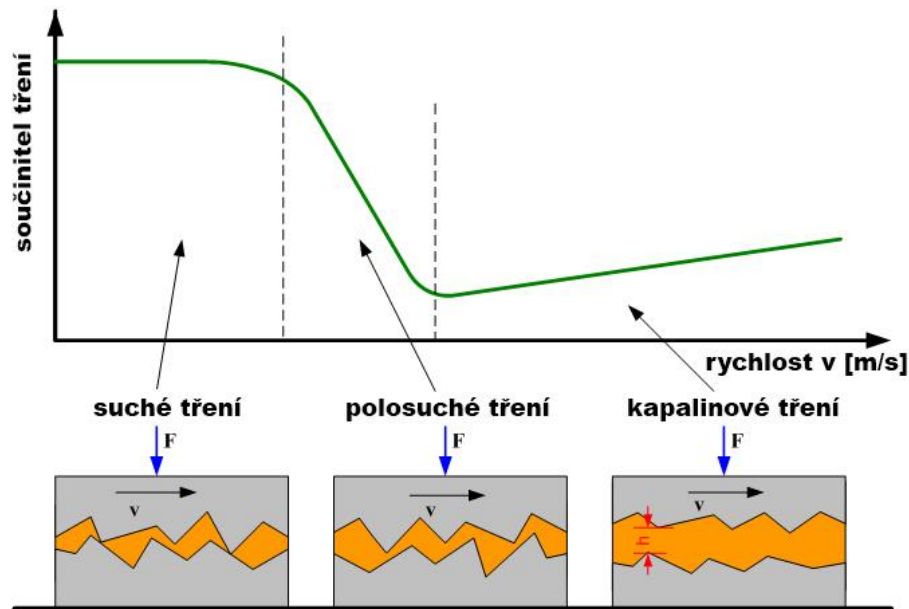
- suché tření
  - vodící plochy se bezprostředně dotýkají bez přítomnosti maziva
  - vzniká velké tření, opotřebení a zahřívání
  - vznik při rozběhu a zastavování stroje
- polosuché tření
  - vzniká při nedostatečném přívodu oleje nebo pokud je vrstva oleje příliš tenká
  - mezi vodícími plochami je pouze tenká vrstva oleje, která nezabrání všem stykům mezi vodícími plochami, zabrání však tvorbě studených svarů
  - obvykle při nízkých rychlostech
- kapalinové tření
  - vodící plochy jsou již vůči sobě v dostatečně rychlém pohybu, aby mohla vzniknout souvislá vrstva oleje
  - klesá tření i opotřebení [1] [2]



Obrázek 2.4: Typy tření v kluzných ložiscích a) suché, b) polosuché, c) kapalinové [3]

Průběh závislosti součinitele tření na rychlosti u hydrodynamických kluzných vedení odpovídá tzv. Stribeckově křivce (Obr. 2.5).





Obrázek 2.5: Stribeckova křivka [4]

Jak bylo řečeno výše, musí pohyblivá část soustavy, např. saně, při rozjezdu překonat odpor tření za klidu. Tento proces ale může být doprovázen negativními vlivy:

- V případě horší kvality povrchu vodících ploch může docházet k nerovnoměrnému trhavému pohybu.
- Může docházet k horší citlivosti na řídicí systém, která znemožní přesné polohování.

Ve chvíli, kdy dojde k překonání odporu tření za klidu a saně se začnou hýbat rovnoměrným pohybem, je součinitel tření roven tření za pohybu. Než ovšem dojde k rovnoměrnému pohybu, vnáší pohybový mechanismus do soustavy hnací sílu, která však vlivem odporu tření za klidu nepohybuje mechanismem, nýbrž se kumuluje. Ve chvíli, kdy je překonán odpor tření za klidu, dojde k uvolnění nakumulované energie a dojde k poskoku pohybového mechanismu. Velikost tohoto poskoku  $p$  můžeme vyjádřit vztahem [1] [2]:

$$p = \frac{2 \cdot (F_{10} - F_T)}{k} + v \cdot t \quad (2.1)$$

- Kde:
  - $F_{10}$  ... třecí síla v klidu [N]
  - $F_T$  ... třecí síla za pohybu [N]
  - $k$  ... tuhost pohybového mechanismu [N/m]
  - $v$  ... konstantní posuvová rychlost [m/s]
  - $t$  ... čas ustáleného pohybu [s]

Ze vztahu 2.1 vyplývají dva způsoby, jak tento negativní vliv zmírnit. Zprvč můžeme zvýšit tuhost  $k$  pohybového systému, což ale nemůžeme dělat do nekonečna nebo zadruhé můžeme zmenšit rozdíl mezi třecí silou za klidu  $F_{10}$  a třecí silou za pohybu  $F_T$ , což primárně znamená zmenšit třecí sílu za klidu. Toho můžeme docílit použitím principu hydrostatického (kapalinného) tření.

Třetí možností, jak zmenšit velikost poskoku nebo ho dokonce i kompletně odstranit, je užití aditivovaných mazacích olejů či speciálních plastových materiálů na povrch vodících ploch, např. Turcit nebo Biplast. [1] [2]

### **Výhody hydrodynamických kluzných vedení:**

- jednoduchost konstrukce a nižší cena
- levný provoz
- snadná oprava a montáž
- vysoká schopnost tlumení rázů a vibrací
- možnost užití v extrémních teplotních podmínkách

### **Nevýhody hydrodynamických kluzných vedení:**

- velké třecí ztráty
- při rozjezdu, brzdění a nízkých rychlostech klesá únosnost
- potřeba kvalitních mazacích olejů
- náchylné na zadření
- trhavé pohyby (poskoky) při rozjezdu
- velký vývin tepla a opotřebení vlivem suchého tření [1] [2]

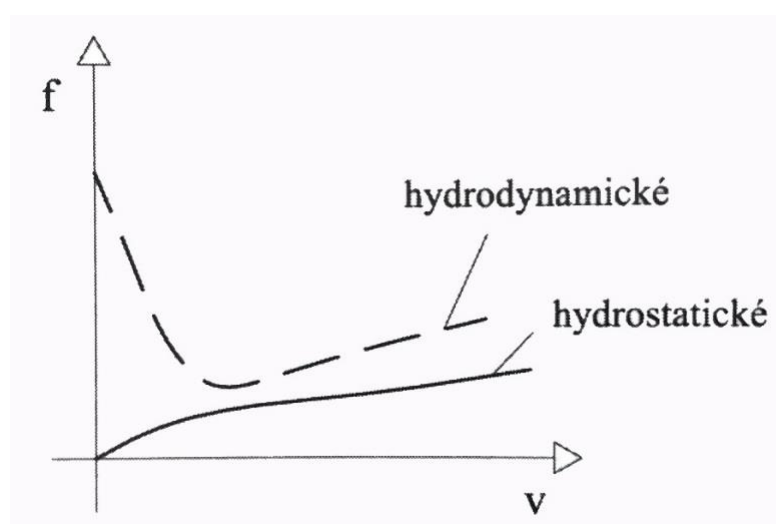


Obrázek 2.6: Příklad válcového hydrodynamického kluzného vedení [5]

## 2.1.2 Kluzná vedení hydrostatická

Na rozdíl od hydrodynamického vedení, které pro svou ideální funkčnost potřebuje pohyb, hydrostatické vedení funguje již za klidu. Principem hydrostatického vedení je vytvoření kapalného nosného filmu mezi vodícími plochami pomocí tlakového média, čímž je zaručeno kapalinové tření bez nutnosti pohybu.

Vzhledem k absenci suchého a polosuchého tření má hydrostatické vedení velmi malý součinitel tření ( $f = 10^{-4}$  až  $10^{-5}$ ) při velkém rozsahu rychlostí. Porovnání velikosti součinitele tření v závislosti na rychlosti pohybu vedení u hydrodynamických a hydrostatických vedení je zobrazeno na Obr. 2.7. [1] [2]



Obrázek 2.7: Porovnání součinitele tření v závislosti na rychlosti u HD a HS vedení [6]

## Výhody hydrostatických kluzných vedení:

- vysoká tlumící schopnost v kolmém směru na vodící plochy
- vzhledem k tomu, že prostor mezi buňkami a vodícími plochami je vyplněn olejem o vysoké tuhosti, nejsou ve vedení žádné vůle
- vedení je velmi tuhé
- díky výskytu pouze kapalinového tření je velmi malý součinitel tření ( $f = 10^{-4}$  až  $10^{-5}$ ), což je pro představu v porovnání s hydrodynamickým vedením až 10 000x méně a v porovnání s valivým vedením až 100x méně
- díky minimálnímu tření a skutečnosti, že se vodící plochy nedotýkají ani za klidu, nemá hydrostatické vedení v podstatě žádné opotřebení
- z předchozího bodu plyne, že i životnost hydrostatického vedení bude velmi vysoká

## Nevýhody hydrostatických kluzných vedení:

- komplikovanost konstrukce a s tím spojená náročnost výroby
- nákladná údržba a provoz
- citlivost na nečistoty v oleji, potřeba kvalitní filtrace
- potřeba odladěných regulátorů průtoku pro zajištění tuhosti vedení
- vzhledem k tlakům vyvíjeným na konstrukci vedení je nutné, aby všechny části vedení byly dostatečně tuhé [1] [2]

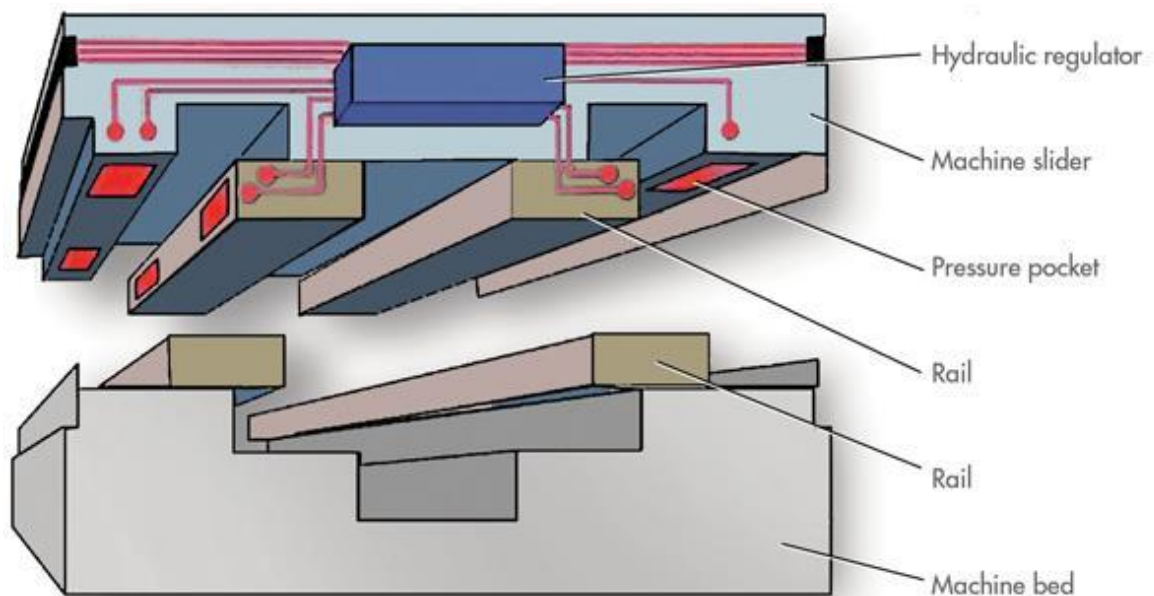
## Základní informace a doporučení pro hydrostatická vedení:

- minimální výška škrťací mezery  $h_{min} = 15 - 25 \cdot 10^{-6} m$ 
  - pro malé a střední stroje  $h_{min} = 0,015 - 0,025 mm$
  - pro těžké stroje  $h_{min} = 0,04 - 0,06 mm$
- délka tlakových jednotek se volí dle velikosti vedení v rozmezí 0,5 - 1,5m
- pro vedení s rovnoměrným zatížením a s požadavkem na vysokou tuhost se volí malý počet tlakových jednotek
- pro vedení s nerovnoměrným zatížením s velkými klopnými momenty se volí velký počet tlakových jednotek

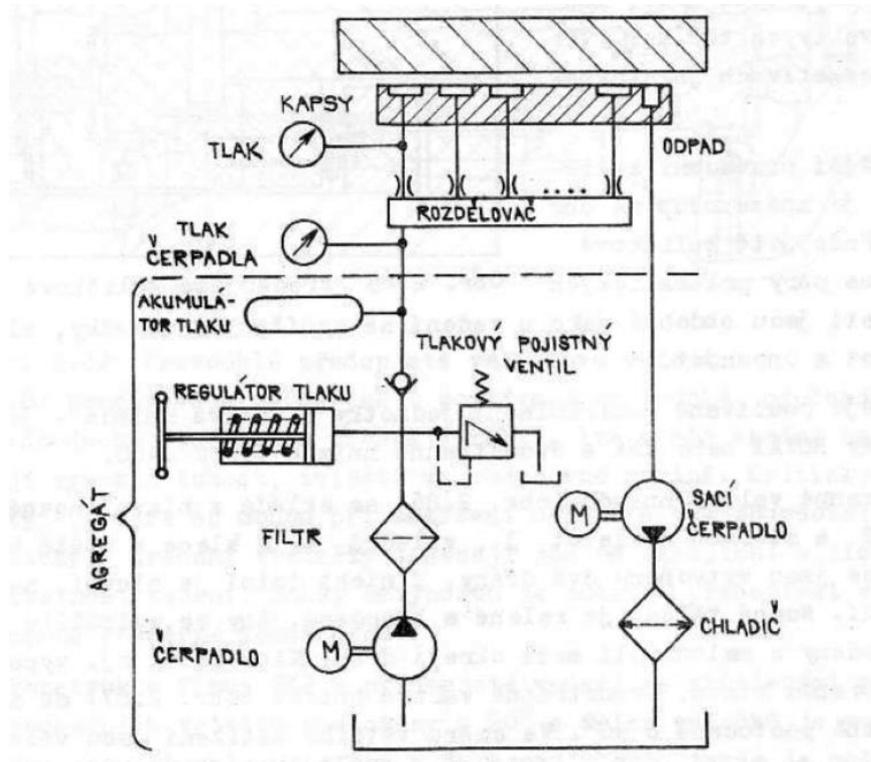
## Konstrukce hydrostatických kluzných vedení

Konstrukce hydrostatického kluzného vedení se, obdobně jako valivá vedení, dělí na hydrostatická kluzná vedení otevřená a uzavřená. Obecně lze konstrukci popsat dle Obr. 2.8.

Skládá se z lože, kolejnic (vodících ploch), hydrostatických buněk, stolu a regulátoru průtoku. Dále je třeba přivádět do hydrostatických buněk tlakové médium. K tomu slouží specifický hydraulický obvod (Obr. 2.9).



Obrázek 2.8: Konstrukce HS vedení [7]



Obrázek 2.9: Hydraulický obvod hydrostatického vedení včetně příslušenství [1]

## Hydrogenerátory pro hydrostatická vedení

Hydrostatická čerpadla jsou objemová čerpadla s přímou přeměnou mechanické energie na tlakovou energii kapaliny, kinetická energie kapaliny je přitom nepatrná. K přepravě tekutiny dochází přímým opakovaným, nebo spojitým působením na objem kapaliny, který je oddělen nejdříve na sací potrubí a poté na potrubí výtlačné. Důležitou vlastností hydrostatických čerpadel je schopnost teoreticky, pokud nehledíme na objemové ztráty, poskytovat téměř konstantní průtok kapaliny. [8] [9]

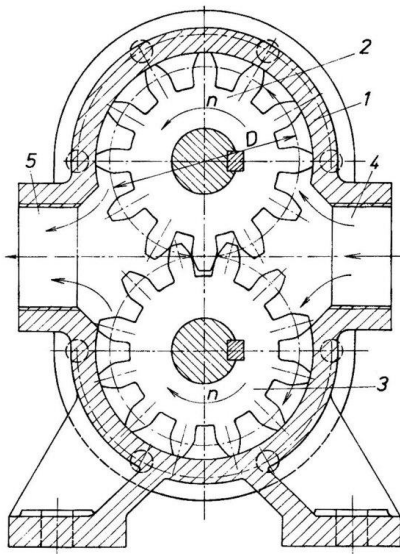
Nejčastějšími druhy čerpadel jsou:

- zubová
  - kapalina je dopravována do výstupu v zubových mezerách točících se ozubených kol, vzájemně zabírajících buď vnitřním nebo vnějším ozubením (Obr. 2.10)
- lamelová
  - kapalina je dopravována do výstupu v mezerách mezi lamelami pohyblivě uloženými v rotoru, případně ve statoru (Obr. 2.12)

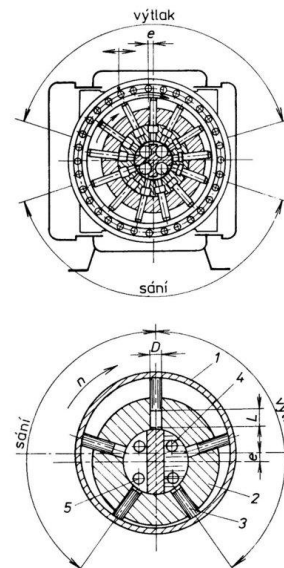
- pístová
  - při otáčení rotoru se písty vlivem dostředivé síly opírají o vnitřní stěnu statoru. Excentricky uložená osa rotoru způsobuje sání a výtlač kapaliny (Obr. 2.11)

Čerpadla lze dále dělit dle schopnosti regulace geometrického objemu na:

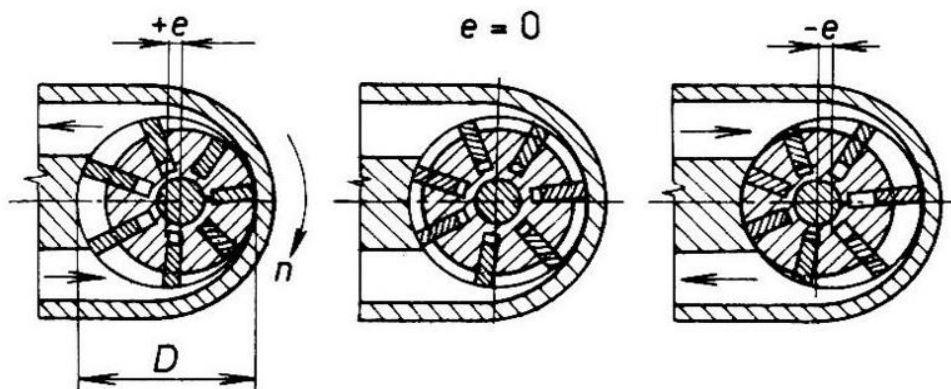
- Regulační
  - Možnost měnit geometrický objem a rychlost otáčení
- Neregulační
  - Geometrický objem i rychlost otáčení je konstantní [10] [9]



Obrázek 2.10: Zubové čerpadlo [10]



Obrázek 2.11: Radiální pístové čerpadlo [10]



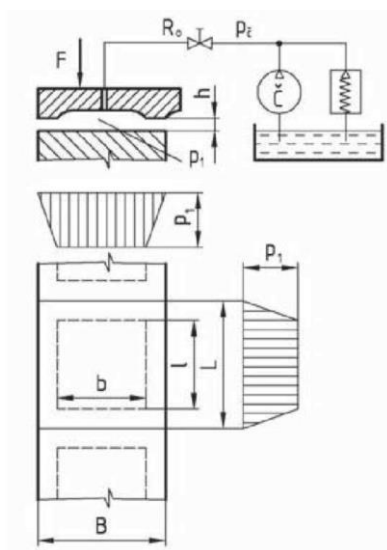
Obrázek 2.12: Rotační lamelové čerpadlo [10]

## Kluzná vedení hydrostatická – otevřená

Olej o konstantním tlaku  $p_\varepsilon$  určeném čerpadlem je veden přes škrťací ventil o konstantním odporu  $R_0$ , do tlakové jednotky vedení. Tlak  $p_\varepsilon$  je zmenšen tímto škrťacím ventilem na pracovní tlak  $p_1$ , který je závislý na zatížení. Tlak  $p_1$  tedy vytlačuje olej z ložiskové jednotky mezerou  $h$  (Obr. 2.13).

V nezatíženém stavu je vedení a tlak v jednotce v rovnováze. Pokud dojde k zatížení lineárního vedení, zmenší se mezera  $h$ . Tím dojde ke zmenšení průtoku mezerou a zvýšení tlaku oleje. Tlak se zvyšuje až do té doby, než opět dojde k rovnovážnému stavu mezi zatížením a tlakovou silou v jednotce. Při odlehčení probíhá děj opačně, dojde tedy ke zvětšení mezery  $h$ , zvýšení průtoku a snížení tlaku. Děj probíhá, než opět dojde k rovnovážnému stavu.

V ideálním případě je změna mezery  $h$  minimální a díky tomu mohou být hydrostatická vedení použita i pro velmi přesné stroje. Změna výšky olejové vrstvy záleží především na správném nastavení regulátoru průtoku (více o regulátorech průtoku v kapitole 3). [1] [2]



Obrázek 2.13: Schéma otevřeného hydrostatického vedení [6]

Konstrukce otevřeného hydrostatického lineárního vedení musí obsahovat nejméně tři samostatné škrťací ventily. Hlavním důvodem tohoto opatření je fakt, že kdyby došlo k poklesu zatížení jedné jednotky, klesl by pracovní tlak ve všech ostatních jednotkách. Došlo by tedy k porušení rovnováhy mezi zatížením a pracovním tlakem v jednotkách



a u více zatížených ložiskových jednotek by mohlo dojít k výraznému snížení olejového filmu mezi vodícími plochami. V některých případech by mohlo dojít až k doteku vodících ploch, což by pro ně mohlo mít destruktivní následky. [1] [2]

### **Ideální případy pro užití otevřeného hydrostatického vedení:**

- rovnoměrné zatížení pohyblivé části vedení
- minimální zatížení klopným momentem
- malý rozsah zátěžných sil  $\left( \frac{F_{max}}{F_{min}} \leq 2 \right)$
- vysoké počáteční zatížení vedení, aby byla zaručena dostatečná počáteční tuhost vedení
- příklad použití: stojan těžké vyvrtávačky

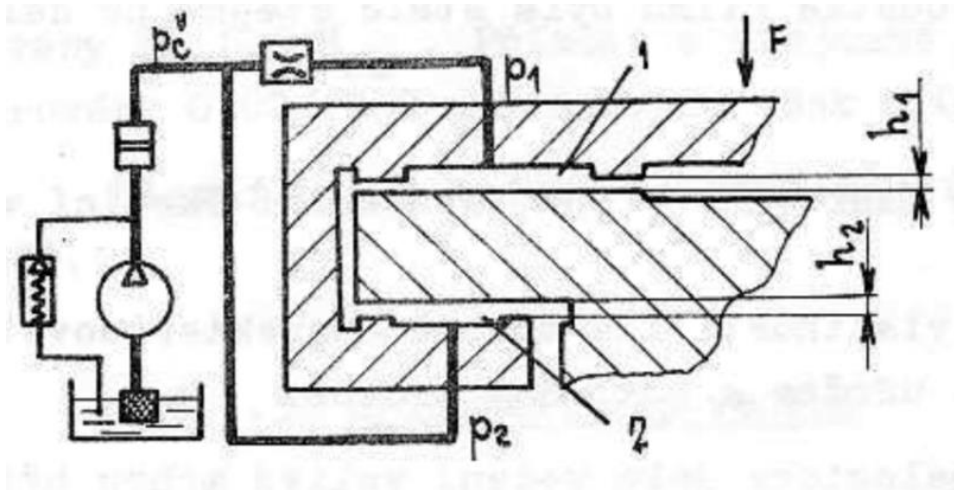
V ostatních případech je vhodné užít uzavřeného hydrostatického vedení.

### **Kluzná vedení hydrostatická – uzavřená**

Stejně jako u hydrostatických vedení otevřených je tlak od čerpadla  $p_c$  do tlakových jednotek přiváděn přes škrťací ventily. Rozdílem ale je, že není přiváděn pouze na hlavní vodící plochy (Obr. 2.14. č. 1), nýbrž také na vodící plochy doplňující (Obr. 2.14. č. 2). Jednu samostatnou jednotku tedy tvoří určitý úsek hlavní a doplňující vodící plochy.

Z hlavní části jednotky s tlakem  $p_1$  je olej vytlačován mezerou o výšce  $h_1$  a z vedlejší části jednotky s tlakem  $p_2$  je olej vytlačován mezerou o výšce  $h_2$ . Každá část jednotky tedy působí na vodící plochy určitou silou. Výslednice těchto sil by měla působit takovou silou, aby byla v rovnováze s vnější (zátěžnou) silou  $F$ .

Pokud dojde ke zvětšení zátěžné síly  $F$ , změní se poměr výšek mezer  $h_1$  a  $h_2$ . Mezera  $h_1$  se zvětší a mezera  $h_2$  se zmenší a to do té míry, dokud opět nedojde k vyrovnání výslednice sil od tlakových jednotek a nové zátěžné síly  $F$ . [1] [2] [6]



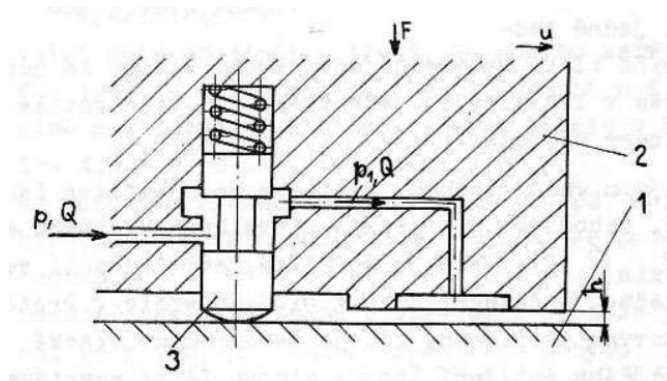
Obrázek 2.14: Schéma uzavřeného hydrostatického vedení [1]

## Kluzná vedení hydrostatická – servostatická

Hydrostatická kluzná vedení servostatická využívají kombinace předřadného hydraulického odporu a polohové zpětné vazby, aby byla zaručena stálá pozice pohybujícího se tělesa vůči jinému tělesu obráběcího stroje.

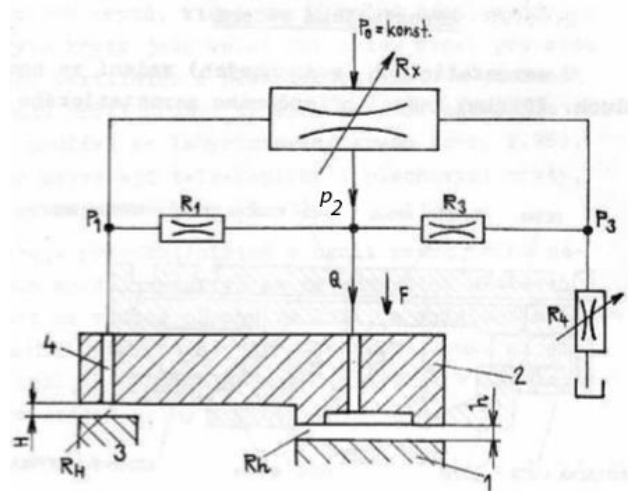
Lze rozlišovat dva typy tohoto vedení:

1. Chceme-li udržovat stálou tloušťku vrstvy maziva (Obr. 2.15).
  - V případě, pokud je mezi dvojicí těles tvořících vedení zpětná vazba.
2. Chceme-li udržovat stálou polohu pohybující se části vedení.
  - V případě, kdy je zpětná vazba vztažena mimo dvojici těles vedení.
  - Tloušťka vrstvy maziva se mění dle potřeby. [1]



Obrázek 2.15: Servostatické vedení s mechanickou zpětnou vazbou [1]

Mechanismus číslo 3 na obrázku 2.15 představuje mechanickou dotykovou zpětnou vazbu mezi pohyblivým tělesem (2) a nepohyblivým tělesem (1). Tento mechanismus ovládá předřadný hydraulický odpor buňky a zabezpečuje stálou tloušťku vrstvy maziva  $h$ . [1]



Obrázek 2.16: Servostatické vedení s hydraulickou zpětnou vazbou [1]

Podstata mechanismu na obrázku 2.16 spočívá v tom, že tryska (4), která je součástí pohyblivé části vedení (2), při pohybu přesně sleduje řídicí plošku vztažného řídicího tělesa (3). Tato sledovací tryska, která do obvodu vnáší hydraulický odpor  $R_H$ , je součástí hydraulického můstku tvořeného odpory  $R_H$ ,  $R_1$ ,  $R_3$  a  $R_4$ . Řídící tlaky  $p_1$  a  $p_3$  ovládají šoupátkový odpor  $R_x$ , který pomocí přiškrcování přívodu tlakového maziva k hydraulickému můstku a k hydrostatické buňce udržuje rovnováhu celého můstku. Tento mechanismus tedy udržuje konstantní velikost mezery  $H$  při proměnlivé tloušťce škrťací mezery  $h$ .

Výhodou tohoto vedení s hydraulickou zpětnou vazbou je možnost plného využití vstupního tlaku  $p_0 = p_2$  při plném otevření odporu  $R_x$ . [1]

- Pro ustálený stav hydraulického můstku platí:

$$p_3 = p_2 \cdot \frac{R_4}{R_3 + R_4} \quad (2.2)$$

$$p_1 = p_2 \cdot \frac{R_H}{R_H + R_1} \quad (2.3)$$

- Statická rovnováha šoupátka odporu  $R_x$ :

$$p_1 = p_3 \quad (2.4)$$

- Po dosazení:

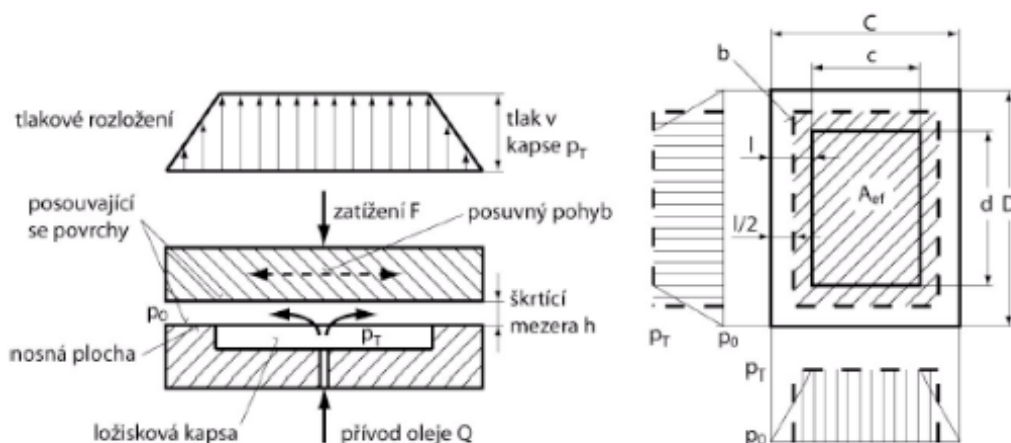
$$R_H + R_4 \cdot \frac{R_1}{R_3} = f(H) = konst. \quad (2.5)$$

Z rovnice 2.5 vyplývá, že vzdálenost  $H$  lze korigovat kterýmkoliv z odporů můstku ( $R_1, R_3$  a  $R_4$ ).

### 2.1.3 Hydrostatická buňka

Hydrostatické buňky slouží jako ložiska hydrostatického vedení. Každá buňka je složena ze dvou částí. V první části se kromě samotné vodící (nosné) plochy nachází také zahloubení, tzv. olejová kapsa, do které proudí tlakové médium. Druhá, protějšší, část je tvořena pouze hladkou vodící plochou, tak jako u jiných typů kluzných vedení.

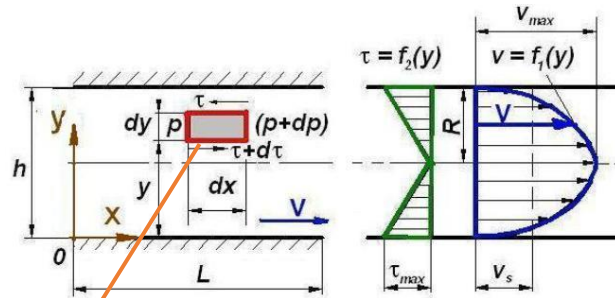
Mezi vodícími plochami se nachází vůle odpovídající tloušťce olejové vrstvy nazývané se škrťící mezera. Výsledné vlastnosti hydrostatického vedení jsou velmi ovlivněny právě touto škrťící mezerou  $h$ . V důsledku vazkosti kapaliny vzniká při průtoku mezerou hydraulický odpor a současně klesá tlak. Rozdíl mezi tlakem v komoře  $p_T$  a výstupním (atmosférickým) tlakem určuje výsledný tlakový spád. [1] [2] [11]



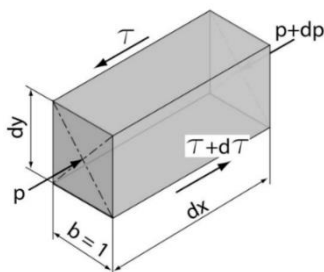
Obrázek 2.17: Konstrukce hydrostatické buňky [11]

## Laminární proudění uvnitř hydrostatické buňky

Tlakovým spádem  $\Delta p = p_1 - p_2$  je vyvoláno laminární proudění mezi rovnoběžnými stěnami hydrostatické buňky ve vodorovném směru (Obr. 2.18).



Obrázek 2.18: Obecný popis laminárního proudění [11]



Na element (Obr. 2.19) vyjmutý z Obr. 2.18 působí:

- Tlaková síla:

$$dF_p = pb \cdot dy - (p + dp)b \cdot dy \quad (2.6)$$

Obrázek 2.19: Vyjmutý element laminárního proudění [11]

- Třecí síla:

$$dF_t = \tau \cdot b \cdot dx - (\tau + d\tau)b \cdot dx \quad (2.7)$$

- Rovnováha sil:

$$dF_t + dF_p = 0 \quad (2.8)$$

$$-b \cdot dp \cdot dy + b \cdot d\tau \cdot dx = 0 \quad (2.9)$$

- Tečné napětí (plynoucí z rovnováhy sil):

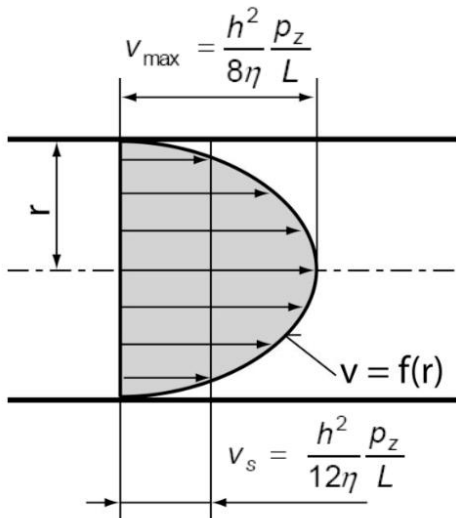
$$\frac{d\tau}{dy} = \frac{dp}{dx} = i \quad (2.10)$$

- Porovnáním s derivací Newtonova vztahu  $\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dr}$  dostaneme dif. rovnice pro rychlostní profil:

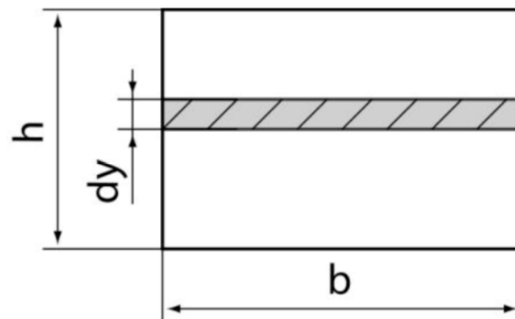
$$\eta \cdot \frac{d^2v}{dy^2} = \frac{dp}{dx} \quad (2.11)$$

- Rychlostní profil (Obr. 2.20) dostaneme po dvojití integraci a dosazení okrajových podmínek ( $y = 0$  a pro  $y = h$  je  $v = 0$ ):

$$v = \frac{p_z}{2 \cdot \eta \cdot L} \cdot (h - y) \cdot y \quad (2.12)$$



Obrázek 2.20: Rychlostní profil při laminárním proudění [11]



Obrázek 2.21: Štěrbina [11]

- Integrací elementárního průtoku  $dQ_v = v \cdot b \cdot dy$  protékajícího elementární ploškou  $b \cdot dy$  získáme průtok štěrbinou:

$$Q_v = b \cdot \int_0^h v \cdot dy = \frac{b}{2 \cdot \eta} \cdot \frac{p_z}{L} \int_0^h (h \cdot y - y^2) \cdot dy = \frac{b}{12 \cdot \eta} \cdot \frac{p_z}{L} \cdot h^3 \quad (2.13)$$

- Hydraulický odpor hydrostatické kapsy:

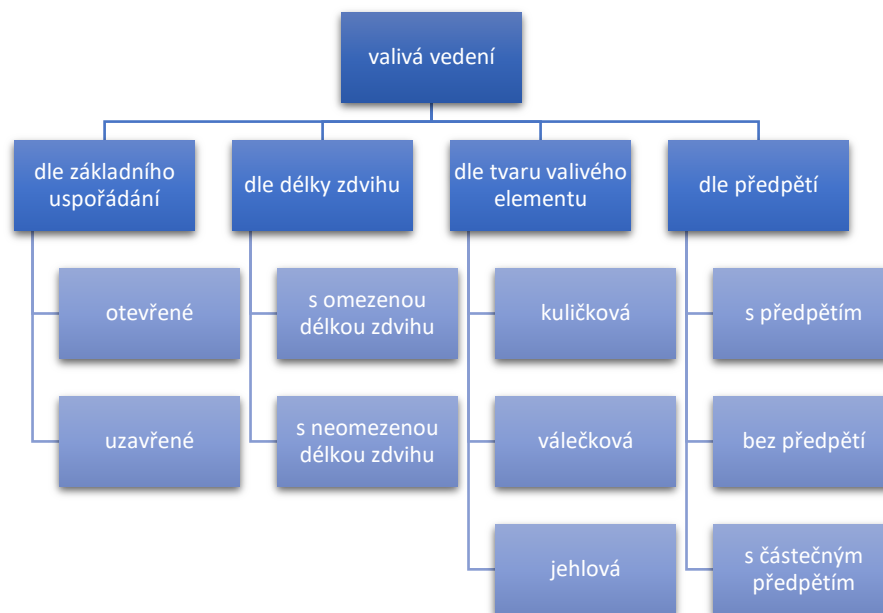
$$R_T = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{b \cdot h^3} \quad (2.14)$$

- Kde:
  - $l$  ... šířka škrťací mezery
  - $b$  ... efektivní obvod
  - $h$  ... výška škrťací mezery

## 2.2 Valivá vedení

Hlavním rozdílem mezi kluzným a valivým vedením je princip, díky kterému se vodící plochy vůči sobě pohybují. Zatímco u kluzných vedení je prostor mezi vodícími plochami vyplněn olejem, u valivých vedení je tento prostor vyplněn valivými elementy.

Valivá vedení můžeme rozdělit podle několika kritérií, jako jsou např. délka zdvihu nebo typ použitého valivého elementu. Kompletní rozdělení valivých vedení je na Obr. 2.22. [1] [2]



Obrázek 2.22: Rozdělení valivých vedení

Tak, jak se posouvá výsledná kvalita produktů zhotovených na obráběcích strojích, rostou i požadavky na jednotlivé prvky konstrukce obráběcích strojů, lineární vedení nevyjímaje. Jedním z požadavků je co nejhladší a nejplynulejší posuvový pohyb vzhledem k přesnosti polohování. Toto je požadavek, který hydrodynamické kluzné vedení splnit nemůže, jelikož hrozí trhavý pohyb při rozjezdu a brzdění. Jednou

z možností je použití hydrostatických kluzných vedení. Další možností je použití valivých vedení.

Výhodou valivých vedení je minimální rozdíl mezi třením za klidu a za pohybu. Z tohoto důvodu mohou valivá vedení poskytnout plynulý pohyb i při rozjezdu, brzdění a velmi malých posuvových rychlostech. [1] [2]

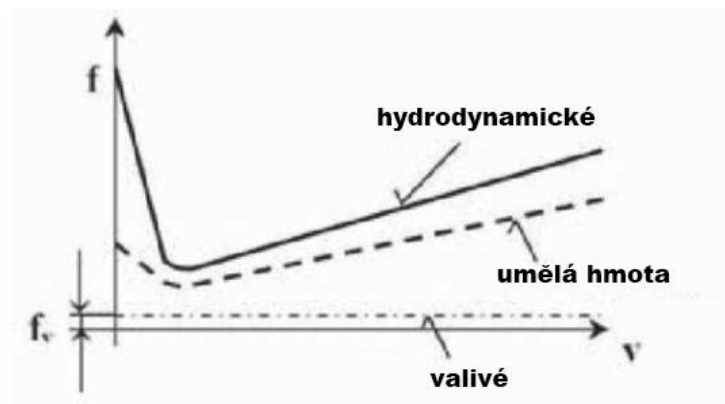
### Výhody valivých vedení

- minimální opotřebení
- vysoká životnost
- malý součinitel tření s minimálním rozdílem mezi třením za klidu a za pohybu (Obr. 2.23)
- možnost předeptnutí a vymezení vůle
- z důvodu malého tření vysoká přesnost polohování za jakýchkoliv rychlostí posuvových pohybů

Vzhledem k těmto vlastnostem se dnes valivá vedení používají u těch nejpřesnějších strojů.

### Nevýhody valivých vedení

- náročnost výroby
- vysoká cena
- větší zástavbový prostor než kluzná vedení
- menší tlumení chvění
- nutnost ochrany valivých elementů proti vnikání nečistot [1] [2]



Obrázek 2.23: Porovnání závislosti součinitele tření na rychlosti [6]

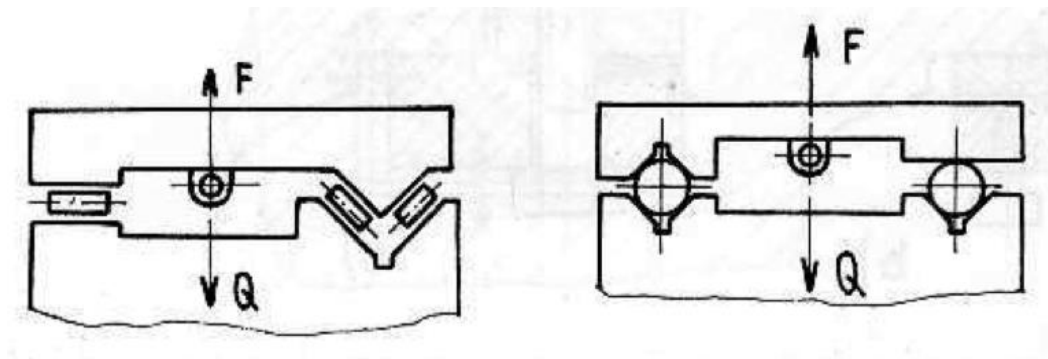


## 2.2.1 Valivá vedení uzavřená a otevřená

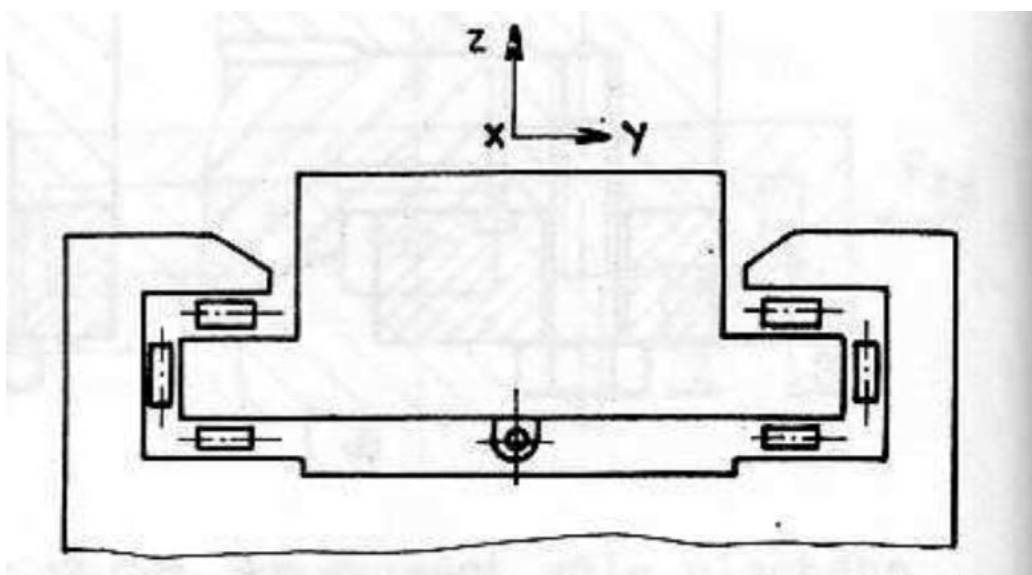
Vzhledem k povaze konstrukce je hlavním rozdílem mezi otevřeným a uzavřeným valivým vedením typ síly vyvíjené na lineární vedení. Otevřené valivé vedení (Obr. 2.24) je schopno zachycovat pouze tlakovou sílu. Nemělo by tedy docházet k úplnému odlehčení. Vztah mezi silou  $F$  a  $Q$  by měl tedy být  $F < Q$ .

Naopak uzavřené valivé vedení (Obr. 2.25) je díky uzavřené konstrukci schopno přenášet téměř jakékoliv zatížení.

Tuhost vedení můžeme zvýšit jeho předepnutím, čímž vymezíme vůli. Valivá vedení otevřená se vyskytují ve všech třech formách předepnutí, tedy nepředepnutá, částečně předepnutá (pouze v jednom směru) i předepnutá. Uzavřená valivá vedení se používají takřka pouze ve stavu předepnutém, což zvyšuje jejich tuhost oproti stejnému typu vedení otevřeného zhruba dvojnásobně. [1] [2]



Obrázek 2.24: Valivá vedení otevřená [1]



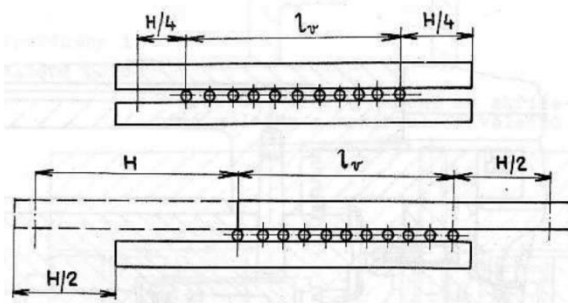
Obrázek 2.25: Valivé vedení uzavřené [1]

## 2.2.2 Valivá vedení s omezenou délkou zdvihu

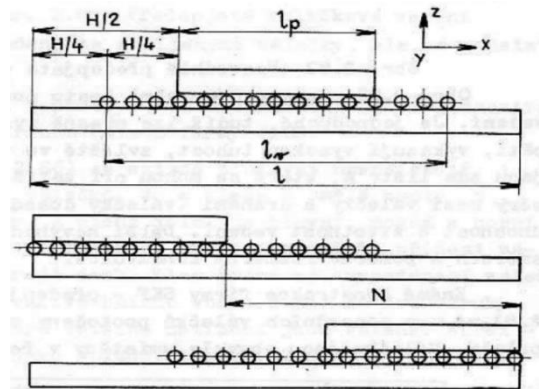
Důvodem omezenosti zdvihu je skutečnost, že dráhy, po kterých se pohybují valivé elementy, jsou u pohyblivé i nepohyblivé části vedení stejně dlouhé (Obr. 2.26) a valivé elementy se dotýkají obou těchto částí. Délku klece s valivými elementy pro zdvih  $H$  a délku valivých drah  $L$  můžeme tedy vypočítat dle vzorce:

$$l_v = L - \frac{H}{2} \quad (2.15)$$

Jelikož valivé elementy zůstávají v kontaktu s oběma vodícími plochami po celou dobu pohybu, je chod velmi plynulý. Na druhou stranu ale není možné vedení zatěžovat velkými klopnými momenty v rovině XZ a to hlavně ve chvílích, kdy je vedení ve svých krajních pozicích. [1] [2]



Obrázek 2.26: Valivé vedení s malou délkou zdvihu [1]



Obrázek 2.27: Valivé vedení s větší délkou zdvihu [1]

Pokud ale potřebujeme takové valivé vedení s omezenou délkou zdvihu, které je schopné i v krajních pozicích přenášet velké klopné momenty, můžeme použít konstrukci zobrazenou na Obr. 2.27. Další výhodou tohoto typu vedení je větší délka zdvihu. Nevýhodou je však menší plynulost a přesnost pohybu způsobená tím, že valivé elementy vybíhají a zpátky vbíhají pod pohyblivou část valivého vedení. Ve chvíli, kdy valivý element vbíhá pod pohyblivou část vedení, dochází k nadzvedávání této části, a to způsobuje onu menší plynulost a přesnost. [1] [2]

Délku nepohyblivé části vedení  $L$  pro délku pohyblivé části  $l_p$  a zdvih  $H$  lze vypočítat dle vztahu:

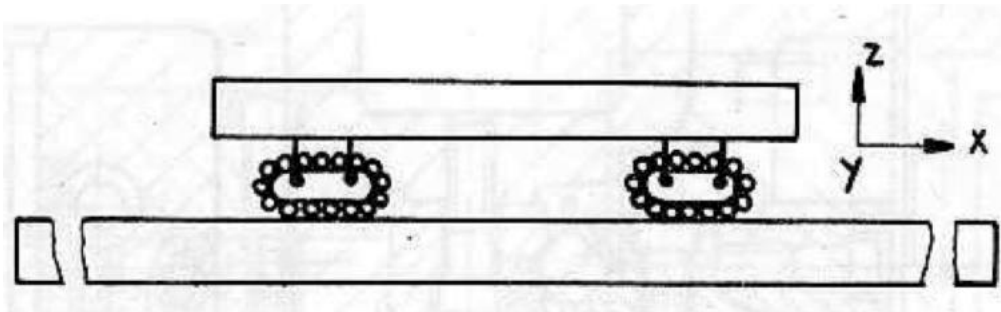
$$L = l_p + H \quad (2.16)$$

Délku klece s valivými tělísky lze vypočítat dle vztahu:

$$l_v = l_p + \frac{H}{2} \quad (2.17)$$

### 2.2.3 Valivá vedení s neomezenou délkou zdvihu

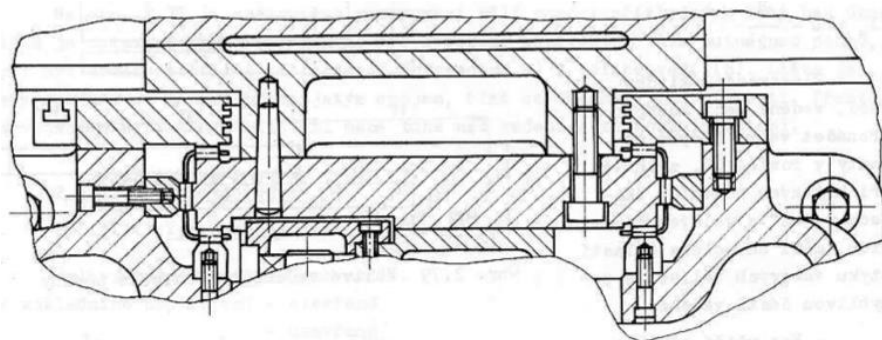
Valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu pracuje na principu recirkulačních jednotek, tzv. valivých hnízd, obsahující recirkulující valivá tělíska. Podle velikosti pohyblivé části vedení je použito určité množství valivých hnízd, obvykle však dvě. Tato valivá hnízda jsou zásadně součástí pohyblivé části vedení. Zjednodušené schéma valivého vedení s neomezenou délkou zdvihu je zobrazeno na Obr. 2.28. [1] [2]



Obrázek 2.28: Valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu [1]

Jako důležité vlastnosti tohoto typu vedení můžeme zmínit vysokou tuhost valivých hnízd s nízkým součinitelem tření (0,003 – 0,005), který se však mění v závislosti na tom, jak valivé elementy přicházejí do kontaktu s vodícími plochami. Jako nevýhoda mohou být považovány větší rozměry, pracnost výroby nebo složitost montáže.

Nejběžnější konstrukce valivého vedení s neomezenou délkou zdvihu je uzavřená, předeprnutá s pravoúhle vedenými drahami (Obr. 2.29). [1]



Obrázek 2.29: Pravoúhlé předeprnuté válečkové vedení [1]

## 2.3 Aerostatická vedení

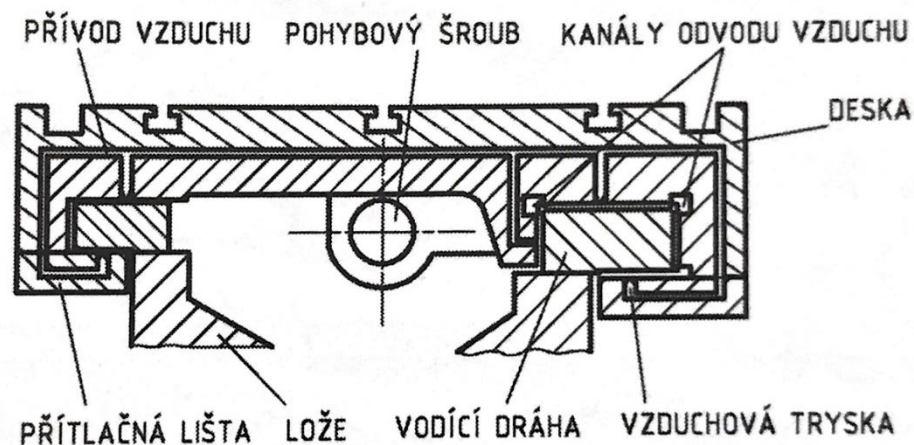
Aerostatická vedení fungují na podobném principu, jako vedení hydrostatická, avšak s tím rozdílem, že aerostatická vedení, jak název napovídá, používají namísto oleje stlačený vzduch. Vzhledem k nižší tuhosti, než poskytuje právě hydrostatické vedení, je aerostatické vedení používáno především u menších přesných strojů. Vůli uložení a tím i vliv zatížení regulujeme pomocí změny tlaku přiváděného vzduchu. Příklad aerostatického vedení je na Obr. 2.30. [1] [2]

### Výhody aerostatických vedení:

- čistota pracovního prostoru
- odpadá nutnost zpětného odvodu média (vzduchu)

### Nevýhody aerostatických vedení:

- nižší tuhost
- složitá konstrukce



Obrázek 2.30: Aerostatické vedení [1]

## 3 Způsoby regulace průtoku pro HS

Jak již bylo zmíněno v předchozích kapitolách, hydrostatická vedení potřebují ke své optimální funkci regulátor průtoku. Správná funkce regulátoru je jednou z nejdůležitějších, ne-li vůbec nejdůležitější podmínkou pro optimální funkci celého hydrostatického vedení, proto by jeho návrhu měla být věnována velká pozornost. Existuje několik možností, jak lze průtok hydrostatickou buňkou regulovat. Tyto možnosti budou představeny v následujících kapitolách.

Přestože se konstrukce jednotlivých regulátorů liší, všechny poskytují v hydrostatických buňkách dostatečný průtok a tlak na to, aby bylo vedení schopné reagovat na různá zatížení pohyblivé části hydrostatického vedení. [12]

### 3.1 Regulace na konstantní průtok

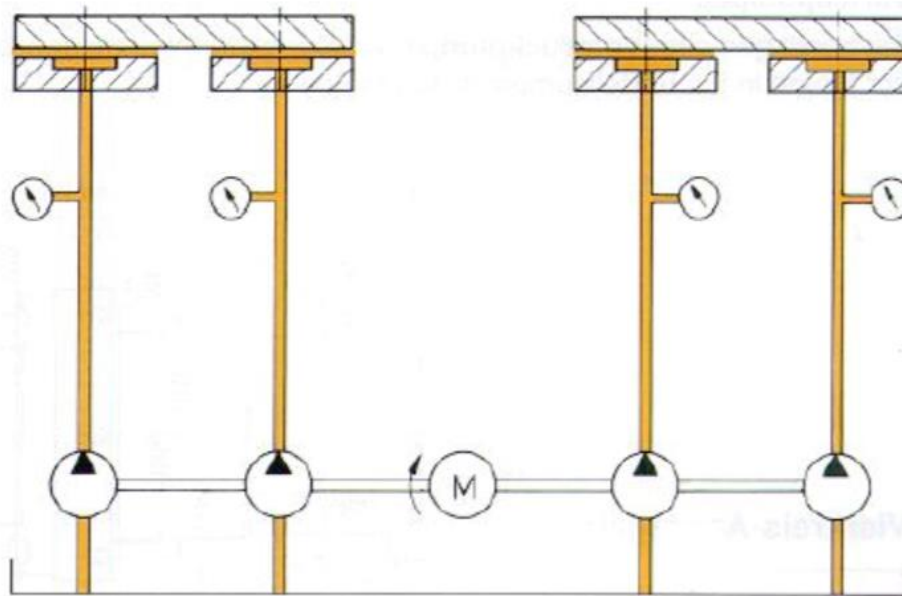
Metoda konstantního průtoku každou hydrostatickou buňkou je založena na použití jednoho čerpadla pro jednu hydrostatickou buňku nebo pomocí děličů průtoku, např. firem Zollern nebo Vogel. Díky tomuto systému má hydrostatické vedení velmi vysokou zatěžovací kapacitu, jelikož tlak v jednotlivých HS buňkách je limitován pouze maximálním dostupným tlakem daného čerpadla. Mezi další výhody oproti ostatním způsobům regulace patří vyšší energetická účinnost, protože v tomto hydraulickém obvodu není třeba žádného hydraulického prvku (škrťacího ventilu). Velikost tlaku v systému je závislá čistě na vnějším zatížení HS vedení. Zjednodušené schéma regulace na konstantní průtok je na Obr. 3.1. [11] [12]

#### **Výhody:**

- možnost využití pro vysoké zatížení HS vedení
- malé ztráty energie v hydraulickém obvodu
- malé rozměry HS kapes
- lze použít jak pro uzavřené, tak pro otevřené HS vedení

#### **Nevýhody:**

- vysoké vstupní náklady (několik čerpadel, děliče průtoku)
- vysoké provozní náklady

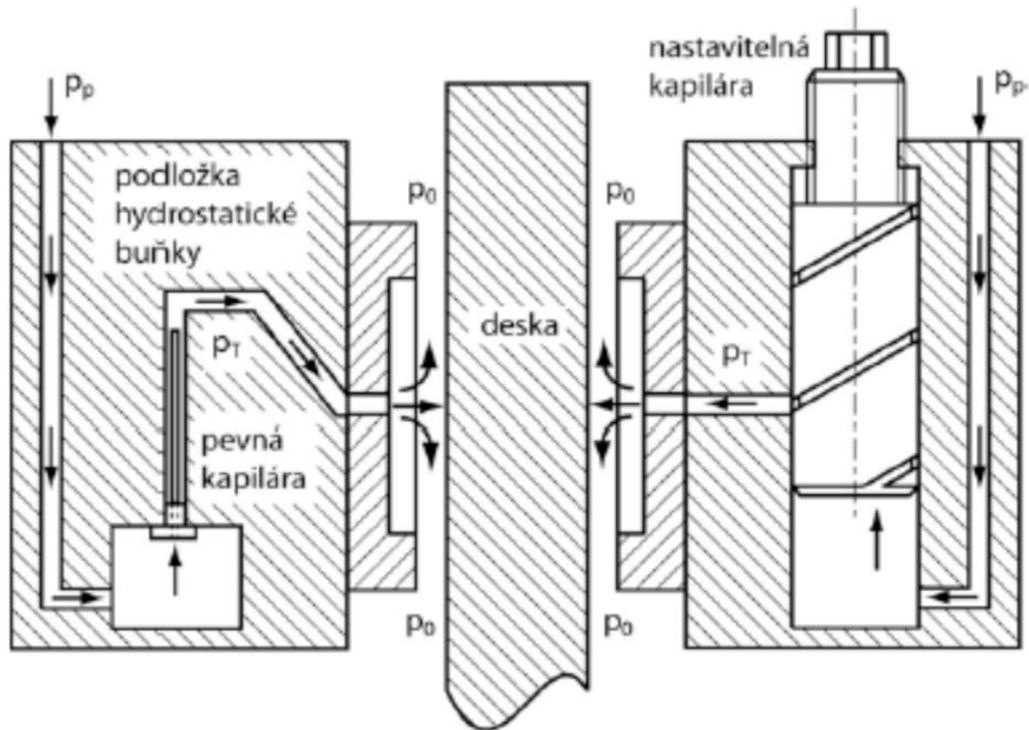


Obrázek 3.1: Regulace na konstantní průtok [13]

### 3.2 Regulace konstantním odporem průtoku

Regulace konstantním odporem průtoku v hydraulickém obvodu, jinak může být také popsáno jako konstantním tlakem na čerpadla, je metoda založena na vložení kapiláry či jiné trubičky o malém průměru (řádově desetiny milimetrů) do hydraulického obvodu před hydrostatickou kapsou, která do tohoto obvodu vnese konstantní hydraulický odpor.

Kapilára může být do obvodu vložena napevno, nebo může být nastavitelná (Obr. 3.2). Nastavitelná kapilára umožňuje snadnější nastavení požadovaného hydraulického odporu. [11] [12]

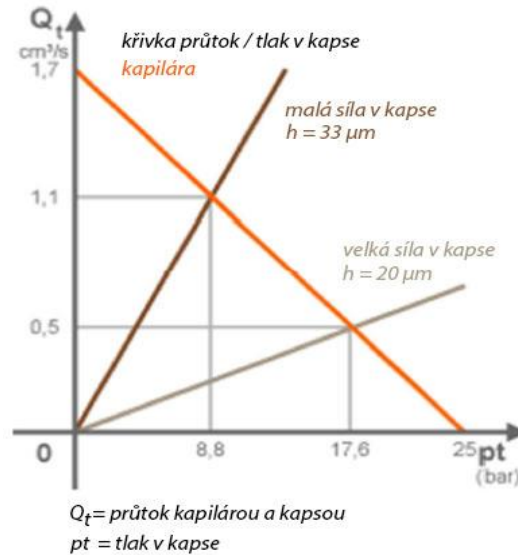


Obrázek 3.2: Pevná a nastavitelná kapilára [11]

Chování kapaliny při průchodu kapilárou v roce 1846 publikoval Jean Louis Marie Poiseuille. Tento zákon je nyní znám jako Hagen-Poiseuilleho (rce. 3.1). V podstatě se jedná o popis laminárního stacionárního proudění nestlačitelné tekutiny s konstantní viskozitou skrz válcovou trubici s konstantním průřezem. Zjednodušeně zákon popisuje skutečnost, že objemový tok  $Q$  je přímo úměrný tlakovému spádu na začátku a na konci trubice  $\Delta p$  a čtvrté mocnině jejího poloměru. Základní charakteristika je taktéž zobrazena v Grafu 3.1. [11]

$$\Delta p = \frac{8 \cdot \eta \cdot l_t \cdot Q}{\pi \cdot r^4} \quad (3.1)$$

- Kde:
  - $\Delta p$  ... tlakový spád na délce trubice (kapiláry)
  - $\eta$  ... dynamická viskozita tekutiny
  - $l_t$  ... délka trubice (kapiláry)
  - $Q$  ... objemový tok
  - $r$  ... vnitřní průměr trubice (kapiláry)



Graf 3.1: Charakteristika kapiláry [13]

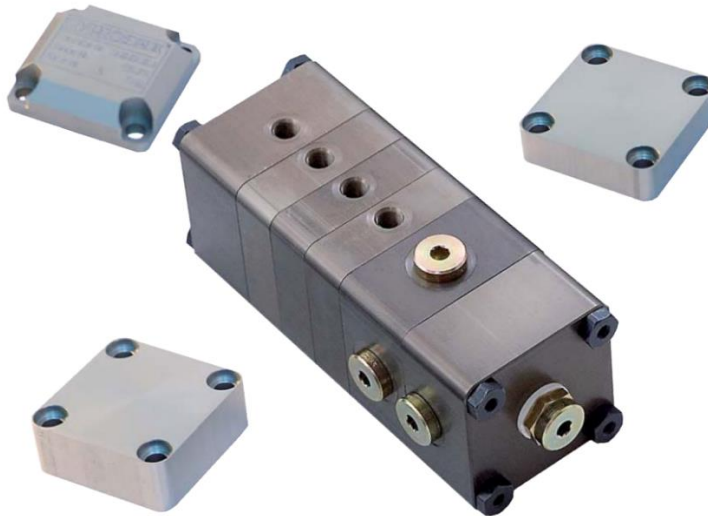
### 3.3 Progresivní regulace průtoku

Hydraulický obvod pro progresivní řízení průtoku se skládá pouze z jednoho čerpadla poskytujícího olej o konstantním tlaku, několika hydrostatických kapes a především PM regulátorů. Každá hydrostatická kapsa má svůj PM regulátor, který mechanickým způsobem ustanovuje vlastnosti tlakového média. Na rozdíl od kapiláry, která pouze vnáší konstantní odpor do hydraulického obvodu, PM regulátor zvýší průtok HS kapsou s rostoucím zatížením. Charakteristika PM regulátoru je znázorněna v Grafu 3.2. Průtok oleje PM regulátorem je matematicky popsán pomocí následující rovnice: [11]

$$Q_r(p_T) = \left[ Q_0 \cdot \left( 1 + (K_r - 1) \cdot \frac{p_T}{p_p} \right) \right] \cdot \frac{10 \cdot 10^{-9}}{\eta} \quad (3.2)$$

- Kde:
  - $p_T$  ... tlak v kapse
  - $p_p$  ... tlak čerpadla
  - $Q_0$  ... průtok pro  $p_T = 0$
  - $Q_r$  ... průtok pro  $p_T$
  - $K_r$  ... konstanta  $Q_p/Q_0$
  - $Q_p$  ... maximální průtok
  - $\frac{10 \cdot 10^{-9}}{\eta}$  ... úprava vztahu pro aktuální viskozitu oleje



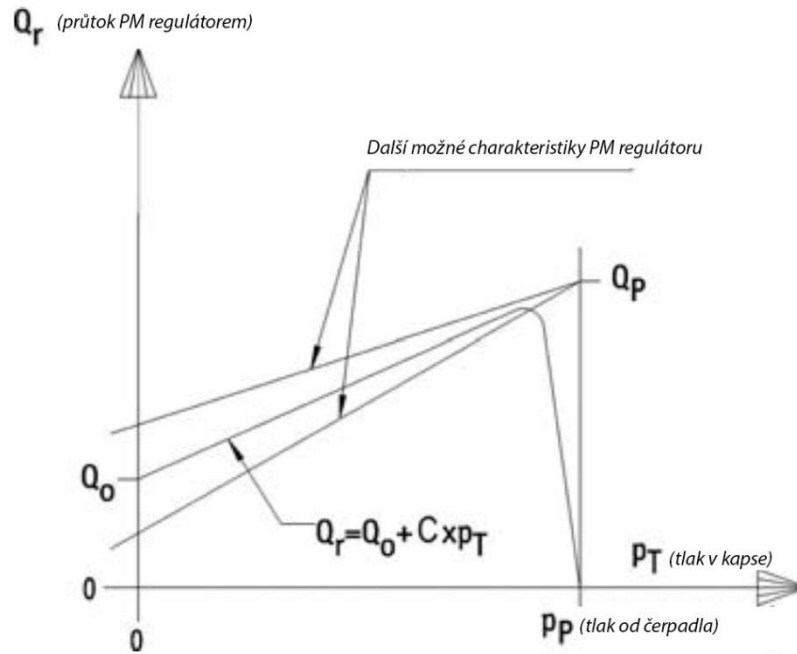


Obrázek 3.3: Sériové zapojení PM regulátoru firmy Hyprostatik [14]

### Výhody PM regulátoru:

- vysoká statická tuhost (díky nezávislosti jednotlivých kapes)
- z důvodu mechanické konstrukce nepotřebuje vnější energetické napájení
- malé zástavbové rozměry
- tlak v kapse může být až 90 % tlaku čerpadla
- potřeba nižšího počtu kapes
- skvělé dynamické vlastnosti

Součástí každého PM regulátoru je pevný hydraulický odpor, nastavitelný hydraulický odpor a membrána. Ohýbání membrány je zapříčiněno různými tlaky na každé straně membrány. Změna rozdílu těchto tlaků vychýlí membránu a tím změní nastavitelný hydraulický odpor, a tak dochází k regulaci průtoku oleje regulátorem. Podle aktuální změny tlaku se tedy mění průtok hydrostatickou kapsou. PM regulátor tedy pracuje na principu tlakové zpětné vazby. Podrobnější popis konstrukce je uveden v patentových spisech [15] [16].

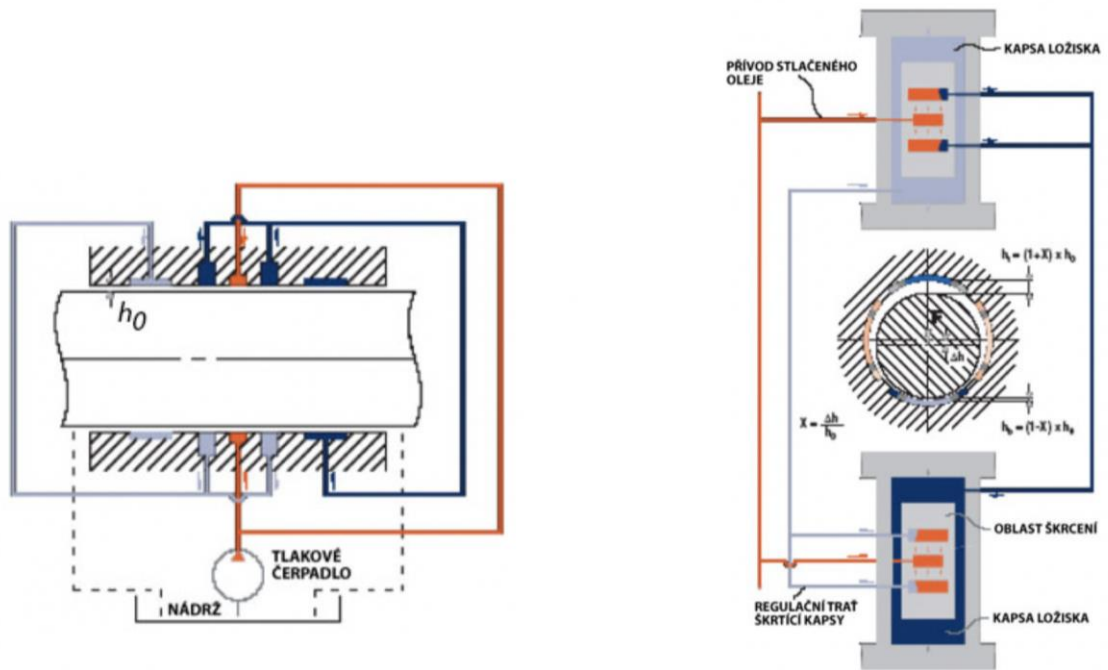


Graf 3.2: Charakteristiky PM regulátoru [14]

### 3.4 Autoregulační systém

Další možností regulace je pomocí předběžného škrcení. Tato metoda je používána především společností Zollern GmbH, ale podobný princip najdeme pod různými označeními i u jiných firem.

Princip autoregulačního systému bude popsán pomocí Obr 3.4. Každá kapsa má ve svém středu rovinu obrobenou ve stejné výši, jako je plocha ložiska. Ve středu každé roviny je vyfrézovaná dutina, která je spojena s hydroagregátem, vedoucí tlakové médium z čerpadla (na Obr. 3.4 **oranžovou** barvou). Po pravé a levé straně od dutiny vedoucí tlakové médium z čerpadla se nachází dutiny pro tlakové médium poskytující tlak HS kapsám (na Obr. 3.4 šedivou a **tmavě modrou** barvou). Hydraulický olej vedoucí z čerpadla o tlaku nastaveném na čerpadle tedy přichází do prostoru HS vedení pomocí „**oranžové**“ drážky. Odtud pak teče do stran a pomocí „šedivé a **tmavě modré**“ drážky zásobuje natlakovaným olejem HS kapsy na druhé straně ložiska. [11]



Obrázek 3.4: Schéma autoregulačního systému [11]

### Výhody autoregulačního systému:

- konstantní tlak v HS kapsách
- vysoká přesnost a tuhost vedení
- dobré tlumící schopnosti
- možnost použití kapalin s nízkou viskozitou
- kompaktní konstrukce
- dosahuje vysokých rychlostí – až 50 m/s

## 4 Regulace pomocí škrtícího ventilu

Další možnou variantou, jak regulovat průtok do hydrostatického vedení, se jeví použití škrtícího ventilu, konkrétně škrtícího ventilu s konstantním průtočným průřezem a dvoucestnou stabilizací tlakového spádu od společnosti ARGO-HYTOS s katalogovým označením VSK2 (Obr. 4.1). Stejnou funkci, jako ventil s označením VSK2, plní také ventil s označením VSK4 (Obr. 4.2). Jedná se funkčně o téměř totožný škrtící ventil, lišící se pouze konstrukcí.

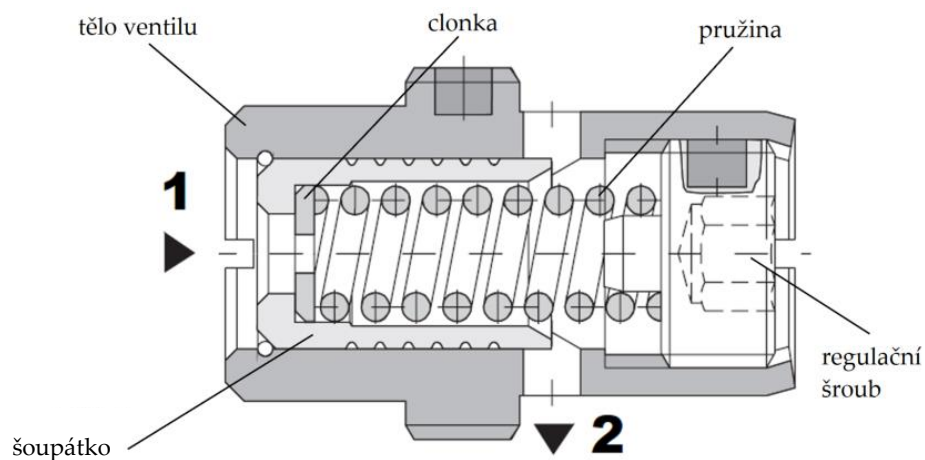
### 4.1 Funkční a konstrukční popis ventilu

Důvodů pro snahu použít tento ventil v hydraulickém obvodu hydrostatického vedení je několik. Především jsou to lepší regulační vlastnosti než u kapiláry a řádově nižší cena oproti PM regulátorům. Je to tedy ideální kompromis mezi funkčností a cenou.

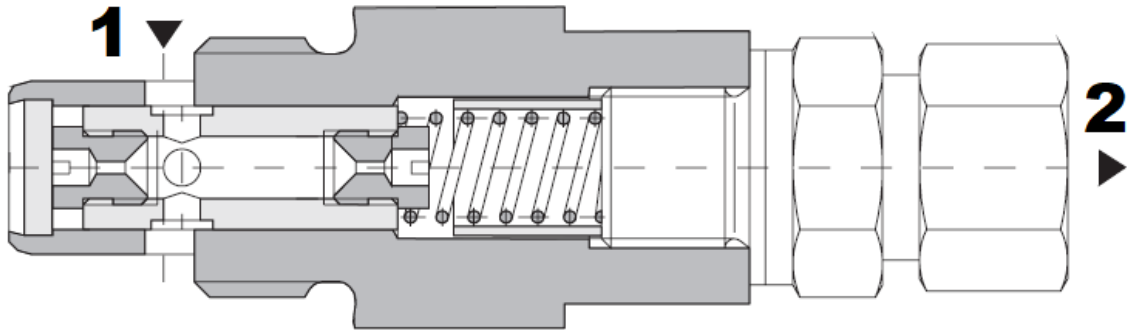
Překážkou v přímém použití pro hydrostatiku je však jeho citlivost na nastavení. Tato práce se zabývá citlivostní analýzou nastavení ventilu, a to především změnou těchto parametrů:

- 1) Velikosti průměru otvoru clonky
- 2) Tuhost pružiny
- 3) Předepnutí pružiny (otočení a zajištění předepínacího šroubu)
- 4) Velikost vstupního tlaku

Na správnou funkci ventilu by mohla mít dále vliv viskozita oleje a výrobní tolerance.



Obrázek 4.1: Řez ventilem typu VSK2 + popis [17]

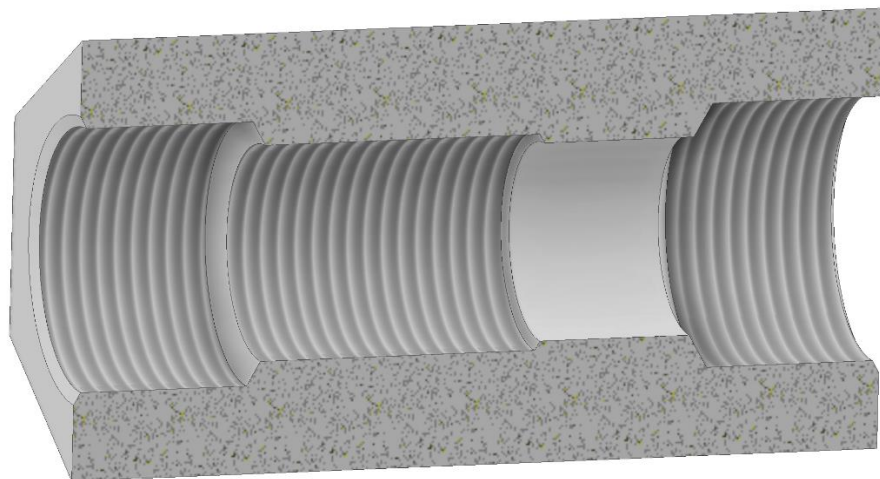


Obrázek 4.2: Řez ventilem typu VSK4 [17]

### Popis funkce:

Vestavný ventil pro regulaci objemového průtoku škrcením s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu je určen pro řízení rychlosti nebo otáček výstupního členu spotřebiče v aplikacích, kde je povoleno minimální kolísání rychlosti nebo otáček při změně zátěže. Šoupátko dvoucestného stabilizátoru udržuje škrcením konstantní tlakový spád na ventilu a tím i konstantní průtok ve směru 1 → 2. Velikost průtoku je tak nezávislá na změně tlaku v kanálech 1 a 2.

Při opačném směru průtoku 2 → 1 ventil pouze škrtí průtok a stabilizace tlakového spádu je nefunkční. Objemový průtok nelze nastavovat, je dán průtočným průřezem clony a nastaveným tlakovým spádem pružinou (viz průtokové charakteristiky [Graf. 4.1 a 4.2]). [17]




Obrázek 4.3: Řez přípravkem do potrubí pro ventil VSK2

## Technické parametry uváděné výrobcem:

- nastavený objemový průtok je nezávislý na změně zátěžného tlaku a změně teploty
- konstantní průtok závisí na zvoleném průměru otvoru clony a tlakovém spádu
- precizně vyrobené a kalené klíčové dílce
- rychlá a plynulá odezva na změnu zátěže
- vhodný na regulaci průtoku na vstupu a výstupu spotřebiče i při paralelním zapojení ke spotřebiči
- dvě konstrukční provedení pro montáž do bloku (VSK2 [Obr. 4.3] a VSK4)
- široký výběr průměrů otvoru clony
- těleso ventilu VSK2 je bez povrchové úpravy, těleso ventilu VSK4 je fosfátováno, ostatní dílce jsou zinkované [17]

## Technická data:

Tabulka 4.1: Technická data ventilu VSK2 / VSK4 [17]

<b>Připojovací závit</b>		<b>M18x1,5 / M22x1,5 / G3/8</b>
<b>Maximální průtok</b>	l/min (GPM)	10 (2,6)
<b>Max. provozní tlak</b>	Bar (PSI)	320 (4640)
<b>Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR)</b>	°C (°F)	-30 ... 100 (-22 ... +212)
<b>Rozsah provozní teploty kapaliny (FPM)</b>	°C (°F)	-20 ... 120 (-4 ... +248)
<b>Hmotnost</b>	Kg (lbs)	0,01 (0,022)
<b>Hydraulická značka ventilu</b>		

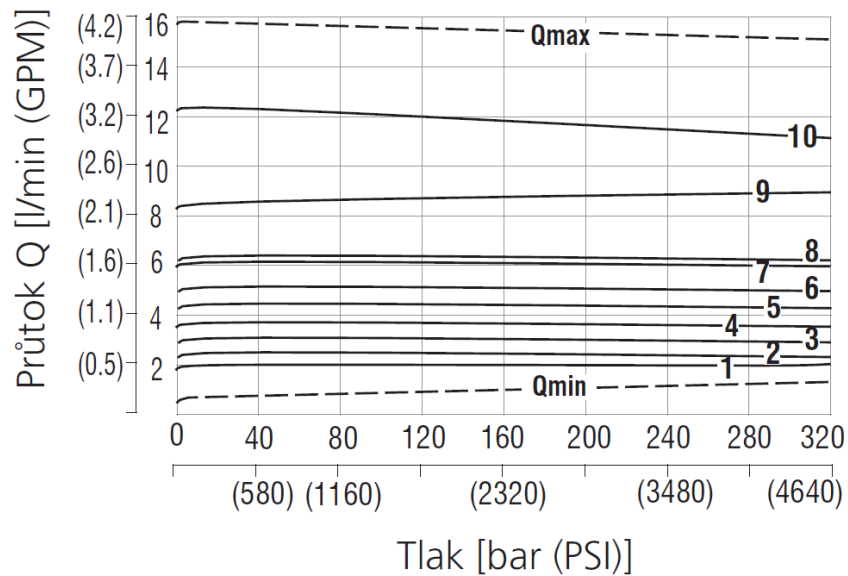
Tabulka 4.2: Katalogové listy k ventilu VSK2 / VSK4

	<b>Katalog. list</b>	<b>typ</b>
<b>Všeobecné technické informace</b>	GI_0060	Výrobky a pracovní podmínky
<b>Náhradní díly</b>	SP_8010	

## Průtokové charakteristiky:

### 1) Regulovaný průtok v závislosti na vstupním tlaku

- Směr průtoku 1 → 2 – regulovaný průtok (dle Graf. 4.1)
- Shodné pro VSK2 i VSK4



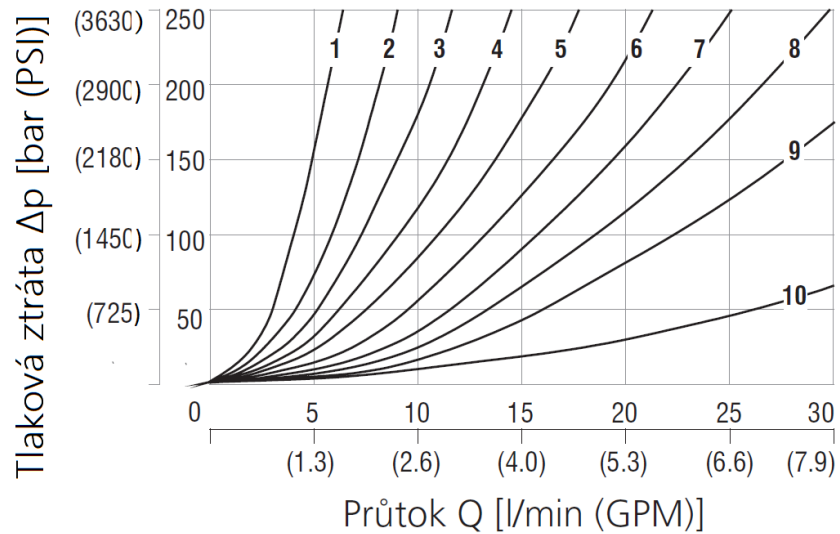
Graf 4.1: Závislost průtoku  $Q$  na zátěžném tlaku  $p$  [17]

### 2) Tlakové ztráty v závislosti na průtoku

- Směr průtoku 2 → 1 – škrcení bez stabilizace (dle Grafu 4.2)  
Pro ventil typu VSK2

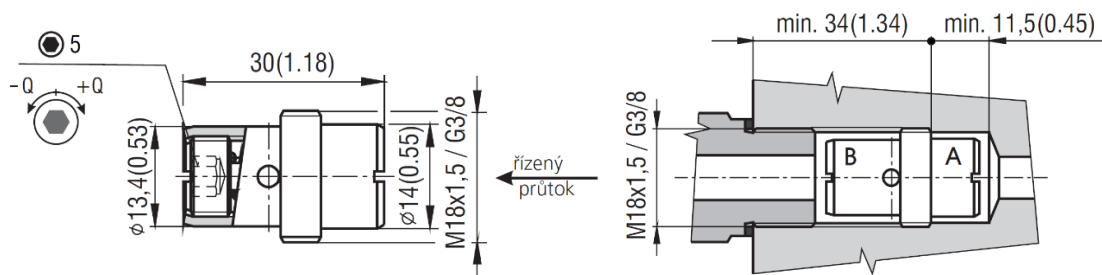
Tabulka 4.3: Přibližné hodnoty průtoků pro odpovídající průměr otvoru clony [17]

VSK2	
Průměr otvoru clony [mm/100]	Rozsah průtoku $Q$ [l/min (GPM)] při 32 bar (464 PSI) nastavitelný pomocí pružiny
55	0,3 - 0,6 (0,08 - 0,16)
80	1,4 - 1,7 (0,37 - 0,45)
100	1,8 - 2,4 (0,48 - 0,63)
120	3,1 - 4,0 (0,82 - 1,06)
160	5,5 - 6,5 (1,46 - 1,72)
180	5,6 - 7,1 (1,48 - 1,88)
210	8,5 - 10,8 (2,25 - 2,86)
230	10,7 - 13,3 (2,83 - 3,52)
260	12,0 - 16,4 (3,17 - 4,34)

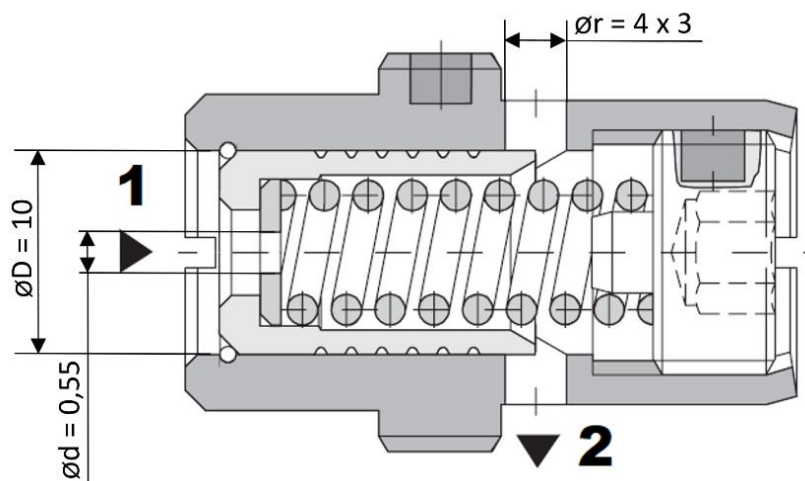


Graf 4.2: Závislost tlakové ztráty  $\Delta p$  na průtoku  $Q$  [17]

### Rozměry ventilu VSK2:



Obrázek 4.4: Vnější + přípojovací rozměry ventilu [17]



Obrázek 4.5: Důležité rozměry ventilu pro matematický model [17]



## 4.2 Matematický model ventilu

Jak již bylo řečeno v minulých kapitolách, ventil je velmi citlivý na nastavení. V případě, kdy by měl být ventil použit v konkrétním hydraulickém obvodu pro konkrétní hydrostatické vedení, by musel v první řadě proběhnout dlouhý proces nastavování. Tento proces nastavování je náročný především na čas, a to z důvodu nutnosti opakované montáže a demontáže vzhledem k vysoké citlivosti na nastavení jednotlivých parametrů. Nastavování může teoreticky proběhnout i přímo na stroji, snadněji však nastavení proběhne v testovacím obvodu, jelikož přístup k ventilu bude v testovacím obvodu mnohem snazší. Nicméně i tak je nastavení velmi náročné. Po instalaci ventilu do testovacího obvodu probíhá řada měření pro změnu jednotlivých parametrů, konkrétně velikost otvoru clonky, tuhost pružiny či předepnutí pružiny.

Z tohoto důvodu bude vypočítán matematický model ventilu, který usnadní a urychlí celý proces nastavování ventilu.

Pro matematický popis tohoto ventilu jsou v podstatě potřeba tři základní rovnice:

- Rovnice průtoku škrtícím ventilem:

$$Q = S \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.1)$$

- Kde:

- $Q$  ... *objemový průtok škrtícím ventilem*
- $S$  ... *průtočná plocha*
- $\mu$  ... *průtokový součinitel*
- $\Delta p$  ... *tlakový spád*
- $\rho$  ... *hustota oleje*

- Rovnice kontinuity:

$$Q_1 = Q_2 \quad (4.2)$$

- Kde:

- $Q_1$  ... *objemový průtok před ventilem*
- $Q_2$  ... *objemový průtok za ventilem*

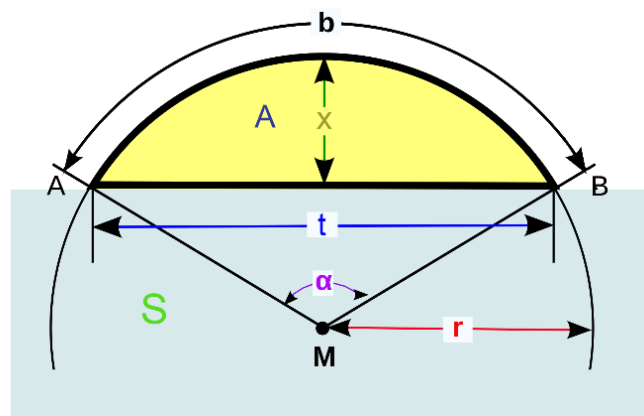
- Tlakový spád na cloně:

$$\Delta p = R \cdot Q^2 \quad (4.3)$$

- Kde:
  - $\Delta p$  ... tlakový spád
  - $R$  ... konstanta hydraulického odporu
  - $Q$  ... objemový průtok

#### 4.2.1 Výpočet průtočné plochy S

V dalším kroku je potřeba vyjádřit plochu S z rovnice 4.1. Jedná se o plochu výseče kruhu o průměru vyjádřeném v Obr. 4.6 jako r. Tato plocha, označená v Obr. 4.7 jako S, se zvětšuje s rostoucím zatížením hydrostatického vedení, jelikož dochází k přestavení šoupátka.



Obrázek 4.6: Výpočet kruhové úseče [18]

- Kruhová výseč:

$$A = r^2 \cdot \arccos\left(\frac{r-x}{r}\right) - (r-x) \cdot \sqrt{2 \cdot x \cdot r - x^2} \quad (4.4)$$

- Kde:
  - $A$  ... obsah kruhové výseče
  - $r$  ... průměr otvoru
  - $x$  ... výška úseče (poloha šoupátka)

- Obsah plochy S:

$$S = S_c - A \quad (4.5)$$

- Kde:

- $A$  ... obsah kruhové výseče
- $S_c$  ... celková plocha otvoru ( $S_c = \frac{\pi \cdot r^2}{4}$ )

- Obsah plochy S:

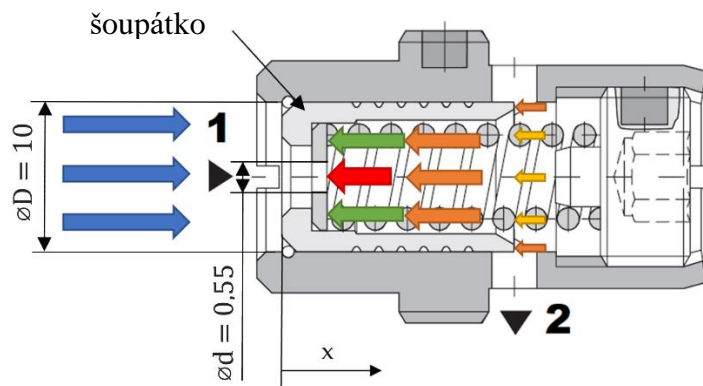
$$S = \frac{\pi \cdot r^2}{4} - r^2 \cdot \arccos\left(\frac{r-x}{r}\right) - (r-x) \cdot \sqrt{2 \cdot x \cdot r - x^2} \quad (4.6)$$

- jelikož jsou otvory o ploše S po obvodu ventilu celkem 4, bude celý vzorec násoben 4x, výsledný vzorec tedy bude:






$$S = 4 \cdot \left( \frac{\pi \cdot r^2}{4} - r^2 \cdot \arccos\left(\frac{r-x}{r}\right) - (r-x) \cdot \sqrt{2 \cdot x \cdot r - x^2} \right) \quad (4.7)$$

#### 4.2.2 Výška úseče x (poloha šoupátka)

Pohyb šoupátka vychází ze silové rovnováhy působící na kuželku. Jednotlivé síly jsou naznačeny na Obr. 4.7, kde je také vyznačen směr x, ve kterém se kuželka pohybuje. Pro hodnotu  $x = 0$  je ventil plně otevřen.



Obrázek 4.7: Síly působící na kuželku [17]

					
Zdroj síly	Vstupní tlak od čerpadla $p_1$	Síla od předepnutí pružiny $F_0$	Tlak uvnitř ventilu $p_2$	Síla od proudu kapaliny $F_\beta$	Síla od pružiny $F = x \cdot K$

- Silová rovnováha:

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F_0 + F_\beta + x \cdot K \quad (4.8)$$

- Kde:

- $p_1$  ... tlak od čerpadla
- $S_1$  ... plocha kuželky, na kterou působí tlak  $p_1$  ( $S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ )
- $p_2$  ... tlak uvnitř ventilu
- $S_2$  ... plocha kuželky, na kterou působí tlak  $p_2$  ( $S_2 = S_1$ )
- $F_0$  ... síla od předepnutí pružiny
- $F_\beta$  ... síla od proudu kapaliny
- $x$  ... posun kuželky
- $k$  ... tuhost pružiny

- Vyjádření  $x$  z rovnice 4.8:

$$x = \frac{p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_1 - F_0 - F_\beta}{K} \quad (4.9)$$

- Vyjádření tlaku  $p_2$  z rovnice 4.3:

$$\Delta p = R \cdot Q^2 \quad (4.10)$$

$$p_1 - p_2 = R \cdot Q^2 \quad (4.11)$$

$$p_2 = p_1 - R \cdot Q^2 \quad (4.12)$$

- Dosazení tlaku  $p_2$  do rovnice 4.9:

$$x = \frac{p_1 \cdot S_1 - (p_1 - R \cdot Q^2) \cdot S_1 - F_0 - F_\beta}{K} \quad (4.13)$$

$$x = \frac{S_1 \cdot R \cdot Q^2 - F_0 - F_\beta}{K} \quad (4.14)$$

- Vyjádření konstanty hydraulického odporu  $R$  z rovnice 4.3:

$$R = \frac{\Delta p}{Q^2} \quad (4.15)$$

- Rovnice 4.3 původně vychází z rovnice pro průtok přes clonku:

$$Q = C_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.16)$$

- Kde:

- $C_d$  ... *discharge coefficient (koeficient průtoku clonou)*
- $A_0$  ... *plocha otvoru clonky*
- $\rho$  ... *hustota oleje*

- Vyjádřením zlomku  $\frac{\Delta p}{Q^2}$  z rovnice 4.16:

$$\frac{\Delta p}{Q^2} = \frac{\rho}{2 \cdot C_d^2 \cdot A_0^2} \quad (4.17)$$

- Porovnáním rovnice 4.15 a 4.17 dostaneme hodnotu  $R$ :

$$R = \frac{\rho}{2 \cdot C_d^2 \cdot A_0^2} \quad (4.18)$$

### 4.2.3 Discharge coefficient

Discharge coefficient je bezrozměrné číslo používané pro charakterizování ztráty průtoku a tlaku při průchodu clonkou nebo tryskou v hydraulických obvodech. V podstatě se jedná o poměr mezi vypočtenou hodnotou a skutečnou hodnotou tlaku či průtoku, jelikož chování média při průchodu clonkou či tryskou je složité přesně matematicky popsat.

Discharge coefficient je možné také matematicky vypočítat, jelikož by jeho hodnota měla být přímo závislá na Reynoldsově čísle (Graf. 4.3). V ideálním případě, tedy kdyby na clonce nedocházelo k žádným ztrátám, by byla hodnota  $C_d = 1$ . Dosáhnutí této hodnoty je však takřka nereálné. Obvykle se hodnoty  $C_d$  pro proudění kapalin pohybují mezi 0,5 – 0,8. [19] [20]

- Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu} \quad (4.19)$$

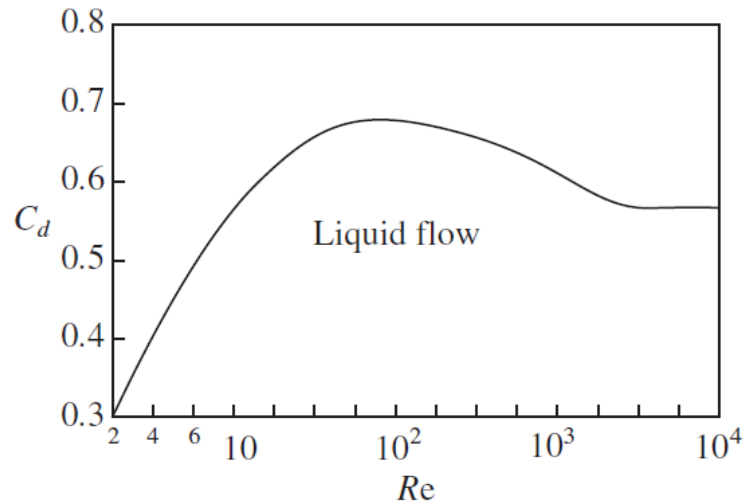
- Kde:

- $v_s$  ... střední hodnota rychlosti proudění kapaliny v daném průřezu
- $d$  ... hydraulický průměr trubice
- $\nu$  ... kinematická viskozita

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu} \quad (4.20)$$

Pro hodnoty  $v_s = 15\ 150\ \text{mm/s}$ ,  $d = 0,55\ \text{mm}$  a  $\nu = 46\ \text{mm}^2/\text{s}$  je Reynoldsovo číslo rovno  $Re = 181$ . Této hodnotě odpovídá dle Grafu 4.3 hodnota  $C_d = 0,66$ . Hodnoty pro výpočet Reynoldsova čísla byly voleny pro průměrné hodnoty změřené při sadě měření č. 2 pro clonku s průměrem  $d = 0,55\ \text{mm}$ .

Pro clonku s průměrem  $d = 0,55\ \text{mm}$  bude discharge coefficient volen na základě porovnání experimentálního měření a vypočtené hodnoty. Pro ostatní clonky bude discharge coefficient volen dle výsledků měření.



Graf 4.3: Závislost discharge coefficientu na Reynoldsově čísle [20]

#### 4.2.4 Síla od proudící kapaliny $F_\beta$

Síla od proudící kapaliny vzniká ve chvíli, kdy olej vtéká či odtéká z prostoru ventilu. V tuto chvíli proud kapaliny působí na pohyblivou kuželku pod určitým úhlem a vzniká tak síla. Jak je vidět v rovnici 4.21, síla od proudící kapalina  $F_\beta$  pro ventil VSK2 je závislá na discharge coefficientu  $C_d$ , tlaku uvnitř ventilu  $p_2$ , úhlu, pod kterým opouští prostor ventilu  $\varphi$  a velikosti otvoru, kterým olej z ventilu odtéká. [21]

- Síla od proudící kapaliny  $F_\beta$  :

$$F_\beta = 8 \cdot C_d^2 \cdot p_2 \cdot \cos(\varphi) \cdot S \quad (4.21)$$

- Dosazení za hodnotu tlaku  $p_2$  dostaneme:

$$F_\beta = 8 \cdot C_d^2 \cdot (p - R \cdot Q^2) \cdot \cos(\varphi) \cdot S \quad (4.22)$$

- Kde:
  - $\varphi$  ... úhel, pod kterým kapalina opouští prostor ventilu
  - $S$  ... plocha otvorů (vypočtené v rovnici 4.7)

### 4.3 Finální podoba matematického modelu

- Dosazením rovnice 4.7 do rovnice 4.1 dostaneme:

$$Q = 4 \cdot \left( \frac{\pi \cdot r^2}{4} - r^2 \cdot \arccos\left(\frac{r-x}{r}\right) - (r-x) \cdot \sqrt{2 \cdot x \cdot r - x^2} \right) \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.23)$$

- Dosazením rovnice 4.12 do rovnice (4.23) dostaneme:

$$Q = 4 \cdot \left( \frac{\pi \cdot r^2}{4} - r^2 \cdot \arccos\left(\frac{r-x}{r}\right) - (r-x) \cdot \sqrt{2 \cdot x \cdot r - x^2} \right) \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - R \cdot Q^2 - p_3)}{\rho}} \quad (4.24)$$

- Dosazením rovnice 4.22 do rovnice 4.14 dostaneme:

$$x = \frac{S_1 \cdot R \cdot Q^2 - F_0 - 8 \cdot C_d^2 \cdot (p - R \cdot Q^2) \cdot \cos(\varphi) \cdot s}{K} \quad (4.25)$$

V dalších krocích by následovalo dosazení vzorců pro výpočet obsahů jednotlivých ploch, avšak vzhledem k přehlednosti budou ponechány jako výsledné vztahy rovnice 4.24 a 4.25. Předposledním krokem při tvorbě matematického modelu je dosazení rovnice 4.25 do rovnice 4.24 a poté v posledním kroku vyjádření objemového průtoku  $Q$  z celé této rovnice. Vzhledem k náročnosti již není možné tento krok udělat analyticky a je nutno použít matematický software (MATLAB), který je schopen pomocí numerické metody dojít k výsledku dostatečně přesnému pro potřeby měření [Příloha 1].

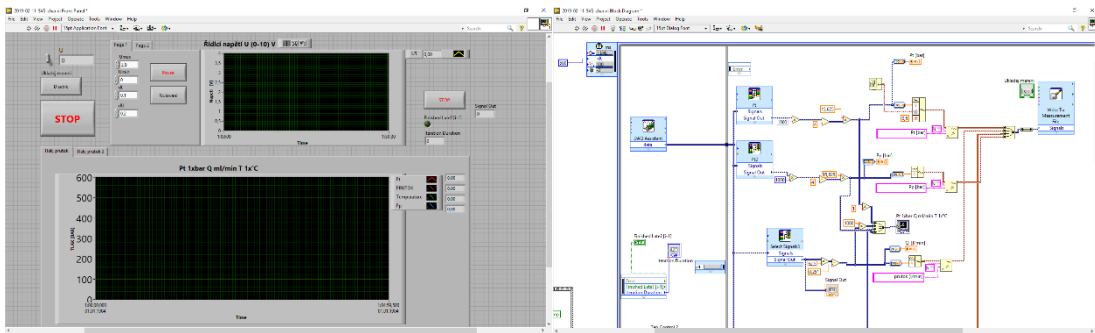


## 5 Experiment a verifikace modelu

Experimentální měření ventilu probíhalo v několika krocích. Nejprve bylo potřeba sestavit měřicí program pomocí grafického programovacího jazyka LabVIEW (Obr. 5.1) od společnosti National Instruments, jelikož většina komponent používaných k experimentálnímu měření je od této společnosti. Tento program byl používán nejen ke sběru dat měření, ale také k ovládání proporcionálního tlakového ventilu, který je součástí testovacího hydraulického obvodu.

Dalším krokem byla tvorba programu v software MATLAB (Obr. 5.2) od společnosti MathWorks, který převedl data získaná z měření do grafické podoby.

Posledním krokem byla stavba samotného testovacího obvodu, kterému je věnována kapitola 5.1. Po sestavení testovacího hydraulického již mohlo být provedeno měření a následné porovnání mezi výsledky z měření a výsledky z matematického modelu.



Obrázek 5.1: Ovládací plocha a část grafického programu LabVIEW

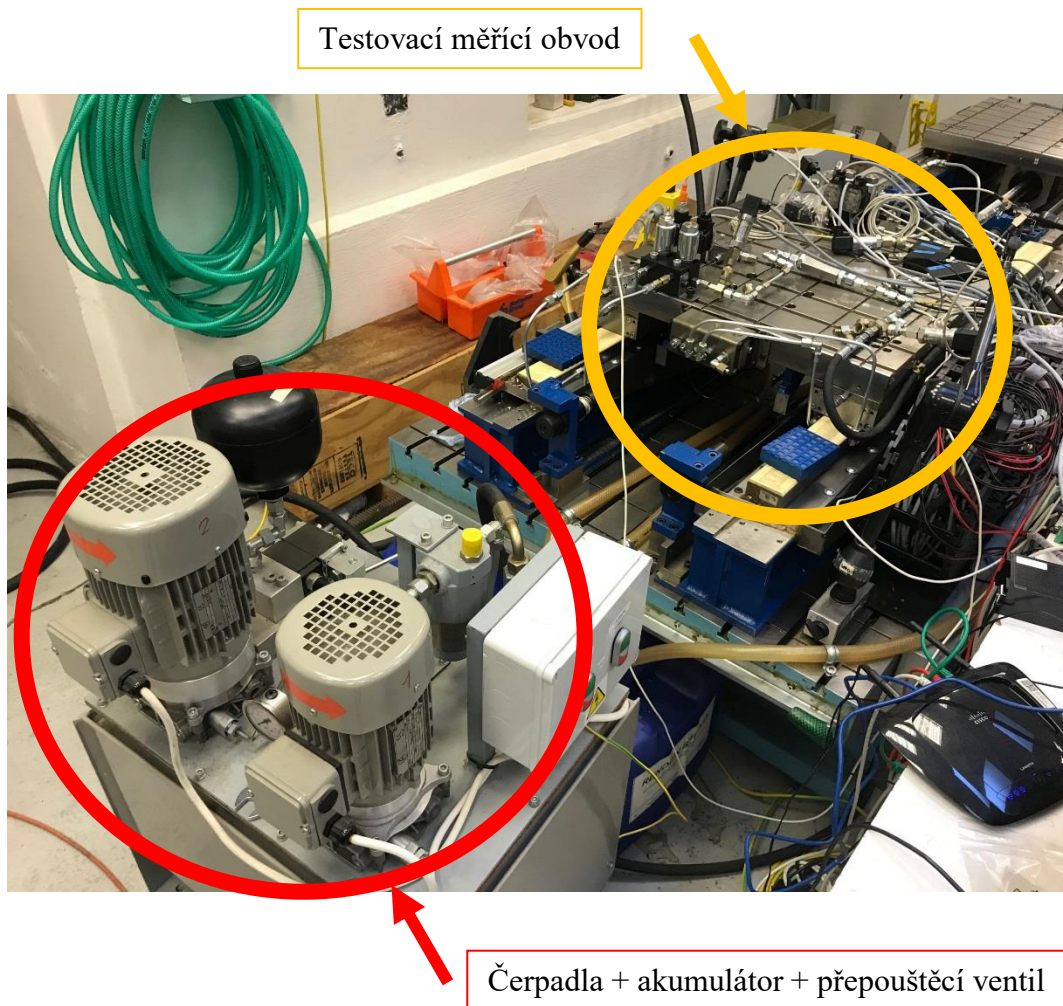
```

14  % jmeno souboru s vysledky
15  filename = uigetfile('*.*.lvm','Vyber soubor s výsledky');
16  txt_1 = [filename, '.png'];
17  txt_2 = [filename, '.fig'];
18  txt_3 = ['P t/Q charakteristika regulatoru 1 (' ,filename, ')'];
19
20  %% nacteni dat ze souboru s vysledky
21
22  data = lvm import(filename,2);
23
24  %% data podle velicin
25
26  t=data.Segment1.data(:,1);    % [s]
27  pt=data.Segment1.data(:,2);  % [Bar]
28  pp=data.Segment1.data(:,5);  % [Bar] cernapadlo
29  Q=data.Segment1.data(:,3);   % [l/min]
30  T=data.Segment1.data(:,4);   % [°C*10]
31  T=T/1;
32
33  Pp=mean(pp);
34  %%
35  %%% Graf 1]
36
37
38  scrsz = get(0,'ScreenSize');
39  figure('Position',[5 scrsz(4)/2-85 scrsz(3)/2 scrsz(4)/2]);
40  plot(pt,Q,'b','LineWidth',2);
41  hold on;
42  grid on;
43  title(txt_3,'fontSize',12,'fontWeight','b','color','k');
44  xlabel('P_t [bar]','fontSize',10,'fontWeight','b','color','k');
45  ylabel('Q [l/min]','fontSize',10,'fontWeight','b','color','k');

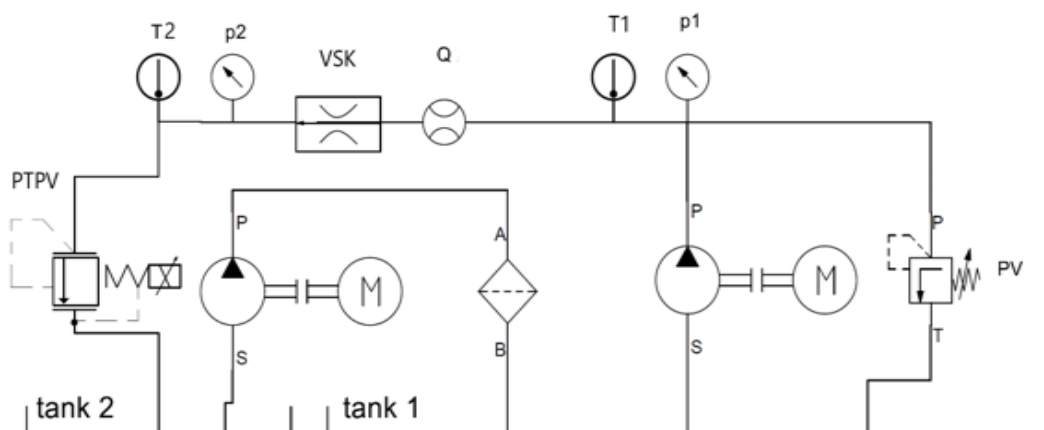
```

Obrázek 5.2: Část programu pro čtení a úpravu naměřených dat (MATLAB)

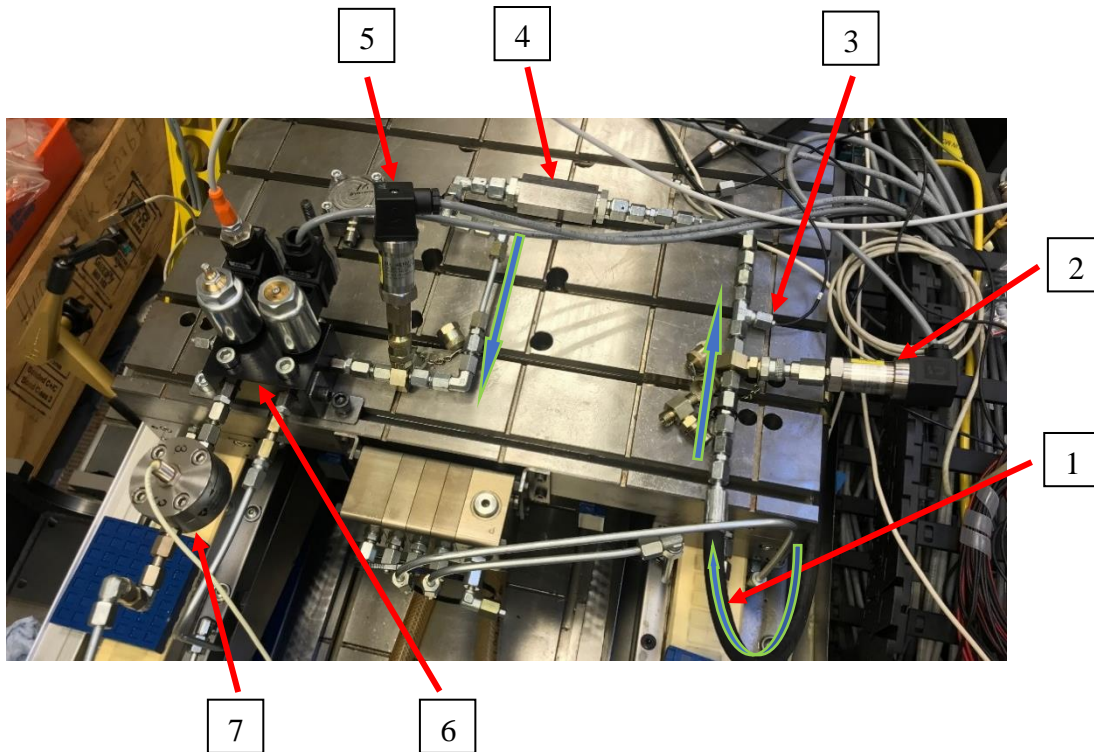
## 5.1 Testovací měřící obvod



Obrázek 5.3: Kompletní měřící pracoviště



Obrázek 5.4: Schéma testovacího hydraulického obvodu



Obrázek 5.5: Popis testovacího hydraulického obvodu

Z důvodu možnosti proměření ventilu ve větším rozsahu jak objemového průtoku, tak vstupního tlaku, bylo k experimentálnímu měření využito testovacího měřicího obvodu. V hydraulickém obvodu, jehož součástí by bylo i hydrostatické vedení, by nebylo možné tyto rozsahy realizovat.

Měřicí pracoviště bylo rozděleno na dvě části (Obr. 5.3). První část obsahovala čerpadlo pro přívod oleje do samotného obvodu, druhé čerpadlo, které přečerpává olej z tanku 2 zpět do tanku 1 (Obr. 5.4), akumulátor a přepouštěcí ventil. Druhá část je popsána na Obr. 5.5.

Vstup tlakového média (1) do obvodu je zajišťován čerpadlem zmíněným výše. Následuje první tlakoměr (2) měřící tlak před ventilem  $p_1$ , teploměr (3) měřící teplotu  $T_1$ , samotný ventil VSK2 (4) umístěný v přípravku určeném k připojení do potrubí (samotný ventil VSK2 nelze bez tohoto přípravku do potrubí připojit). Za ventilem je umístěný druhý tlakoměr (5) měřící tlak za ventilem  $p_2$ . Jelikož se jedná o testovací obvod, který není připojen přímo k hydrostatickému vedení, je nutno simulovat zatížení stolu hydrostatického vedení. O tuto funkci se stará proporcionální tlakový ventil (6). Za ventilem se nachází průtokoměr (7). Vzhledem k tomu, že je průtok v celém obvodu stejný, nezáleží na pozici průtokoměru v rámci hydraulického obvodu.

## 5.2 Sada měření č. 1

Po vytvoření programů nutných pro ovládání jednotlivých prvků obvodu, získání dat, úpravu dat, jejich konečnou analýzu a samozřejmě po přípravě samotného měřicího pracoviště, tedy sestavení měřicího obvodu, mohlo být provedeno samotné měření.

Jelikož se dá chování ventilu ovládat několika parametry, proběhlo několik dílčích měření zaměřených vždy na změnu jednoho parametru. Ventil je možno nastavit vždy jen při vypnutém čerpadle, jelikož pro změnu nastavení ventilu je nutno hydraulický obvod rozmontovat, ventil vyjmout, provést změnu určitého parametru, ventil vložit zpět do přípravku a obvod znovu sestavit. I vzhledem k náročnosti tohoto procesu nastavování ventilu byl vytvořen matematický model, který by měl celý tento proces zjednodušit a zrychlit.

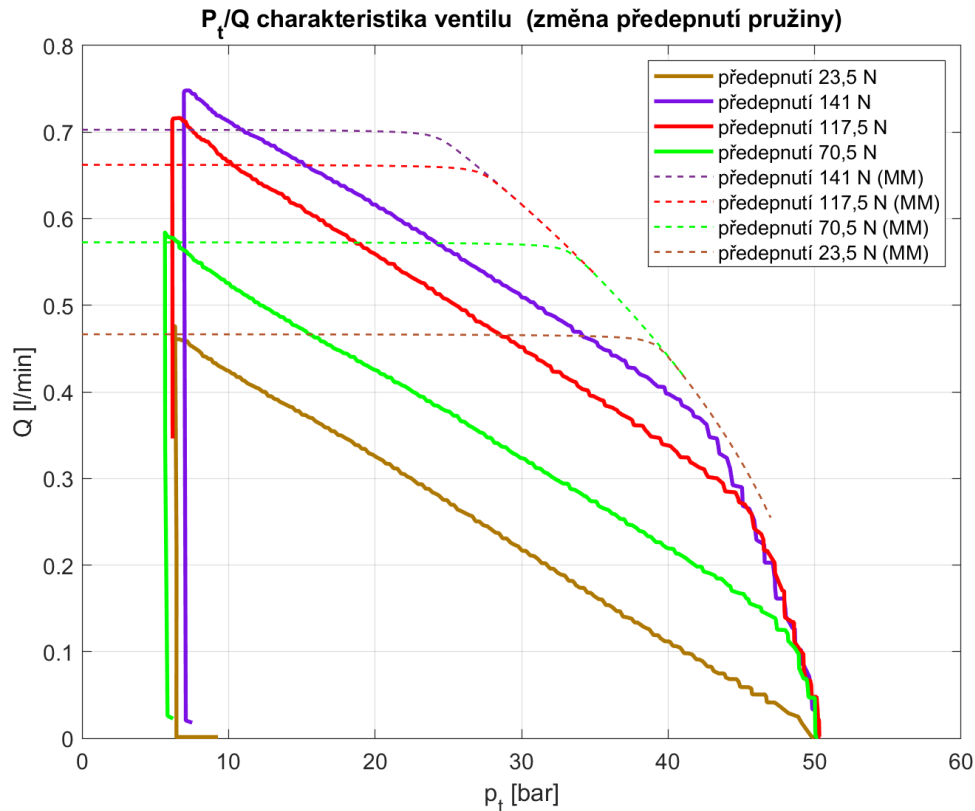
Charakteristiky ventilu lze upravovat změnami těchto parametrů:

- předepnutí pružiny
- tuhost pružiny
- velikost průměru otvoru clonky
- velikost vstupního tlaku

Kromě změny velikosti vstupního tlaku je nutné pro změnu ostatních parametrů rozložit část obvodu s hydraulickou kostkou, jejíž je ventil součástí, parametr změnit a tuto část obvodu opět sestavit.

Vzhledem k velkému počtu měření byl pro každou z následujících kapitol zabývajících se citlivostní analýzou změny jednoho z parametrů vybrán pouze jeden zástupce měření pro jedno konkrétní nastavení ostatních parametrů kromě měřeného.

### 5.2.1 Citlivostní analýza změny předeprnutí pružiny



Graf 5.1: Citlivostní analýza změny předeprnutí pružiny

Graf. 5.1 ilustruje závislost objemového průtoku obvodem v závislosti na zvyšujícím se tlaku  $p_t$ , simulujícím zatěžování stolu hydrostatického vedení. Silné nepřerušované křivky reprezentují výsledky experimentálního měření, zatímco tenké přerušované křivky reprezentují výsledky matematického modelu. Jednotlivé parametry užitě pro matematický model jsou shrnuty v tabulce 5.1. Vzhledem k rozdílnosti hodnot experimentálně naměřených a získaných pomocí matematického modelu však nemají tyto hodnoty velkou vypovídající hodnotu.

Žádnou kombinací těchto konstant nebylo docíleno podobných křivek pro experimentálně naměřené hodnoty a matematickým modelem získané hodnoty.

Tabulka 5.1: Konstanty a parametry užitě pro matematický model

Parametr/konstanta	$p_1$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$\varnothing d_{clony}$	$k_{pružiny}$	$\varphi$
Hodnota	50	0,7	0,63	870	0,55	23,5	65
Jednotky	bar			kg/m <sup>3</sup>	mm	N/mm	°

Aby bylo docíleno co nejpřesnějšího manuálního nastavení předepnutí pružiny, bylo postupováno vždy stejně, a to tak, že pružina byla vždy nejprve maximálně předepnuta, tzn. šroub byl utahován, dokud nedošlo k jeho zastavení na konci závitu (v tu chvíli je pružina stlačena o  $x_2 = 6$  mm). Poté docházelo ke snižování předepnutí povolováním předepínacího šroubu o daný počet otáček.

Jak lze vidět na Obr. 4.4, ke zvyšování předepínací síly dochází ve chvíli, kdy se šroubem otáčí ve směru hodinových ručiček. Tím vzroste předepínací síla a současně i objemový průtok  $Q$ , jelikož se změní poměr sil působících na šoupátko. Stoupání závitu předepínacího šroubu je  $P = 0,4$ , tedy při otočení závitu o 2,5 otáčky dojde k předepnutí pružiny o 1 mm. Tento přepočítání je uváděn proto, protože všechna manuální nastavování byla prováděna pomocí počítání otáček, avšak pro potřeby výpočtů je předepnutí nutno uvádět pomocí délkových jednotek v milimetrech (resp. metrech).

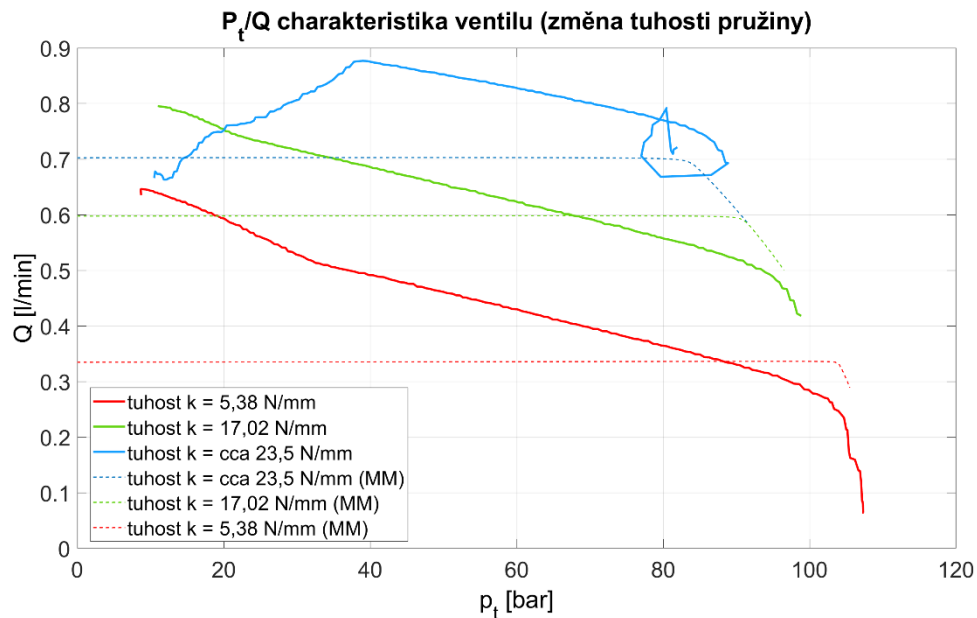
Na křivkách z Grafu 5.1 lze pozorovat několik charakteristických jevů. Křivky získané experimentálním měřením neodpovídají křivkám deklarovaným výrobcem, stejně tak jako křivkám získaným z matematického modelu. Charakteristiky odpovídají spíše křivkám naměřeným při použití kapilár (Graf 3.1). Z tohoto důvodu lze usuzovat, že rozdíl mezi výsledky experimentu a simulace je způsobena chybou experimentu.

Dále lze pozorovat ostrý pokles průtoku cca mezi 80–100 % zátěžného tlaku  $p_t$  v závislosti na předepnutí pružiny. K tomuto zlomu dochází ve chvíli, kdy se začne kuželka ventilu výrazněji pohybovat. Ventil je poté velmi rychle plně otevřen a neplní tak již svoji funkci regulátoru, nýbrž funguje pouze jako škrťací ventil. V této oblasti nechceme ventil provozovat, a proto pro nás není tak důležitá. Nicméně funkci hydrostatického vedení může ovlivnit, např. při vysokém zatížení. Každopádně se této oblasti snažíme vyhnout. Stejnou vlastnost vykazují i křivky získané z matematického modelu, které téměř plynule navazují na křivky získané měřením.

Parametrem měněným při tomto měření bylo předepnutí pružiny. Z Grafu 5.1 lze vyčíst, že s rostoucím předepnutím se zvětšuje objemový průtok ventilem. Rostoucí předepnutí však nemá žádný vliv na směrnici klesání žádné z charakteristik.

Všechny charakteristiky mají objemový průtok  $Q = 0$  pro  $p_t = 50$  bar. K tomu dochází z důvodu vyrovnání vstupního tlaku  $p_1$  a zatěžovacího tlaku  $p_t$ . Ve chvíli, kdy se tyto tlaky vyrovnají, není v hydraulickém obvodu žádný tlakový spád, a tudíž ani žádný objemový průtok.

## 5.2.2 Citlivostní analýza změny tuhosti pružiny



Tabulka 5.2: Konstanty a parametry užité pro matematický model

Parametr/konstanta	$p_1$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$\varnothing d_{clony}$	$\varphi$
Hodnota	110	0,7	0,63	870	0,55	65
Jednotky	bar	/	/	kg/m <sup>3</sup>	mm	°

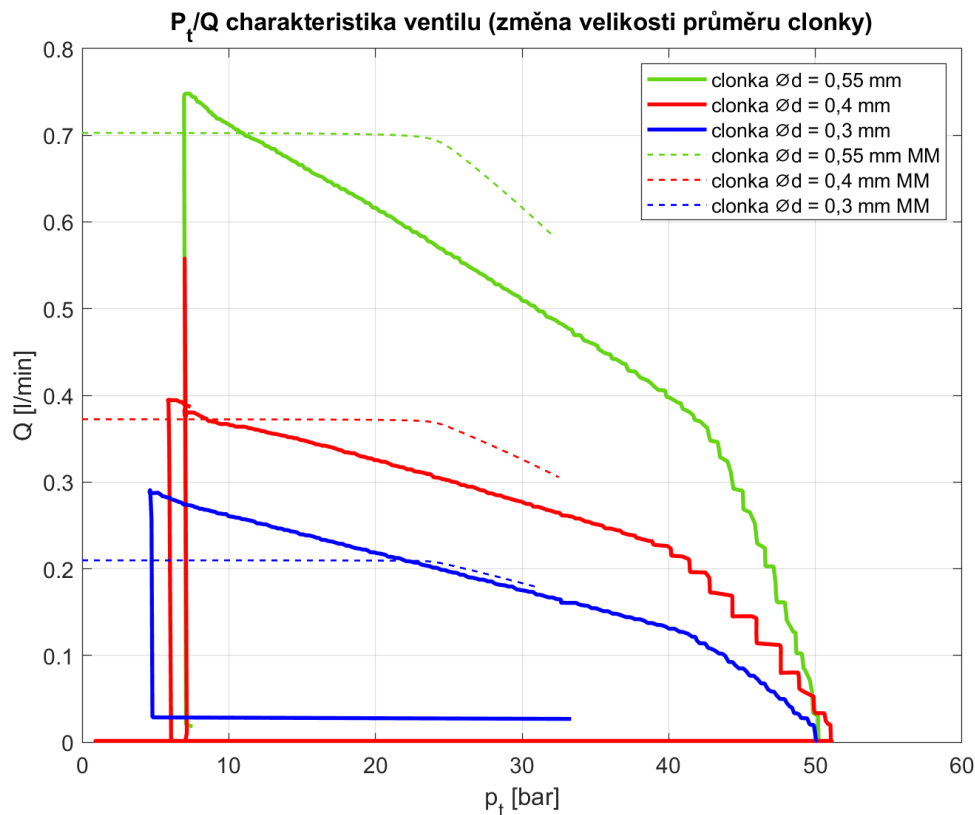
Změna tuhosti pružiny během tohoto měření byla prováděna pomocí výměny pružiny obsažené uvnitř ventilu. Všechny pružiny byly během jednotlivých měření maximálně předepruty, **předeprná síla tedy závisí na tuhosti pružiny.**

Na Grafu 5.2 lze pozorovat stejná specifika, jako u Grafu 5.1. Experimentálně naměřené hodnoty opět neodpovídají ani hodnotám od výrobce ani matematickému modelu. Stejně jako změna předeprnutí pružiny tak i změna tuhosti pružiny nemění směrnici sklonu charakteristik, pouze velikost objemového průtoku.

U charakteristiky pro tuhost pružiny  $k = 23,5$  N/mm lze pozorovat nejprve progresivní chování, po kterém následuje opět „kapilární typ“ charakteristiky. Tato progresivní část není potvrzena ani výpočtem, ani údaji od výrobce, nedá se tedy přesně specifikovat pro jaké případy nastavení ventilu bude mít charakteristika progresivní tvar. U této charakteristiky, ale i u některých dalších, lze pozorovat buď v úvodu nebo ke konci

měření zvláštní chování. Konkrétně u této charakteristiky se jedná o jakousi smyčku na konci charakteristiky. Tyto chyby měření nejspíše vznikají z důvodu zákmitu kuželky ve chvíli, kdy dojde ke skokové změně vstupního či zátěžného tlaku, typicky v úvodu nebo na konci měření.

### 5.2.3 Citlivostní analýza změny velikosti otvoru clonky



Graf 5.3: Citlivostní analýza změny velikosti průměru clonky

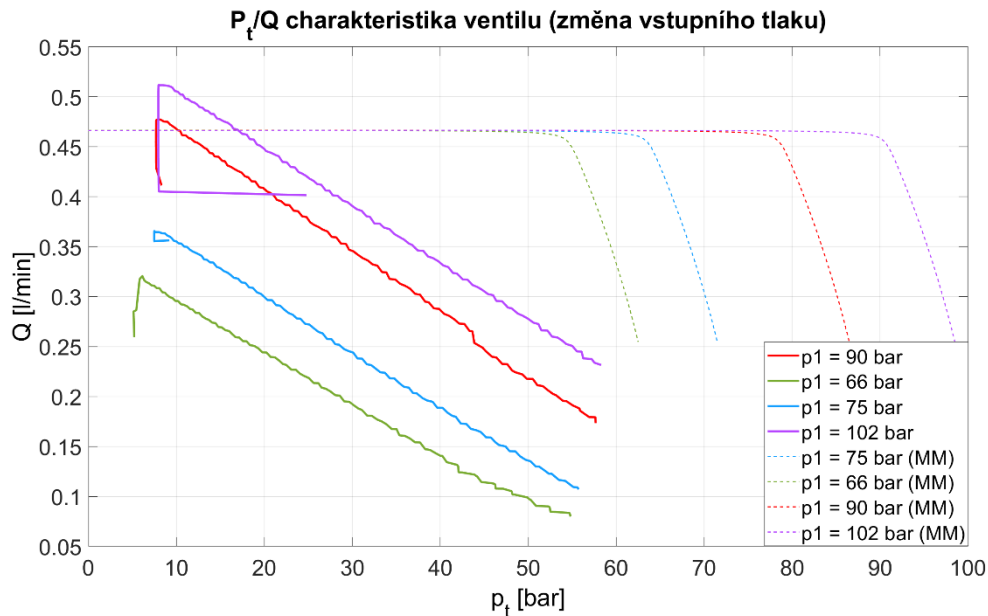
Tabulka 5.3: Konstanty a parametry užitě pro matematický model

Parametr/konstanta	$p_1$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$F_{predepnuti\_pruziny}$	$k_{pruziny}$	$\varphi$
Hodnota	50	0,7	0,63	870	141	23,5	65
Jednotky	bar			kg/m <sup>3</sup>	N	N/mm	°

Graf 5.3 potvrzuje chování předešlých charakteristik z Grafů 5.1 a 5.2. Změna velikosti průměru otvoru clonky taktéž ovlivňuje především velikost objemového průtoku, ale můžeme vidět i malý rozdíl ve směrnici mezi charakteristikou pro clonku o průměru  $d = 0,55$  a dalšími dvěma. Rozdíl směrnice je vzhledem k celkovému rozdílu mezi experimentem a simulací takřka zanedbatelný.



## 5.2.4 Citlivostní analýza změny velikosti vstupního tlaku



Graf 5.4: Citlivostní analýza změny vstupního tlaku

Tabulka 5.4: Konstanty a parametry užitá pro matematický model

Parametr/konstanta	$\varnothing d_{clony}$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$F_{predepnuti\_pruziny}$	$k_{pruziny}$	$\varphi$
Hodnota	0,55	0,7	0,63	870	23,5	23,5	65
Jednotky	mm	/	/	kg/m <sup>3</sup>	N	N/mm	°

Na Grafu 5.4 lze pozorovat velký rozdíl mezi naměřenými hodnotami a hodnotami získanými z matematického modelu. U naměřených hodnot nelze pozorovat koncové části charakteristik, jelikož v průběhu měření nedošlo s rostoucím vstupním tlakem k prodloužení měřené oblasti, nicméně v sadě měření č. 2 jsou výsledky lepší. Koncové části charakteristik odpovídaly matematickému modelu v tom smyslu, že byla protažena pracovní oblast, tedy oblast před zlomem popsáným u předchozích grafů. U charakteristik vytvořených pomocí matematického modelu lze pozorovat rozdíl čistě v prodloužení pracovní oblasti poměrově se změnou vstupního tlaku. U naměřených charakteristik dochází i ke zvětšení objemového průtoku, nedochází ovšem ke změně jejich směrnice.

## 5.3 Závěr sady měření č. 1

V sadě měření č. 1 proběhlo několik dílčích měření pro citlivostní analýzu jednotlivých parametrů majících vliv na výsledné charakteristiky ventilu. Proběhly tyto citlivostní analýzy: pro změnu předepnutí pružiny, pro změnu tuhosti pružiny, pro změnu velikosti otvoru clonky a pro změnu vstupního tlaku. Pro každou z těchto analýz byl vybrán jeden reprezentativní vzorek, který byl poté popsán v příslušné kapitole.

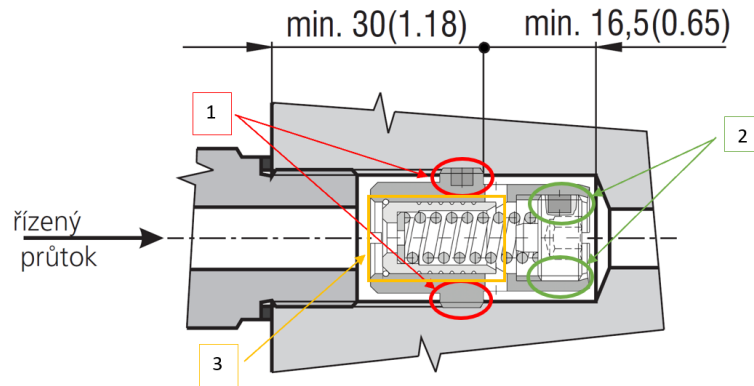
Jednotlivá měření byla porovnáována s výsledky získanými pomocí matematického modelu a jako celek byla porovnána s charakteristikami deklarovanými výrobcem ventilu. Z jednotlivých grafů vyplývá, že charakteristiky získané pomocí experimentálního měření neodpovídají charakteristikám deklarovaným výrobcem ani charakteristikám získaným pomocí matematického modelu, mají však společné rysy. Rozdíl mezi matematickým modelem a změřenými daty je tedy pravděpodobně způsoben chybou experimentu.

Průsaky kolem závitů by mohly ovlivnit charakteristiky přesně tímto způsobem, tedy že nejsou konstantní, ale poměrně rychle klesají.

**Z tohoto důvodu proběhla sada měření č. 2.**

## 5.4 Sada měření č. 2

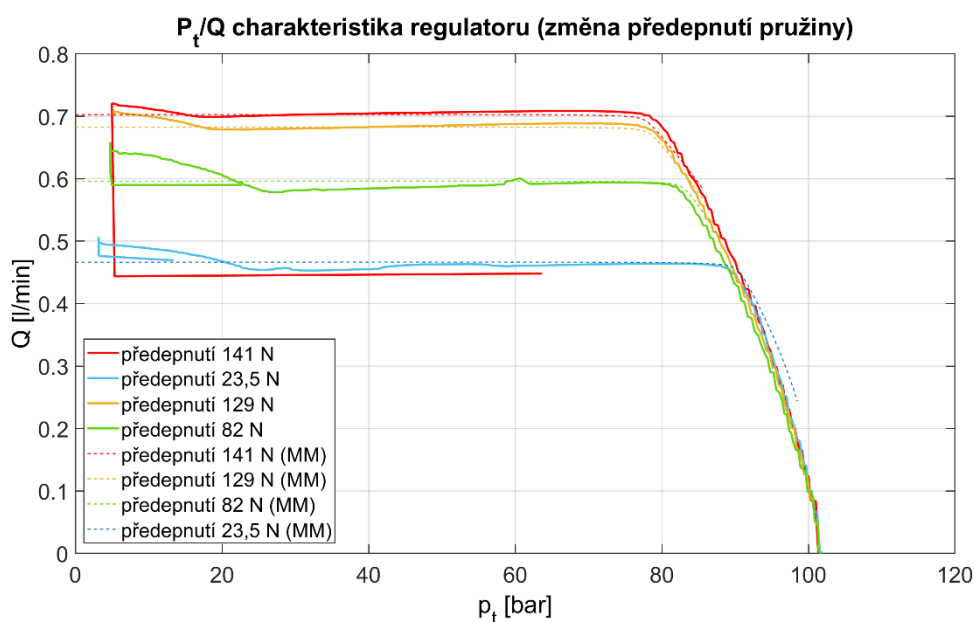
V sadě měření č. 2 byly využity poznatky a doporučení ze sady měření č. 1. Byly tedy hledány nejideálnější možnosti pro eliminaci průsaků všude, kde by k nim mohlo docházet. Tato místa se nacházejí na konstrukci ventilu celkem tři. Prvním a pravděpodobně i nejkritičtějším místem je závit, kterým se montuje ventil do hydraulické kostky (Obr. 5.6, pozice 1). Druhým místem je závit předepínacího šroubu (Obr. 5.6, pozice 2). Třetím místem, kde dochází k průsakům, je oblast kolem pohyblivého šoupátka (Obr. 5.6, pozice 3). Tento průsak však není možné eliminovat, jelikož pro správnou funkci ventilu je potřebné uložení šoupátka s vůlí. Průsak určený výpočtem vychází cca o 2 řády nižší, než je průtok ventilem, a proto je zanedbatelný.



Obrázek 5.6: Místa možných průsaků [17]

Způsobů pro zmenšení průsaků je hned několik. První možnou variantou je užití těsnící teflonové pásky. Použití teflonové pásky je velmi levná a na použití jednoduchá varianta. Další možností, ale s vyšší cenou, je použití lepidla na utěsnění závitů, např. anaerobního lepidla Loxeal 18-10. Třetí možností je užití vysokoviskózního akrylátového těsnění Loctite 5400, jehož cena je zhruba na úrovni lepidla Loxeal. Toto není kompletní výčet všech možností pro zajištění závitů proti průsakům, avšak pro aplikaci na ventil bude jedna z těchto alternativ stačit. Konkrétně byla použita varianta s užitím těsnící teflonové pásky. Každý ze závitů byl zhruba 5-7x obmotán, aby bylo docíleno co nejvyššího utěsnění, ale současně aby se šrouby při utahování nezasekly a bylo možné je plně dotáhnout.

### 5.4.1 Citlivostní analýza změny předepnutí pružiny



Graf 5.5: Citlivostní analýza změny předepnutí pružiny

Tabulka 5.5: Konstanty a parametry užité pro matematický model

Parametr/konstanta	$p_1$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$\varnothing_{clony}$	$k_{pružiny}$	$\varphi$
Hodnota	100	0,7	0,63	870	0,55	23,5	65
Jednotky	bar			kg/m <sup>3</sup>	mm	N/mm	°

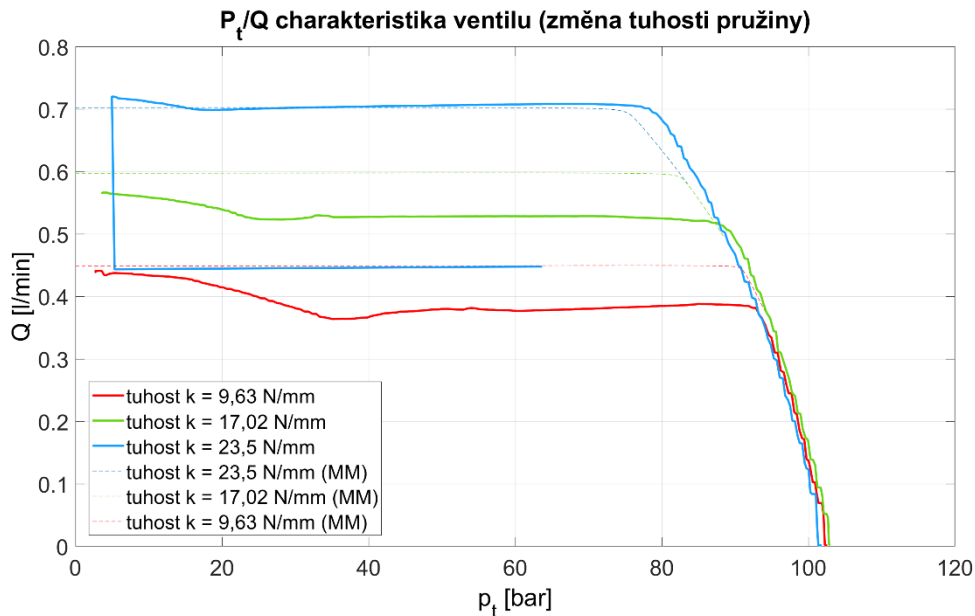
Graf 5.5 ilustruje výsledky měření po aplikaci teflonové pásky na výše zmíněné závity a porovnává je s výsledky z matematického modelu. Je patrné, že experimentálně naměřené charakteristiky se výrazně změnily. Jednotlivé charakteristiky již neklesají, ale mají lehce progresivní tvar. Směrnice těchto progresivních úseků neodpovídá směrnicím charakteristik PM regulátorů, nicméně tyto tvary již odpovídají charakteristikám deklarovaným výrobcem a také velmi dobře odpovídají charakteristikám získaným z matematického modelu.

Vliv změny předepnutí pružiny je v podstatě stejný, jako v sadě měření č. 1. Změna tohoto parametru opět ovlivňuje pouze množství objemového průtoku. Opět nedochází k žádným jiným rozdílům mezi charakteristikami, tzn. změna předepnutí neovlivňuje směrnici křivky.

Na začátku každé charakteristiky lze pozorovat oblast, ve které křivka mírně klesá, poté však začíná růst. Tento jev může být způsoben minimální potřebnou silou od pružiny. Tento fenomén však nebyl měřením prokázán a byl by tak předmětem dalšího výzkumu. Po tomto zlomu, kdy křivka již neklesá, ale mírně stoupá, dochází k téměř přesnému kopírování výsledků matematického modelu, včetně zlomu na konci pracovní oblasti.

Z Grafu 5.5 tedy vyplývá, že pro variantu, kdy dochází pouze ke změně předepnutí pružiny při zachování stejné velikosti průměru clonky, stejné tuhosti pružiny a stejného vstupního tlaku, jsou výsledky experimentálního měření a matematického modelu ve shodě.

### 5.4.2 Citlivostní analýza změny tuhosti pružiny



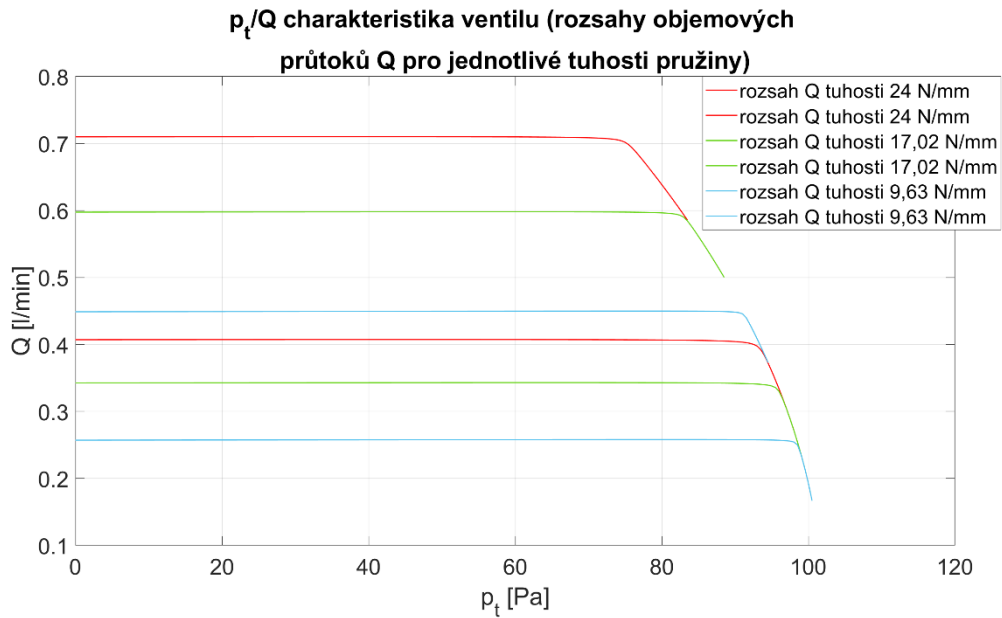
Graf 5.6: Citlivostní analýza změny tuhosti pružiny

Tabulka 5.6: Konstanty a parametry užívané pro matematický model

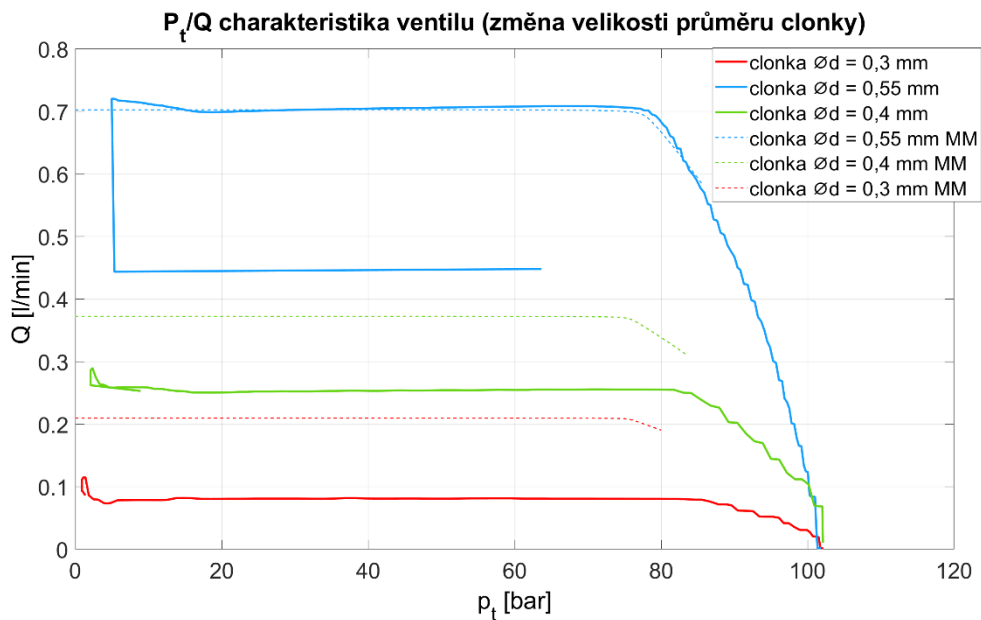
Parametr/konstanta	$p_1$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$\varnothing d_{clony}$	$\varphi$
Hodnota	100	0,7	0,63	870	0,55	65
Jednotky	bar	/	/	kg/m <sup>3</sup>	mm	°

Stejně výsledky, jako v Grafu 5.5 lze pozorovat i v Grafu 5.6. Jednotlivé charakteristiky jsou také mírně progresivní, stejně jako výsledky matematického modelu. U pružiny s tuhostí  $k = 23,5$  N/mm (v Grafu 5.6 modrou barvou) lze evidovat opět téměř dokonalé překrytí s výsledky matematického modelu. Není tomu tak u zbylých dvou charakteristik, avšak chyba, o kterou se liší matematický model od naměřených hodnot, je u charakteristiky pro tuhost pružiny  $k = 17,02$  N/mm v průměru cca 9 % a u charakteristiky pro tuhost pružiny  $k = 9,63$  N/mm v průměru cca 15 %, což jsou pro potřeby aplikace do hydrostatických vedení dostatečně přesné výsledky.

Vzhledem k faktu, že se změnou tuhosti pružiny se mění i předepínací síla a dochází tak ke změně dvou parametrů současně, vznikl Graf 5.7 ilustrující možné rozsahy jednotlivých pružin o různých tuhostech.



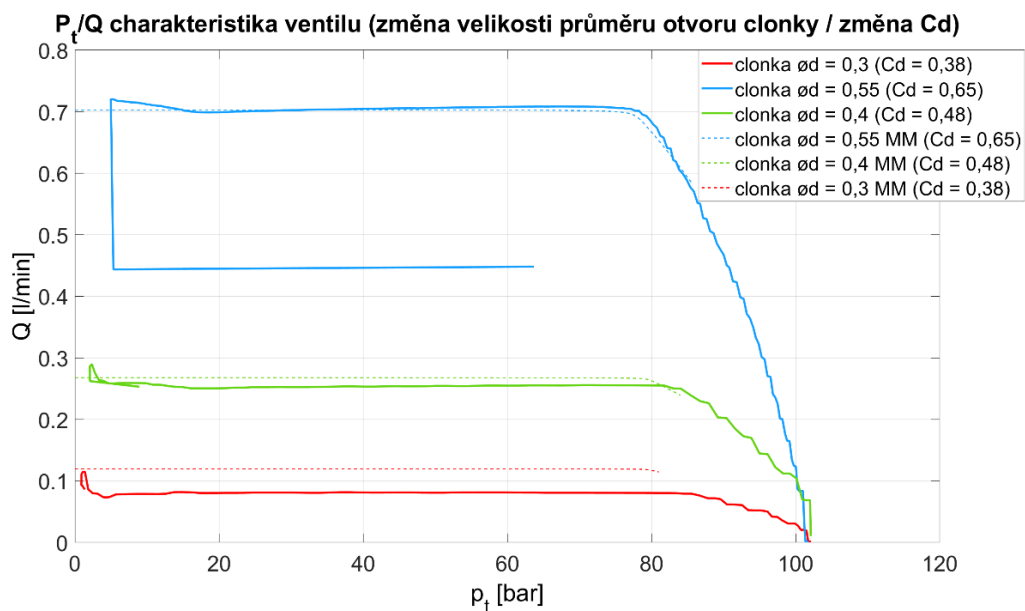
### 5.4.3 Citlivostní analýza změny velikosti otvoru clonky



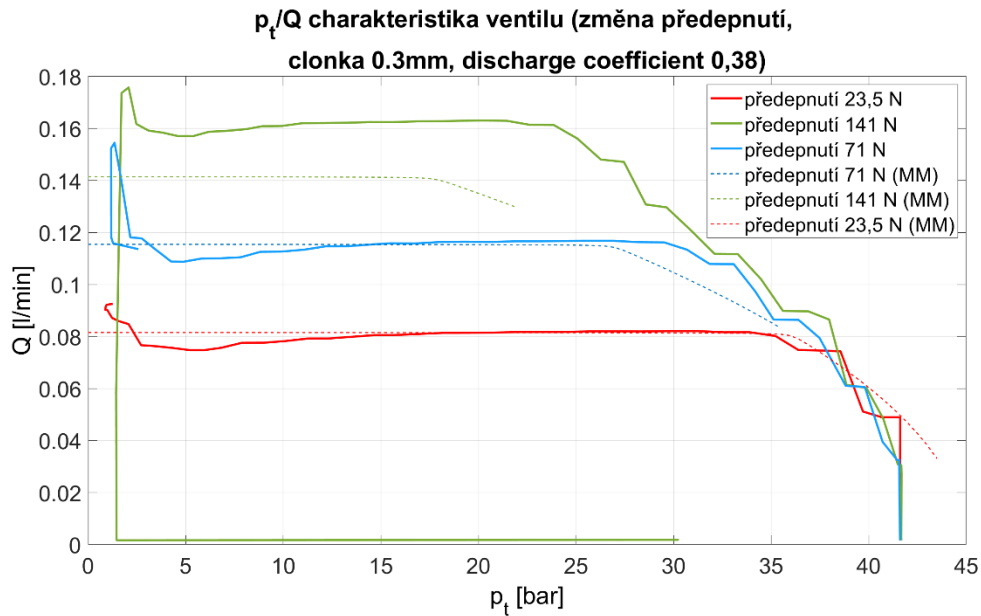
Tabulka 5.7: Konstanty a parametry užitá pro matematický model

Parametr/konstanta	$p_1$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$F_{předepnutí\_pružiny}$	$k_{pružiny}$	$\varphi$
Hodnota	100	0,7	0,63	870	141	23,5	65
Jednotky	bar	/	/	kg/m <sup>3</sup>	N	N/mm	°

Graf 5.8 opět potvrzuje shodu výsledků experimentálního měření a matematického modelu pro clonku s otvorem o průměru  $d = 0,55\text{mm}$ . U dalších dvou typů clonek však lze pozorovat výraznější chyby v řádu několika desítek procent, v případě nejmenší clonky s průměrem  $d = 0,3\text{ mm}$  je již chyba větší než 100 %. V tomto případě však může svou roli hrát discharge coefficient (kapitola 4.1.3 ), který může být pro každou z clonek odlišný. Z tohoto důvodu proběhlo další porovnání naměřených hodnot s hodnotami z matematického modelu, avšak pro různý discharge coefficient pro každou clonku. Výsledky tohoto měření lze pozorovat v Grafu 5.9. Po změně discharge coefficientu se chyba výrazně zmenšila, především pro clonku s průměrem  $d = 0,4\text{ mm}$ , kde se chyba nyní pohybuje v průměru cca 3 %. Pro clonku s průměrem  $d = 0,3\text{ mm}$  je již průtok velmi malý, což může také ovlivňovat výslednou chybu, nicméně po úpravě se chyba této clonky pohybuje v průměru cca 30 %.



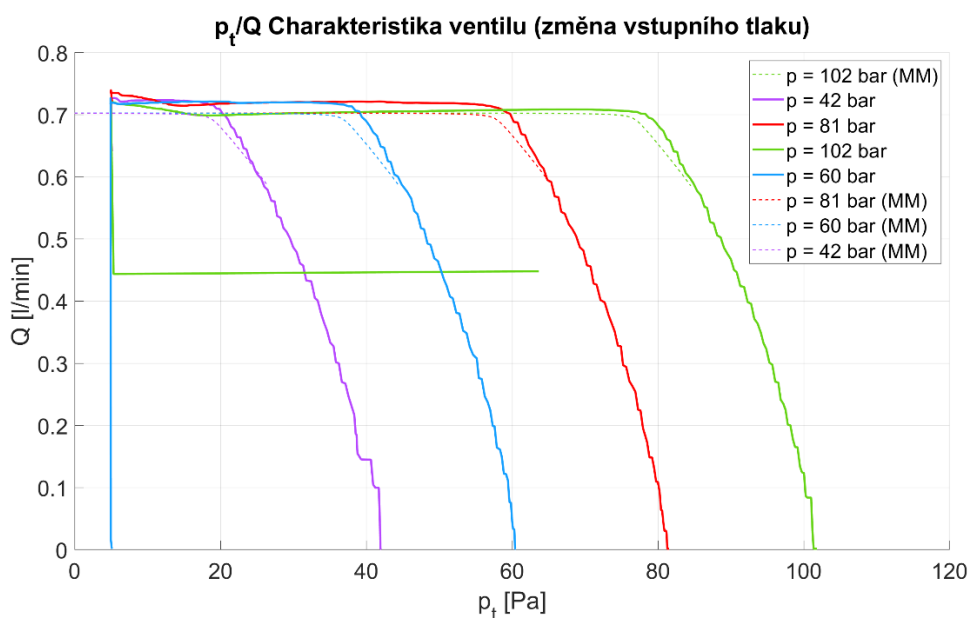
Graf 5.9: Citlivostní analýza změny velikosti průměru clonky a discharge coefficientu



Graf 5.10: Verifikace discharge coefficientu pro clonku s průměrem  $d = 0,3 \text{ mm}$  pro různé předeprnutí pružiny

Na Grafu 5.10 lze pozorovat shodu matematického modelu s experimentálně naměřenými hodnotami clonky s otvorem o průměru  $d = 0,3 \text{ mm}$  pro hodnotu discharge coefficientu  $Cd = 0,38$ . U hodnot objemového průtoku  $Q < 0,1 \text{ l/min}$  se již mohou vyskytovat výraznější chyby, jelikož tyto hodnoty se již pohybují na spodní hranici rozsahu průtokoměru. Stejným způsobem byla verifikována i hodnota discharge coefficientu  $Cd = 0,48$  pro clonku s otvorem o průměru  $d = 0,4 \text{ mm}$ .

#### 5.4.4 Citlivostní analýza změny velikosti vstupního tlaku



Graf 5.11: Citlivostní analýza změny vstupního tlaku



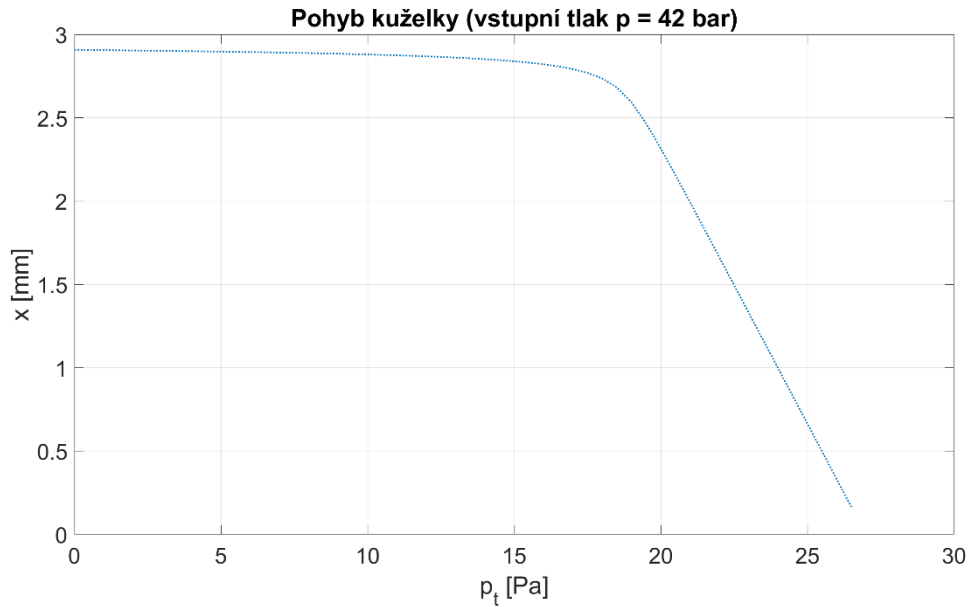
Tabulka 5.8: Konstanty a parametry užitě pro matematický model

Parametr/konstanta	$\varnothing d_{clony}$	$\mu$	$C_d$	$\rho_{olej}$	$F_{předepnutí\_pružiny}$	$k_{pružiny}$	$\varphi$
Hodnota	0,55	0,7	0,63	870	141	23,5	65
Jednotky	mm			kg/m <sup>3</sup>	N	N/mm	°

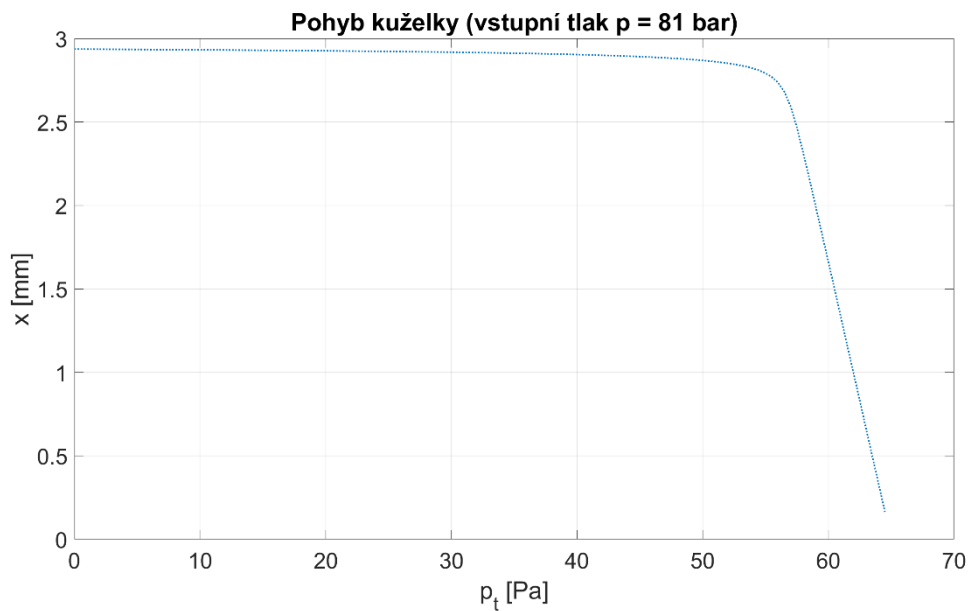
Na rozdíl od sady měření č. 1, kde citlivostní analýza změny vstupního tlaku neobsahovala kompletní křivky získané měřením a tyto křivky neodpovídaly matematickému modelu, v sadě měření č. 2 citlivostní analýza změny vstupního tlaku obsahuje kompletní křivky. Tyto křivky lze pozorovat v Grafu 5.11, kde jsou zároveň porovnány s matematickým modelem. Charakteristiky experimentálně naměřené a charakteristiky získané z matematického modelu jsou velmi podobné a jejich chyba se pohybuje v řádu jednotek procent. Nepřesnosti mezi jednotlivými křivkami získanými měřením mohou být způsobeny lehkými rozdíly v nastavení, jelikož se jednotlivé parametry ventilu nastavují manuálně.

Z Grafu 5.11 lze tedy vypočítat účinky změny vstupního tlaku na charakteristiky ventilu. Při změně vstupního tlaku se nemění množství objemového průtoku, nýbrž velikost pracovní oblasti, která je vždy od začátku charakteristiky až po zlom. Tento zlom nastává zhruba na hodnotě tlaku  $p_t = p - 20$  [bar]. Jak již bylo řečeno v předchozích kapitolách, k tomuto zlomu dochází ve chvíli, kdy se kuželka ventilu začne výrazněji pohybovat. Pohyb kuželky zobrazuje Graf 5.12 (pro vstupní tlak  $p = 42$  bar) a Graf 5.13 (pro vstupní tlak  $p = 81$  bar), odpovídající charakteristikám, které jsou vykresleny v Grafu 5.11.

Z Grafů 5.12 a 5.13 lze vypočítat značnou podobnost mezi jednotlivými nastaveními ventilu. Přestože jsou zde zobrazeny pouze dvě reprezentující charakteristiky pohybu kuželky, charakteristiky pro ostatní nastavení ventilu vypadaly takřka totožně. V úvodu začíná křivky na pozici  $x = 2,9$  mm, což značí téměř uzavřené otvory pro odtok oleje z ventilu. S rostoucím zátěžným tlakem se otvory pomalu otevírají až dojde k ostrému zlomu popsanému v dřívějších kapitolách jako výrazný pohyb kuželky. V tu chvíli nastává zlom i u charakteristik objemového průtoku.



Graf 5.12: Pohyb kuželky pro vstupní tlak  $p = 42$  bar



Graf 5.13: Pohyb kuželky pro vstupní tlak  $p = 81$  bar

## 5.5 Závěr sady měření č. 2

V sadě měření č. 2 proběhla stejná měření, jako u sady měření č. 1, pouze s tím rozdílem, že došlo k malým změnám v konstrukci ventilu, kterými by mohlo dojít ke zmenšení chyby měření. Konkrétně došlo k eliminaci průsaků kolem závitů, kterým se ventil připojuje k hydraulické kostce, a kolem závitů předepínacího šroubu.

Eliminace těchto průsaků se projevila jako klíčová pro výsledný tvar naměřených charakteristik. Tyto charakteristiky již odpovídají charakteristikám deklarovaným výrobcem ventilu a také odpovídají charakteristikám získaným pomocí matematického modelu.

Charakteristiky nyní mají téměř konstantní průběh, po překonání poklesu v úvodu křivky mají dokonce lehce progresivní tendenci. Směrnice progresivních úseků těchto charakteristik sice nedosahují hodnot, jako v případě PM regulátorů, ale pro potřeby hydrostatických vedení jsou tyto charakteristiky dostačující. Progresivní tendence se drží až do chvíle, kdy zátěžný tlak dosáhne zhruba hodnoty  $p_t = p - 20$  [bar]. Při dosažení této hodnoty se kuželka začne výrazným způsobem otevírat a dojde ke zlomu křivky. Za tímto zlomem už ventil neplní regulační funkci. V této oblasti nechceme ventil provozovat, a proto pro nás není tak důležitá. Nicméně funkci hydrostatického vedení může ovlivnit, např. při vysokém zatížení. V každém případě se této oblasti snažíme vyhnout. Protažení pracovní oblasti lze dosáhnout pouze zvýšením vstupního tlaku, což lze pozorovat v Grafu 5.11.

Nastavením matematického modelu pro hodnotu clonky  $d = 0,55$  bylo zjištěno, že při změně průměru otvoru clonky dochází ke změně discharge coefficientu. Ten odpovídá pro clonku s průměrem  $d = 0,55$  hodnotě  $C_d = 0,63$ , pro clonku s průměrem  $d = 0,4$  hodnotě  $C_d = 0,48$  a pro clonku s průměrem  $d = 0,3$  hodnotě  $C_d = 0,38$ .

Při porovnání naměřených a vypočítaných charakteristik lze pozorovat shodu, která je dostatečná pro verifikaci matematického modelu. Pro další ověření nastavení ventilu nebudou charakteristiky nadále experimentálně měřeny, nýbrž budou počítány dle verifikovaného matematického modelu.

## 6 Aplikace pro hydrostatická vedení

Díky verifikaci matematického modelu nyní lze použít reverzní metodu k návrhu nastavení ventilu pro konkrétní požadavky. Lze tedy pro daný objemový průtok  $Q$  a vstupní tlak  $p$  přesně popsat, jak by měl být ventil VSK2 nastaven, tedy jaký by měl být průměr otvoru clonky, jakou by měla mít tuhost pružina a jak by měla být předepnuta. K tomuto návrhu slouží navrhovací schéma na Obr. 6.1.

### 6.1 Příklad návrhu nastavení ventilu dle požadavku

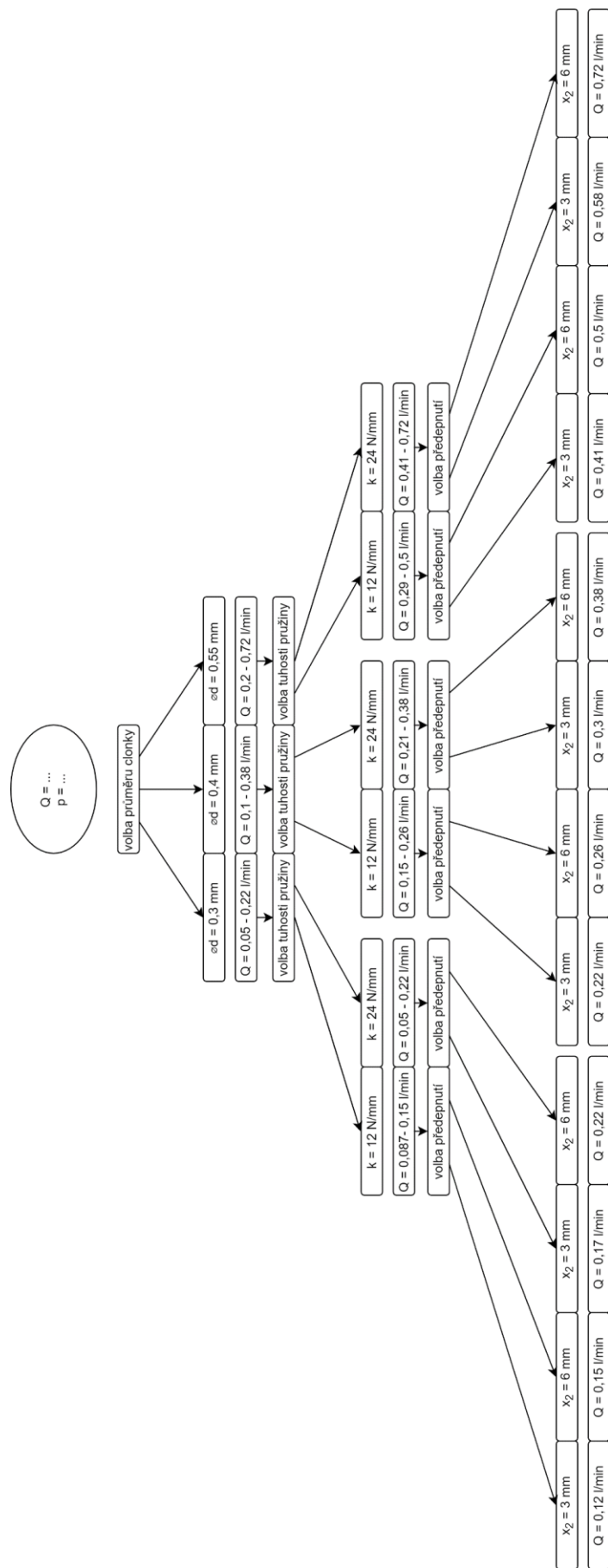
- Požadovaný objemový průtok:  $Q = 0,56 \text{ l/min}$
- Požadovaný vstupní tlak:  $p = 100 \text{ bar}$ 
  - Velikost vstupního tlaku ovlivňuje pouze délku pracovní oblasti, nikoli samotnou velikost objemového průtoku  $Q$ , neovlivňuje tak přímo ani nastavení ventilu.

Postup návrhu nastavení ventilu dle schématu (Obr. 6.1):

- 1) Výběr velikosti průměru clonky
  - a. V prvním kroku je volen průměr clonky, jelikož tento parametr nejvíce ovlivňuje konečný rozsah objemového průtoku  $Q$ .
  - b. Dle těchto rozsahu  $Q$  lze určit jako vhodný průměr clonky  $d = 0,55 \text{ mm}$  s rozsahem  $Q = 0,2 - 0,72 \text{ l/min}$ .
- 2) Výběr tuhosti pružiny
  - a. V druhém kroku je volena tuhost pružiny, jelikož tato volba nabízí hrubší možnosti nastavení než předepnutí pružiny.
  - b. Dle rozsahu  $Q$  pro clonku s průměrem  $d = 0,55$  je vhodná tuhost pružiny  $k = 24 \text{ N/mm}$  s rozsahem  $Q = 0,41 - 0,72 \text{ l/min}$ .
- 3) Výběr předepnutí pružiny
  - a. Jako poslední parametr nastavení je voleno předepnutí pružiny, jelikož tento parametr nabízí nejjemnější možnosti nastavení.

- b. Po určení velikosti průměru clonky a tuhosti pružiny lze tyto hodnoty použít jako vstupy do programu v MATLABu, který pomocí matematického modelu ventilu dopočítá potřebné předepnutí pružiny.
  - c. Druhou možností, pokud požadovaný průtok odpovídá schématu na Obr. 6.1, je nastavení předepnutí pružiny právě dle tohoto schématu. Pro rozsah  $Q$  pro clonku s průměrem  $d = 0,55$  a pro tuhost pružiny  $k = 24$  N/mm je vhodné předepnutí  $x_2 = 3$  mm, které nabízí hodnotu  $Q = 0,58$  l/min. Výsledným předepnutím by tedy měla být hodnota  $x_2 = 2,8 - 2,9$  mm.
  - d. Postup manuálního předepínání je následující:
    - Nejprve dojde k maximálnímu předepnutí pružiny tím způsobem, že se maximálně utáhne předepínací šroub, v tu chvíli  $x_2 = 6$  mm. Poté se začne předepínací šroub povolovat. Pro požadovanou hodnotu  $x_2 = 2,8$  musí být šroub povolen o  $x_2 = 6 - 2,8$  mm, tedy 3,2 mm.
- 4) Výsledné nastavení ventilu pro požadovaný objemový průtok  $Q = 0,56$  l/min je:
- a. Průměr clonky  $d = 0,55$  mm
  - b. Tuhost pružiny  $k = 24$  N/mm
  - c. Předepnutí pružiny  $x_2 = 2,8-2,9$  mm

V případě, že objemový průtok  $Q$ , experimentálně naměřený po nastavení ventilu dle Obr. 6.1, není dokonale přesný, lze tento výsledek poupravit pomocí předepnutí pružiny tak, že zvýšením předepnutí pružiny dojde k nárůstu objemového průtoku  $Q$  a naopak.



Obrázek 6.1: Schéma nastavení ventilu dle požadovaného objemového průtoku

## 7 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo zjistit, zda je ventil typu VSK2 od společnosti ARGO HYTOS vhodný pro regulaci objemového průtoku hydrostatického vedení. Tento výzkum zahrnoval několik dílčích kroků.

Nejprve bylo potřeba experimentálně naměřit charakteristiky ventilu v testovacím hydraulickém obvodu simulujícím použití v systému hydrostatického vedení. Tomuto měření předcházela tvorba ovládacího programu v software LabVIEW od společnosti National Instruments a tvorba analyzačního programu v software MATLAB od společnosti MathWorks. Následovala montáž samotného testovacího obvodu, měření charakteristik a následně vyhodnocení.

Současně s tvorbou jednotlivých programů a měření probíhala tvorba matematického modelu ventilu. Matematický model byl vytvořen za účelem zjednodušení a zrychlení instalace a nastavení ventilu VSK2 v reálném nasazení v obvodu hydrostatického vedení.

Experimentální měření charakteristik a následné vyhodnocování probíhalo ve dvou etapách. Nejprve proběhla sada měření č. 1, poté sada měření č. 2. Charakteristiky získané po vyhodnocení sady měření č. 1 nebyly dle předpokladů. Charakteristiky získané z tohoto měření neodpovídaly charakteristikám deklarovaným výrobcem stejně tak jako charakteristikám získaným z matematického modelu. Výsledky sady měření č. 1 odpovídaly spíše výsledkům naměřeným při použití kapilár jako způsobu regulace objemového průtoku hydraulickým obvodem. Při zkoumání důvodů, proč dochází k této odchylce, bylo usouzeno, že tato chyba by mohla být způsobena průsaky kolem závitů v těle ventilu a závitů mezi ventilem a přípravkem určeným k instalaci do potrubí. Tyto průsaky byly eliminovány pomocí těsnící teflonové pásky a byla provedena sada měření č. 2.

Postup experimentu sady měření č. 2 byl totožný, jako v případě sady měření č. 1. Byl použit stejný ovládací i analyzační program, stejně tak matematický model. Výsledky sady měření č. 2 již odpovídaly výsledkům deklarovaným výrobcem a také výsledkům matematického modelu. Mohlo tedy dojít k verifikaci matematického modelu. Pro citlivostní analýzu nebyly všechny charakteristiky experimentálně měřeny, nýbrž byly počítány dle verifikovaného matematického modelu.

Dle výsledků sady měření č. 2 lze konstatovat, **že ventil VSK2 lze použít jako regulátor průtoku pro hydrostatická vedení, i když nebylo docíleno požadovaných progresivních charakteristik, jako je tomu v případě PM regulátorů.** Z výsledků sady měření č. 2 také vyplývá, že velikost průměru otvoru clonky ovlivňuje velikost discharge coefficientu. Pro jednotlivé clonky byly naměřeny tyto hodnoty: průměru otvoru clonky  $d = 0,55 \text{ mm}$  odpovídá hodnota  $C_d = 0,63$ , průměru otvoru clonky  $d = 0,4 \text{ mm}$  odpovídá hodnota  $C_d = 0,48$  a průměru otvoru clonky  $d = 0,3 \text{ mm}$  odpovídá hodnota  $C_d = 0,38$ .

V závěru této práce bylo názorně ukázáno, jak probíhá proces nastavení ventilu pro požadovaný objemový průtok hydraulickým obvodem a pro požadovaný vstupní tlak. Tímto popisem procesu nastavení byl překonán hlavní problém, který brání přímému nasazení ventilu VSK2 v praxi, tedy značná citlivost na nastavení jednotlivých parametrů.

V práci by bylo možné dále pokračovat. Dalšími objekty výzkumu by mohl být výpočet discharge coefficientu pro jednotlivé typy clonek. Dále by bylo vhodné experimentálně změřit ventil i pro další nastavení, tedy pro vyšší vstupní tlaky a pro vyšší objemové průtoky. Již v textu práce byla zmíněna domněnka, proč dochází k poklesům charakteristik v jejich úvodu. Tento fenomén by mohl být způsoben minimální potřebnou silou od pružiny. Z dostupných výsledků však nelze tuto hypotézu potvrdit. Bylo by tedy vhodné tuto oblast detailněji prozkoumat.



# Seznamy

## Seznam použité literatury

- [1] PROKOP, Mojmir. *Výrobní stroje. [Díl] I.* 1. vydání. 1. vyd. Brno: VUT, 1985, 165 s.
- [2] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů.* Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [3] MIČKAL, Karel. *Strojnictví: části strojů : pro učební a studijní obory SOU a SOŠ.* Vyd. 1. Praha: Sobotáles, 1995. ISBN 80-85920-01-8.
- [4] Substech. *Lubrication regimes, Hydrodynamic journal bearing.* [online]. b.r. [cit. 2019-02-17]. Dostupné z: [http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=lubrication\\_regimes](http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=lubrication_regimes)
- [5] In: *Hennlich: NOVÉ LINEÁRNÍ KLUZNÉ VEDENÍ DRYLIN® W Ø 25 MM* [online]. 2019 [cit. 2019-02-18].
- [6] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III.* Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [7] PENTON MEDIA, . *I. Machine Design* [online]. b.r. [cit. 2019-07-20]. Dostupné z: [http:// machinedesign.com/bearings/new-ways-damp-vibration-linear-axes](http://machinedesign.com/bearings/new-ways-damp-vibration-linear-axes)
- [8] HRUŠKA, Jan. *ČERPADLA: MULTIMEDIÁLNÍ UČEBNÍ POMŮCKA* [online]. Ostrava, 2008 [cit. 2019-03-17]. Dostupné z: [http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan\\_Hruska\\_MUC\\_soubory/page0003.htm](http://katedry.osu.cz/kpv/cerpadla-jh/Jan_Hruska_MUC_soubory/page0003.htm)
- [9] *ELUC: Objemová čerpadla* [online]. 2014 [cit. 2019-03-17]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1925>
- [10] DOLEČEK, Josef a Zdeněk HOLOUBEK. *Strojnictví II: pro střední odborná učiliště.* 3., nezměn. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00036-x.
- [11] MAREŠ, Martin. *Hydrostatická vedení a uložení.* Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, 2012.

- [12] WARDLE, Frank. Hydrostatic bearings. *Ultra-Precision Bearings* [online]. Elsevier, 2015, s. 147-225 [cit. 2019-07-17]. DOI: 10.1533/9780857092182.147. ISBN 9780857091628. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780857091628500032>
- [13] STACH, E. *Regulace průtoku, řízení*. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojního inženýrství, RCMT, 2012, (-12-012), 25-38.
- [14] HYPROSTATIK SCHONFELD GMBH, . *PM controller and jet pump* [online]. Technické informace, b.r. [cit. 2019-03-21].
- [15] *REGULATOR FOR ADJUSTING THE FLUID FLOW IN A HYDROSTATIC OR AEROSTATIC DEVICE*. b.r. DE. EP1007861. Uděleno 2000-06-14. Dostupné také z: [https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?II=0&ND=3&adjacent=true&locale=en\\_EP&FT=D&date=20000614&CC=EP&NR=1007861A1&KC=A1](https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?II=0&ND=3&adjacent=true&locale=en_EP&FT=D&date=20000614&CC=EP&NR=1007861A1&KC=A1)
- [16] *Pressure controller for the fluid flow of a hydrostatic or aerostatic journal bearing*. b.r. DE. DE19645535. Uděleno 1998-05-14. Dostupné také z: [https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?FT=D&date=19980514&DB=&locale=en\\_EP&CC=DE&NR=19645535A1&KC=A1&ND=4](https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/biblio?FT=D&date=19980514&DB=&locale=en_EP&CC=DE&NR=19645535A1&KC=A1&ND=4)
- [17] *ARGO HYTOS: Katalog\_VSK\_hc5121\_CZ.pdf*. 2016, 2 s. Dostupné také z: [https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user\\_upload/Katalog\\_VSK\\_hc5121\\_CZ.pdf](https://www.argo-hytos.com/fileadmin/user_upload/Katalog_VSK_hc5121_CZ.pdf)
- [18] In: *Wikipedia.org: Kruhová úseč* [online]. 2006 [cit. 2019-07-17].
- [19] MANNAN, Sam a Frank P. LEES. *Lee's loss prevention in the process industries: hazard identification, assessment, and control*. 3rd ed. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 978-0750678575.
- [20] ROWE, W. B. *Hydrostatic, aerostatic, and hybrid bearing design*. 1st ed. Amsterdam: Elsevier, 2012. ISBN 978-0-12-396994-1.
- [21] *Strojarstvo -časopis za teoriju i praksu u strojarstvu: Flow-Force Analysis in a Hydraulic Sliding-Spool Valve*. Zagreb: Hrvatski strojarski i brodograđevni inženjerski savez, b.r., (51). ISSN 0562-1887.
- [22] SLOCUM, A. H. *Precision Machine Design*. Prentice Hall, 1992. ISBN 0136909183.

- [23] WECK, Manfred a Christian BRECHER. *Werkzeugmaschinen - Konstruktion und Berechnung*. 8. neu bearb. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 2006. ISBN 3-540-22502-1.
- [24] PEROVIĆ, B. *Hydrostatische Führungen und Lager*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012. ISBN 978-3-642-20297-1.
- [25] SCHOENFELD, R. *Pressure controller for the fluid flow of a hydrostatic or aerostatic journal bearing*. Deutsches Patentamt, DE19645535. 1998-05-14., b.r.

## Seznam obrázků

Obrázek 2.1: Rozdělení vedení CNC obráběcích strojů .....	14
Obrázek 2.2: Zjednodušená schémata jednotlivých pohyblivých spojení [1] .....	14
Obrázek 2.3: Rozdělení kluzných vedení .....	15
Obrázek 2.4: Typy tření v kluzných ložiscích a) suché, b) polosuché, c) kapalinové [3] .....	16
Obrázek 2.5: Stribeckova křivka [4] .....	17
Obrázek 2.6: Příklad válcového hydrodynamického kluzného vedení [5] .....	19
Obrázek 2.7: Porovnání součinitele tření v závislosti na rychlosti u HD a HS vedení [6] .....	19
Obrázek 2.8: Konstrukce HS vedení [7] .....	21
Obrázek 2.9: Hydraulický obvod hydrostatického vedení včetně příslušenství [1] .....	22
Obrázek 2.10: Zubové čerpadlo [10] .....	23
Obrázek 2.11: Radiální pístové čerpadlo [10] .....	23
Obrázek 2.12: Rotační lamelové čerpadlo [10] .....	23
Obrázek 2.13: Schéma otevřeného hydrostatického vedení [6] .....	24
Obrázek 2.14: Schéma uzavřeného hydrostatického vedení [1] .....	26
Obrázek 2.15: Servostatické vedení s mechanickou zpětnou vazbou [1] .....	26
Obrázek 2.16: Servostatické vedení s hydraulickou zpětnou vazbou [1] .....	27
Obrázek 2.17: Konstrukce hydrostatické buňky [11] .....	28
Obrázek 2.18: Obecný popis laminárního proudění [11] .....	29
Obrázek 2.19: Vyjmutý element laminárního proudění [11] .....	29
Obrázek 2.20: Rychlostní profil při laminárním proudění [11] .....	30
Obrázek 2.21: Štěrba [11] .....	30

Obrázek 2.22: Rozdělení valivých vedení .....	31
Obrázek 2.23: Porovnání závislosti součinitele tření na rychlosti [6] .....	32
Obrázek 2.24: Valivá vedení otevřená [1] .....	33
Obrázek 2.25: Valivé vedení uzavřené [1] .....	33
Obrázek 2.26: Valivé vedení s malou délkou zdvihu [1].....	34
Obrázek 2.27: Valivé vedení s větší délkou zdvihu [1] .....	34
Obrázek 2.28: Valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu [1] .....	35
Obrázek 2.29: Pravoúhlé předepjaté válečkové vedení [1] .....	35
Obrázek 2.30: Aerostatické vedení [1] .....	36
Obrázek 3.1: Regulace na konstantní průtok [13] .....	38
Obrázek 3.2: Pevná a nastavitelná kapilára [11].....	39
Obrázek 3.3: Sériové zapojení PM regulátoru firmy Hyprostatik [14] .....	41
Obrázek 3.4: Schéma autoregulačního systému [11].....	43
Obrázek 4.1: Řez ventilem typu VSK2 + popis [17].....	44
Obrázek 4.2: Řez ventilem typu VSK4 [17].....	45
Obrázek 4.3: Řez přípravkem do potrubí pro ventil VSK2 .....	45
Obrázek 4.4: Vnější + připojovací rozměry ventilu [17].....	48
Obrázek 4.5: Důležité rozměry ventilu pro matematický model [17] .....	48
Obrázek 4.6: Výpočet kruhové úseče [18].....	50
Obrázek 4.7: Síly působící na kuželku [17].....	51
Obrázek 5.1: Ovládací plocha a část grafického programu LabVIEW .....	57
Obrázek 5.2: Část programu pro čtení a úpravu naměřených dat (MATLAB) .....	57
Obrázek 5.3: Kompletní měřící pracoviště .....	58
Obrázek 5.4: Schéma testovacího hydraulického obvodu .....	58
Obrázek 5.5: Popis testovacího hydraulického obvodu .....	59
Obrázek 5.6: Místa možných průsaků [17].....	67
Obrázek 6.1: Schéma nastavení ventilu dle požadovaného objemového průtoku.....	78

## Seznam tabulek

Tabulka 4.1: Technická data ventilu VSK2 / VSK4 [17] .....	46
Tabulka 4.2: Katalogové listy k ventilu VSK2 / VSK4.....	46
Tabulka 4.3: Přibližné hodnoty průtoků pro odpovídající průměr otvoru clony [17] ....	47
Tabulka 5.1: Konstanty a parametry užitá pro matematický model .....	61

Tabulka 5.2: Konstanty a parametry užívané pro matematický model .....	63
Tabulka 5.3: Konstanty a parametry užívané pro matematický model .....	64
Tabulka 5.4: Konstanty a parametry užívané pro matematický model .....	65
Tabulka 5.5: Konstanty a parametry užívané pro matematický model .....	68
Tabulka 5.6: Konstanty a parametry užívané pro matematický model .....	69
Tabulka 5.7: Konstanty a parametry užívané pro matematický model .....	70
Tabulka 5.8: Konstanty a parametry užívané pro matematický model .....	73

## Seznam grafů

Graf 3.1: Charakteristika kapiláry [13] .....	40
Graf 3.2: Charakteristiky PM regulátoru [14] .....	42
Graf 4.1: Závislost průtoku Q na zátěžném tlaku p [17] .....	47
Graf 4.2: Závislost tlakové ztráty $\Delta p$ na průtoku Q [17] .....	48
Graf 4.3: Závislost discharge coefficientu na Reynoldsově čísle [20] .....	55
Graf 5.1: Citlivostní analýza změny předepnutí pružiny .....	61
Graf 5.2: Citlivostní analýza změny tuhosti pružiny .....	63
Graf 5.3: Citlivostní analýza změny velikosti průměru clonky .....	64
Graf 5.4: Citlivostní analýza změny vstupního tlaku .....	65
Graf 5.5: Citlivostní analýza změny předepnutí pružiny .....	67
Graf 5.6: Citlivostní analýza změny tuhosti pružiny .....	69
Graf 5.7: Rozsahy objemových průtoků pro pružiny o různých tuhostech .....	70
Graf 5.8: Citlivostní analýza změny velikosti průměru clonky .....	70
Graf 5.9: Citlivostní analýza změny velikosti průměru clonky a discharge coefficientu .....	71
Graf 5.10: Verifikace discharge coefficientu pro clonku s průměrem $d = 0,3$ mm pro různé předepnutí pružiny .....	72
Graf 5.11: Citlivostní analýza změny vstupního tlaku .....	72
Graf 5.12: Pohyb kuželky pro vstupní tlak $p = 42$ bar .....	74
Graf 5.13: Pohyb kuželky pro vstupní tlak $p = 81$ bar .....	74

## Seznam použitého software

- MS Office Word
- MS Office Excel
- MATLAB R2018b
- LabVIEW 2014 a Measurement & Automation Explorer (MAX)
- Autodesk Inventor professional 2020

## Seznam příloh

### Elektronické

- CD s elektronickou verzí diplomové práce

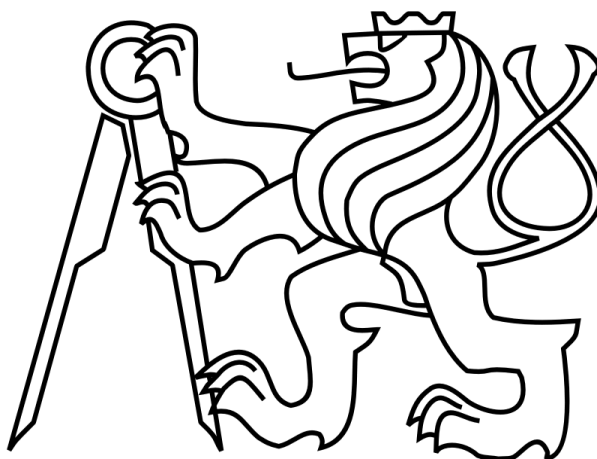
### Textové

- Příloha 1    Matematický model v programu MATLAB
- Příloha 2    Konstrukční popis přípravku do potrubí pro ventil VSK2
- Příloha 3    Škrticí ventil s konstantním průtočným průřezem a dvoucestnou stabilizací tlakového spádu VSK – katalogový list
- Příloha 4    Grafické výsledky měření

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Návrh regulátoru průtoku pro hydrostatické vedení OS

Textové přílohy

2019

Bc. Michal Bartošek

## Příloha 1

```
clear all, close all
syms Q x
r = 0.003/2; % [m] (poloměr otvorů pro opouštění oleje z ventilu
je 1,5 mm)
p = 40e5; % [Pa] (vstupní tlak do ventilu)
p3 = 0e5; % [Pa] (zátěžný tlak)
u = 0.7; % (průtokový součinitel)
Cd = 0.48; % discharge coefficient
ro = 870; % [kg.m^-3] hustota oleje
d = 0.00055; % [m] průměr clony
D = 2*0.005; % [m] průměr plochy na kterou působí tlak p1 a p2
A0 = pi*(d^2)/4; % [m^2] plocha otvoru clony
S = pi*(D^2)/4-A0; % [m^2] plocha na kterou působí tlak p1 (p2)
R = ro/(2*Cd^2*A0^2); % konstanta hydr. odporu
K = 24000; % [N/m] tuhost pružiny
F0 = 6*K/1000; % [N] předepínací síla
fi = 65; % [°] rozsah 21 - 69

Qmax=0.5/60000*1.2;% max. hodnota pro interval ve kterém se
hledá řešení
Qmin=0;% min. hodnota pro interval ve kterém se hledá řešení
Xmax=3/1000*1.2;% max. hodnota pro interval ve kterém se hledá
řešení pro posuv X
Xmin=0;% min. hodnota pro interval ve kterém se hledá řešení pro
posuv X
%x=(S*R*Q^2 - F0)/K; %silová rovnováha vyjádřená pro pohyb
ventilu [m]
%x = 0 : 6;
%solve(((4*((r^2/2)*(alfa-sin(alfa))))*u*sqrt((2*(p-R*Q^2-
p3))/ro)-Q), Q)
%vpasolve(((4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-
x^2))))*u*sqrt((2*(p-R*Q^2-p3))/ro), Q, 1)

%pro vypočet jedne hodnoty
% [QQ,xx]=vpasolve([((4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-
x)*sqrt(2*r*x-x^2))))*u*sqrt((2*(p-R*Q^2-p3))/ro)-Q==0,(S*R*Q^2
- F0)/K-x==0], [Q x],[0,1;0,1])
% QQQ=double(QQ*60000)
% xxx=double(xx*1000)
i=0;
hold on
j=0;
QQQ(1,1)=0.33/60000;
xxx(1,1)=3/1000;
od=0;
po=5e4;
for fi=65:30:65
    j=j+1;

    txt = ['X = ',num2str(fi)];
    hold on
    i=0;
    for p3 = od:po:(p-1.5e5)
```



```

        i=i+1;
        %jet force na valec[QQ,xx]=vpasolve([(4*pi*r^2)-
(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2)))*u*sqrt((2*(p-
R*Q^2-p3))/ro)-Q==0, (- (F0 - Q^2*R*S + (3*Cd^2*D*pi*cos(fi))*(-
R*Q^2 + p))/125)/(- 8*D*pi*cos(fi)*(p - Q^2*R)*Cd^2 + K))-x==0],
[Qmin,Qmax;Xmin,Xmax]);
% [QQ,xx]=vpasolve([(4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-
x)*sqrt(2*r*x-x^2)))*u*sqrt((2*(p-R*Q^2-p3))/ro)-Q==0, x*K+F0-
S*R*Q^2+8*Cd^2*cos(fi)*(p-R*Q^2-p3)*((4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-
x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2))))==0], [Q
x],[Qmin,Qmax;Xmin,Xmax]);
[QQ,xx]=vpasolve([(4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-
x)*sqrt(2*r*x-x^2)))*u*sqrt((2*(p-R*Q^2-p3))/ro)-Q==0, x*K+F0-
S*R*Q^2+8*Cd^2*cos(fi)*(p-R*Q^2-p3)*((4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-
x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2))))==0], [Q
x],[Qmin,Qmax;Xmin,Xmax]);
% vcetne Cnew [QQ,xx]=vpasolve([(4*pi*r^2)-
(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2)))*u*sqrt((2*(p-
R*Q^2-p3))/ro)-Q==0, x*K+F0-S*R*Q^2+8*Cd^2*cos(fi)*(p-R*Q^2-
p3)*Cnew*((4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-
x^2))))==0], [Q x],[Qmin,Qmax;Xmin,Xmax]);
% if i==1
% [QQ,xx]=vpasolve([(4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-
(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2)))*u*sqrt((2*(p-R*Q^2-p3))/ro)-Q==0,
x*K+F0-S*R*Q^2+8*Cd^2*cos(fi)*(p-R*Q^2-p3)*((4*pi*r^2)-
(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2))))==0], [Q
x],[Qmin,Qmax;Xmin,Xmax]);
% else
% [QQ,xx]=vpasolve([(4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-
(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2)))*u*sqrt((2*(p-R*Q^2-p3))/ro)-Q==0,
x*K+F0-S*R*Q^2+8*Cd^2*cos(fi)*(p-R*Q^2-p3)*((4*pi*r^2)-
(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-x)*sqrt(2*r*x-x^2))))==0], [Q
x],[QQQ(j,i-1),xxx(j,i-1)]];
% end
% [QQ,xx]=vpasolve([(4*pi*r^2)-(4*(r^2*acos((r-x)/r)-(r-
x)*sqrt(2*r*x-x^2)))*sqrt((2*(p-R*Q^2-p3))/ro)-Q==0, (S*R*Q^2 -
F0)/K-x==0], [Q x],[0,1;0,1]);
reseni=size(QQ);%overeni existence reseni
if reseni(1)<1
break
disp('Reseni nexistuje v celem rozsahu p3')
end

QQQ(j,i)=double(QQ*60000);%l/min prutok
xxx(j,i)=double(xx*1000);%mm poloha soupatka v mm
p3i(j,i)=p3/100000;%bar tlak p3
p3

end

end

p3i_=[od:po:(p)]/100000
p3i_=p3i_(1:size(p3i,2))
%%
figure(1);
% plot(p-p3i,QQQ)

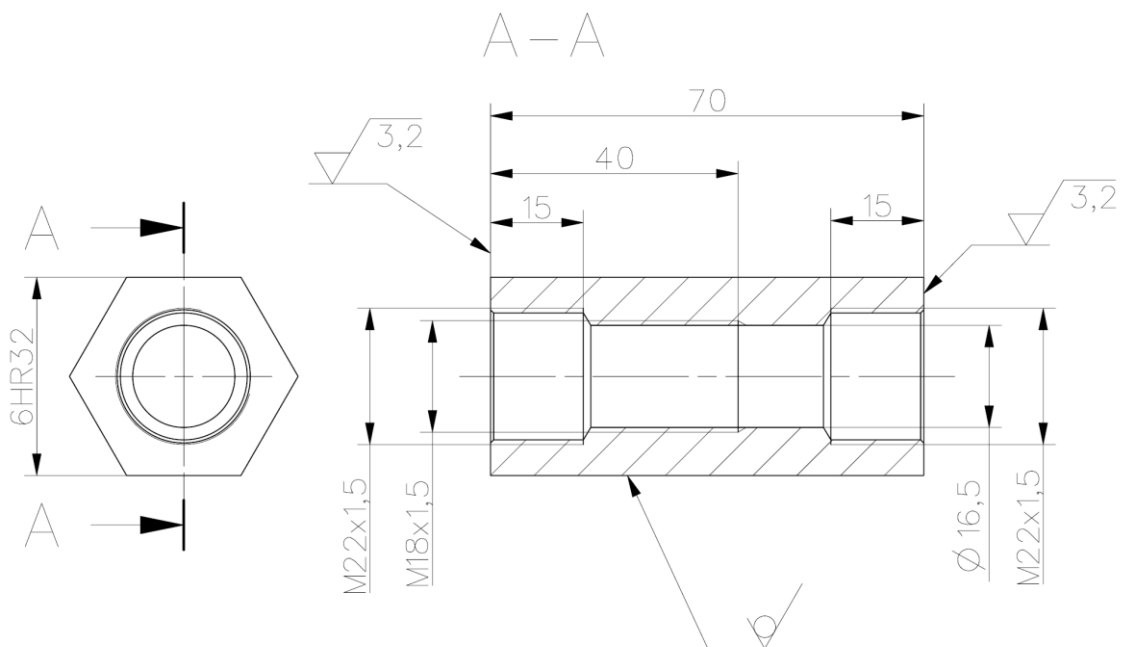
```

```

%
plot(p3i(1,:),QQQ(1,:),p3i(2,:),QQQ(2,:),p3i(3,:),QQQ(3,:));%'Di
splayName',txt
% plot(p3i',QQQ');%'DisplayName',txt
plot(p3i_',QQQ');%'DisplayName',txt
% ylim([0,max(QQQ)*1.1])
grid on
title('Prutok ventilem');xlabel('P3 [Pa]'),ylabel('Q [l/min]')
%%
figure(2);
plot(p3i_',xxx')
grid on
title('Posunuti kuzelky');xlabel('P3 [Pa]'),ylabel('x [mm]')
hold on

```

## Příloha 2

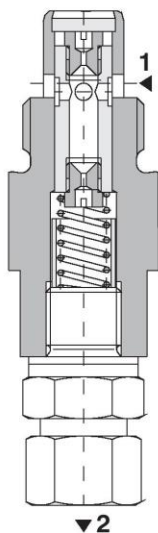


Škrťací ventil s konstantním průtočným průřezem a dvoucestnou stabilizací tlakového spádu

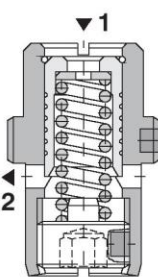
VSK

M18x1,5 / M22x1,5 / G3/8 •  $Q_{max}$  10 l/min (3 GPM) •  $p_{max}$  320 bar (4600 PSI)

VSK4



VSK2



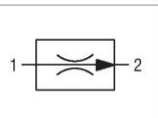
Technické parametry

- › Nastavený objemový průtok je nezávislý na změně zátěžného tlaku a změně teploty
- › Konstantní průtok závisí na zvoleném průměru otvoru clony a tlakovém spádu
- › Precizně vyrobené a kalené klíčové dílce
- › Rychlá a plynulá odezva na změnu zátěže
- › Vhodný pro regulaci průtoku na vstupu a výstupu spotřebiče i při paralelním zapojení ke spotřebiči
- › Dvě konstrukční provedení pro montáž do bloku
- › Široký výběr průměru otvoru clony
- › Tělo ventilu VSK2 je bez povrchové úpravy, tělo ventilu VSK4 je fosfátováno. Ostatní dílce jsou zinkované

Popis funkce

Vestavný ventil pro regulaci objemového průtoku škrťením s dvoucestnou stabilizací tlakového spádu je určen pro řízení rychlosti nebo otáček výstupního členu spotřebiče v aplikacích, kde je povoleno minimální kolísání rychlosti nebo otáček při změně zátěže. Šoupátko dvoucestného stabilizátoru udržuje škrťením konstantní tlakový spád na ventilu a tím i konstantní průtok ve směru 1 → 2. Velikost průtoku je tak nezávislá na změně tlaku v kanálech 1 a 2. Při opačném směru průtoku 2 → 1 ventil pouze škrťí průtok a stabilizace tlakového spádu je nefunkční. Objemový průtok nelze nastavovat, je dán průtočným průřezem clony a nastaveným tlakovým spádem pružinou (viz. průtokové charakteristiky).

Značka



Technická data

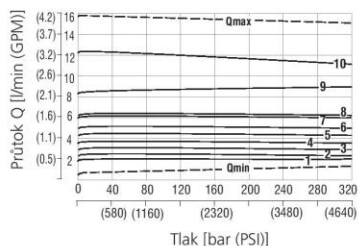
Řídicí ventil		M18x1,5 / M22x1,5 / G3/8
Maximální průtok	l/min (GPM)	10 (2,6)
Max. provozní tlak	bar (PSI)	320 (4640)
Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR)	°C (°F)	-30... 100 (-22 ... +212)
Rozsah provozní teploty kapaliny (FPM)	°C (°F)	-20 ... +120 (-4 ... +248)
Hmotnost	kg (lbs)	0,01 (0,022)

	Katalogový list	Typ
Všeobecné technické informace	GI_0060	výrobky a pracovní podmínky
Náhradní díly	SP_8010	

Charakteristiky měřeno při  $v = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$  (156 SUS)

Regulovaný průtok v závislosti na vstupním tlaku

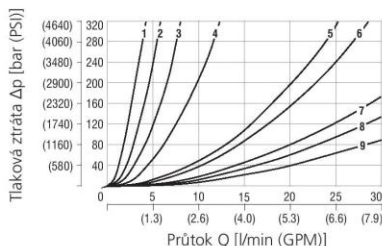
Směr průtoku 1 - 2 (regulovaný průtok)  
VSK2 + VSK4



1 → 2		Průměr otvoru clony (mm/100)									
VSK2 + VSK4		$Q_{min}$					$Q_{max}$				
Č.	Ø otvoru clony	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		100	110	120	130	140	150	160	180	200	250

Tlakové ztráty v závislosti na průtoku

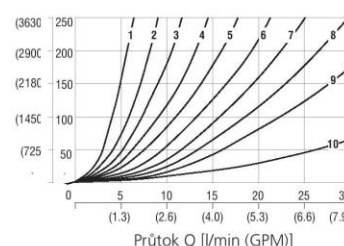
Směr průtoku 2 - 1 (škrťení bez stabilizace tlakového spádu)  
VSK4 (průměr otvoru clony (mm/100))



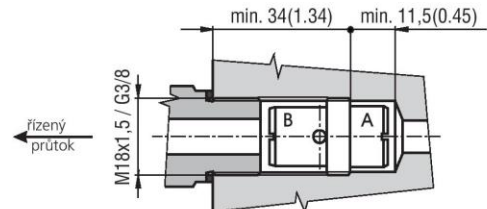
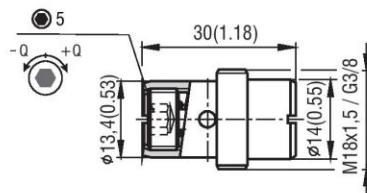
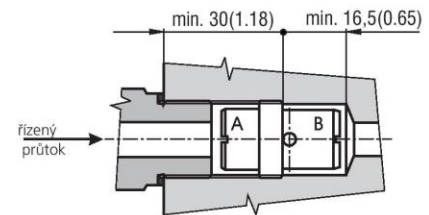
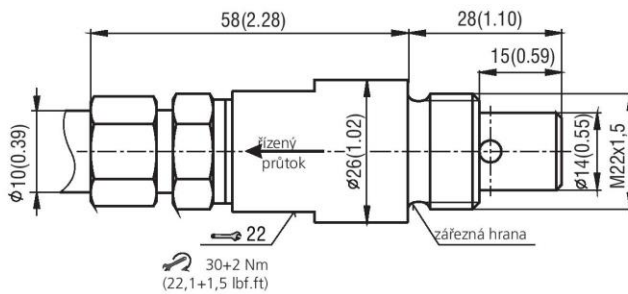
2 → 1		Průměr otvoru clony (mm/100)				
Č.	Ø otvoru clony	1	2	3	4	5
		55	80	100	120	160
		6	7	8	9	
		180	210	230	260	

Tlakové ztráty v závislosti na průtoku

Směr průtoku 2 - 1 (škrťení bez stabilizace tlakového spádu)  
VSK2 (průměr otvoru clony (mm/100))



2 → 1		Průměr otvoru clony (mm/100)				
Č.	Ø clony	1	2	3	4	5
		100	110	120	130	140
		6	7	8	9	10
		150	160	180	200	250

**Rozměry v milimetrech (in.)**
**VSK2-M4-x**

**VSK4-M4-x**

**Přibližné průtoky odpovídající průměru otvoru dlony**

VSK2		VSK4	
Průměr otvoru dlony [mm/100]	Rozsah průtoku Q [l/min (GPM)] při 32 bar (464 PSI) nastavitelný pomocí pružiny	Průměr otvoru dlony (mm/100)	Rozsah průtoku Q [l/min (GPM)] při vstupním tlaku 32 bar (464 PSI)
55	0,3 - 0,6 (0,08 - 0,16)	100	2,1 (0,56)
80	1,4 - 1,7 (0,37 - 0,45)	110	2,4 (0,63)
100	1,8 - 2,4 (0,48 - 0,63)	120	3,0 (0,79)
120	3,1 - 4,0 (0,82 - 1,06)	130	3,8 (1,01)
160	5,5 - 6,5 (1,46 - 1,72)	140	4,3 (1,14)
180	5,6 - 7,1 (1,48 - 1,88)	150	4,9 (1,30)
210	8,5 - 10,8 (2,25 - 2,86)	160	6,3 (1,67)
230	10,7 - 13,3 (2,83 - 3,52)	180	6,6 (1,75)
260	12,0 - 16,4 (3,17 - 4,34)	200	8,7 (2,30)
		250	12,5 (3,31)

**Objednací klíč**

VSK [ ] - [ ] - [ ] / [ ] - [ ]

**Škrťací ventil s konstantním průtočným průřezem a dvoucestnou stabilizací tlakového spádu**

**Provedení**  
vestavné do bloku **2**  
pro montáž do potrubí / vestavné do bloku **4**

**Přípojovací závit**  
metrický závit (M18x1,5 pro VSK2) **M2**  
metrický závit (M22x1,5 pro VSK4) **M4**  
trubkový závit (G 3/8 pouze pro VSK2) **G4**

**Bez označení**  
A\*  
B\*

**Povrchová ochrana**  
těleso VSK2 bez povrchové úpravy,  
těleso VSK4 fosfátováno,  
ostatní dílce zinkovány - 240 h v NSS dle ISO 9227  
ventil zinkován - 240 h v NSS dle ISO 9227  
ventil zinkován - 520 h v NSS dle ISO 9227

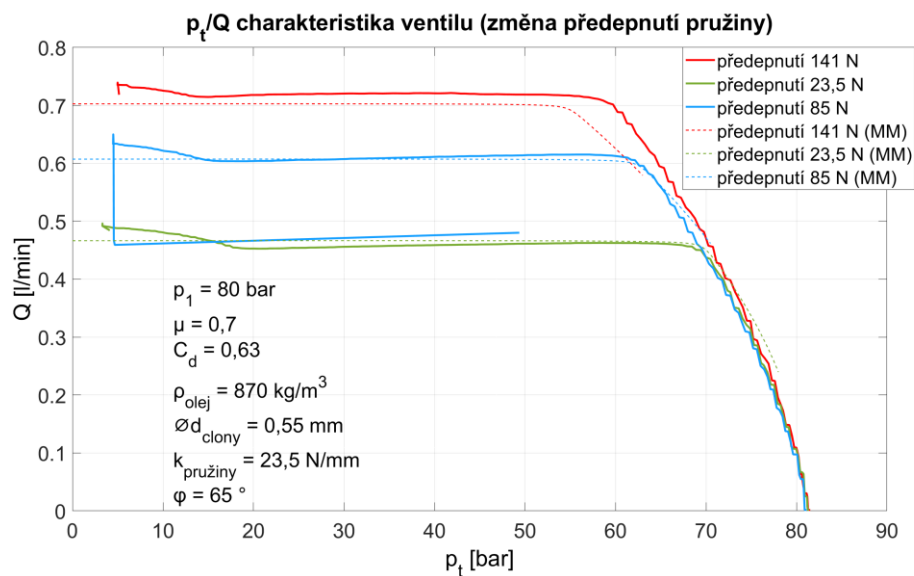
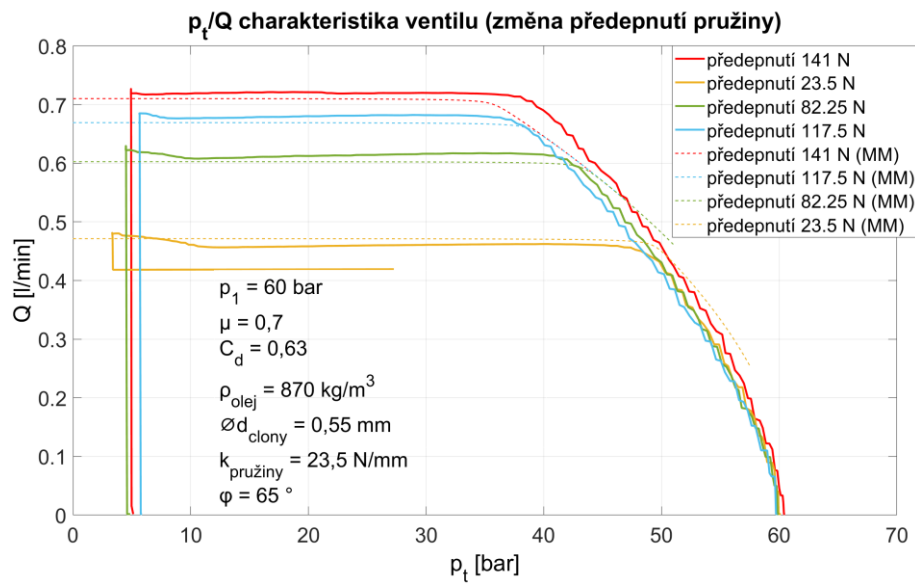
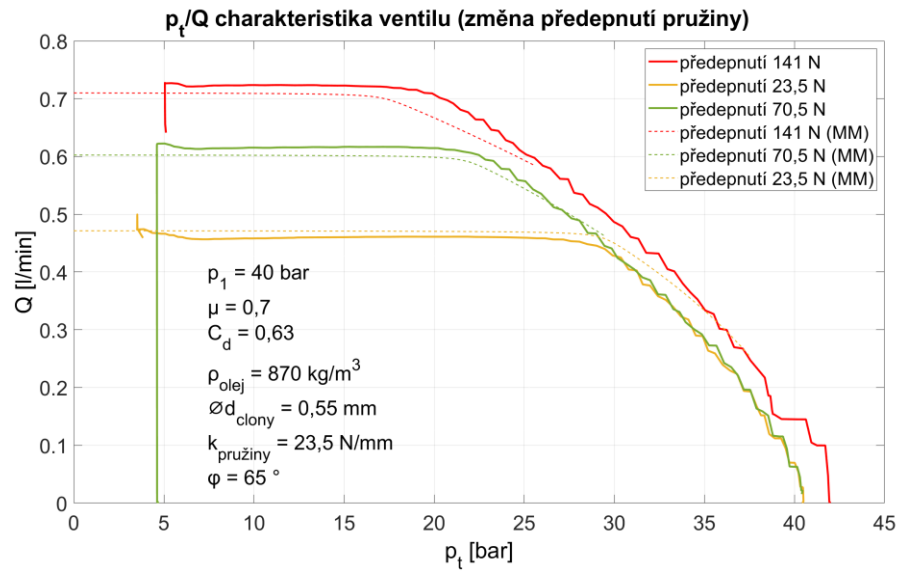
\*pouze pro provedení VSK2

**Bez označení**  
V

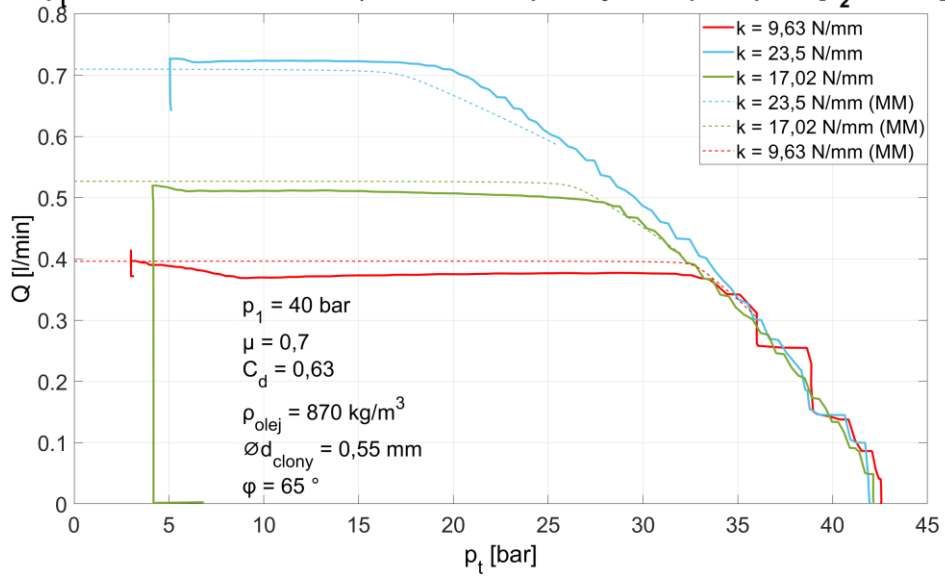
**Materiál těsnění**  
NBR  
FPM (Viton)

VSK2	055	080	100	-	120	-	-	-	160	180	-	210	230	-	260
VSK4	-	-	100	110	120	130	140	150	160	180	200	-	-	250	-

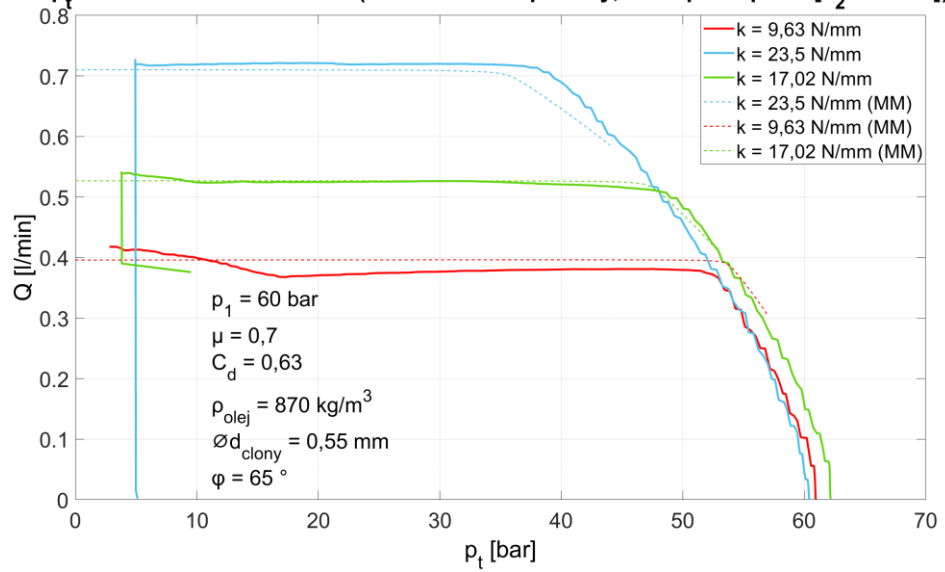
## Příloha 4



**$p_t/Q$  charakteristika ventilu (změna tuhosti pružiny, max. předeprnutí [ $x_2 = 6$  mm])**



**$p_t/Q$  charakteristika ventilu (změna tuhosti pružiny, max. předeprnutí [ $x_2 = 6$  mm])**



**$p_t/Q$  charakteristika ventilu (změna tuhosti pružiny, max. předeprnutí [ $x_2 = 6$  mm])**

