

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



Diplomová práce

**Experimentální stanovení koeficientů pro matematický model ventilu
aktivně řízeného hydrostatického vedení**

Bc. Daniel Hrdinka

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Hrdinka** Jméno: **Daniel** Osobní číslo: **473431**
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:

Experimentální stanovení koeficientů pro matematický model ventilu aktivně řízeného hydrostatického vedení

Název diplomové práce anglicky:

Experimental determination of coefficients for a valve mathematical model for an actively controlled hydrostatic guideway

Pokyny pro vypracování:

Popis tématu: V laboratořích U12135 je experimentální zařízení STD-30 s aktivně řízeným hydrostatickým (HS) vedením. Nyní je regulace stabilní pro teplotu oleje 25 °C a vyšší (udržováno s chybou +/- 0,3 °C). Vylepšený systém regulace by měl stabilně zvládat rozsah teplot od 20 °C a nemít vysoké nároky na stabilizaci teploty oleje (např. udržování teploty s chybou +/- 3 °C). Cílem práce je získat znalost o vlivu teploty oleje v hydrostatickém vedení s aktivním řízením výšky škrťací mezery na fyzikální chování systému HS vedení. Klíčovou rolí v regulaci má proporcionální ventil. Pro vyvíjený model řízení je nutné znát součinitel průtoku ventilem a součinitel síly působící na kuželku v závislosti na průtoku, zdvihu kuželky a teplotě oleje. Navrhněte testovací zařízení a určete uvedené součinitele. Systém aktivního řízení hydrostatických vedení se díky takovéto znalosti může stát robustnější a celkově nemusí vyžadovat tak vysoké nároky na teplotní stabilizaci hydraulického oleje. Osnova práce: - Seznámení se s experimentálním zařízením a teorií hydrostatických vedení; Návrh a konstrukce testovacího zařízení pro určení součinitelů; Měření charakteristik ventilu a identifikace součinitelů. Rozsah grafické části: Výkresy testovacího zařízení; Rozsah textové části: 60-80 stran;"

Seznam doporučené literatury:

Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid bearing design, Simulation model of proportional pilot operated pressure relief valve

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Jan Smolík, Ph.D. ústav výrobních strojů a zařízení FS

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

Ing. Tomáš Lazák ústav výrobních strojů a zařízení FS

Datum zadání diplomové práce: **14.04.2023** Termín odevzdání diplomové práce: **24.07.2023**

Platnost zadání diplomové práce: **24.09.2023**

Ing. Jan Smolík, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
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

.....

podpis

Poděkování

Úvodem bych chtěl poděkovat Ing. Tomáši Lazákovi za ochotu a pomoc při zpracování odborné a praktické části práce a Ing. Jan Smolíkovi, Ph.D. za odborné vedení diplomové práce.

Dále děkuji firmě ARGO-HYTOS, která poskytla podklady k ventilu SR1P2-A2 a finančně podpořila DP výrobou zásadních komponent experimentu.

Rád bych poděkoval Hlávkově nadaci za podporu ve formě příspěvku na výjezd do zahraničí v rámci projektu Erasmus+. Nabité vědomosti byly využity při zpracovávání této práce.

Děkuji také svým rodičům za podporu a trpělivost, se kterou mě podporovali v průběhu celého studia i této práce.

Anotace

Autor:	Bc. Daniel Hrdinka
Název diplomové práce:	Experimentální stanovení koeficientů pro matematický model ventilu aktivně řízeného hydrostatického vedení
Rozsah práce:	75 str., 50 obr., 3 tab.
Akademický rok vyhotovení:	2022/2023
Univerzita:	ČVUT v Praze – Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Jan Smolík, Ph.D.
Konzultant:	Ing. Tomáš Lazák
Zadavatel:	Ústav výrobních strojů a zařízení, FS, ČVUT v Praze
Využití:	Zlepšení funkce aktivně řízeného hydrostatického vedení díky komplexní znalosti matematického modelu ventilu.
Klíčová slova:	hydrostatické (HS) vedení, proporcionální tlakový ventil, matematický model ventilu, aktivní řízení HS vedení, měření charakteristik, vliv teploty na HS vedení
Anotace:	Diplomová práce přispívá ke zlepšení funkce aktivně řízeného HS vedení na základě doplnění matematického modelu řídicího ventilu o experimentálně získané koeficienty. Obsahem práce je popis matematického modelu ventilu, návrh experimentálního zařízení pro měření potřebných koeficientů a provedení a vyhodnocení experimentu.

Annotation

Author:	Bc. Daniel Hrdinka
Title of diploma thesis:	Experimental determination of coefficients for a valve mathematical model for an actively controlled hydrostatic guideway
Extent:	75 p., 50 fig., 3 tab.
Academic year:	2022/2023
University:	CTU – Faculty of Mechanical Engineering
Department:	Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Jan Smolík, Ph.D.
Consultant:	Ing. Tomáš Lazák
Submitter:	Department of Production Machines and Equipment
Application:	Improving the function of actively controlled hydrostatic guideway thanks to comprehensive knowledge of the mathematical model of used valve.
Key words:	hydrostatic (HS) guideway, proportional pressure valve, mathematical model of the valve, active controlled HS guideway, measurement of characteristics, effect of temperature on HS guideway
Annotation:	The diploma thesis deals with the improvement of actively controlled HS guideway function. The content of the thesis is the description of the mathematical model of the valve, the design of an experimental device for measuring and the execution and evaluation of the experiment.



Obsah

1. Úvod.....	13
2. Cíle práce.....	15
3. Hydrostatické vedení.....	16
3.1. Konstrukční uspořádání.....	18
3.2. Typy regulace HS vedení.....	21
3.3. Olejové hospodářství.....	24
4. Experimentální zařízení na standu STD-30.....	26
4.1. Konstrukce testovacího standu.....	26
4.2. Agregát a řízení.....	28
4.3. Hydraulické zapojení řízené hydrostatické kapsy.....	29
4.4. Charakteristika ventilu SR1P2-A2.....	30
5. Vliv teploty na řízení HS vedení.....	31
6. Matematický model ventilu.....	36
6.1. Matematický popis ventilu SR1P2-A2.....	37
6.2. Hledané koeficienty.....	41
7. Návrh a konstrukce testovacího zařízení.....	47
7.1. Analýza určení statických charakteristik ventilu.....	47
7.2. Požadavky na měřidla a testovací zařízení.....	49
7.3. Varianty návrhu experimentu.....	50
7.3.1. Měření síly a polohy.....	51
7.3.2. Tělo ventilu.....	56
7.3.3. Řešení hydraulické kostky.....	58
7.3.4. Volba variant.....	58
7.4. Finální podoba realizace experimentu.....	59



7.4.1.	Konstrukční návrh experimentu	59
7.4.2.	Návrh měřicího programu	63
7.4.3.	Zprovoznění experimentu	69
8.	Měření ventilu a vyhodnocení jeho součinitelů	71
8.1.	Průběh měření	71
8.1.1.	Nastavení nulového bodu	72
8.1.2.	Měření charakteristik	73
8.2.	Zpracování dat	74
8.2.1.	Příprava naměřených dat a programu pro vyhodnocení měření	74
8.2.2.	Ukázky naměřených dat	76
8.3.	Identifikace součinitelů	81
8.4.	Diskuse výsledků	83
9.	Závěr	85
Seznamy	88
Seznam obrázků	92
Seznam tabulek	93
Seznam použitého softwaru	93
Seznam příloh	94



Přehled použitých veličin a zkratk

Symbol	Veličina	Jednotka
A_t	Průtočná plocha mezi kuželkou a sedlem	$[m^2]$
b	Tlumení	$[s^{-1}]$
b_{bs}	Koeficient tlumení elektromagnetu	$[s^{-1}]$
b_{kp}	Koeficient tlumení kuželky	$[s^{-1}]$
c	Šířka prstence	$[m]$
C_d	Koeficient proudění (discharge coefficient)	[1]
C_{dn}	Průtokový součinitel při turbulentním proudění	[1]
C_p	Objemová stlačitelnost kapaliny	$[m^3 Pa^{-1}]$
C_q	Koeficient proudění (discharge coefficient)	[1]
d	Délka hydrostatické kapsy	$[m]$
d_p	Průměr sedla pro kuželku ventilu	$[m]$
d_t	Průměr tyče kuželky	$[m]$
dp	Přírůstek tlaku	$[Pa]$
dt	Přírůstek času	$[s]$
dU	Přírůstek napětí	$[V]$
dV	Přírůstek objemu	$[m^3]$
D_h	Charakteristický rozměr příslušného průřezu	$[m]$
D_i	Vnitřní průměr průtočné plochy	$[m]$
D_o	Vnější průměr průtočné plochy	$[m]$
e	Excentricita	$[m]$
F	Síla	$[N]$



F_h	Hydrodynamická síla	[N]
F_k	Síla působící na kuželku	[N]
F_p	Síla působící na kuželku vyvolaná tlakem p_p	[N]
F_t	Síla působící na kuželku vyvolaná tlakem p_t	[N]
h	Výška škrticí mezery hydrostatického vedení	[m]
k	Tuhost	[Nm ⁻¹]
k_{bs}	Tuhost hlavní pružiny ventilu	[Nm ⁻¹]
k_{kp}	Tuhost vratné pružiny ventilu	[Nm ⁻¹]
K	Silová konstanta	[m]
L	Délka	[m]
m	Hmotnost	[kg]
m_{bs}	Hmotnost kotvy elektromagnetu	[kg]
m_p	Hmotnost kuželky	[kg]
O	Hydraulický obvod	[m]
p_0	Atmosférický tlak	[Pa]
$p_{\check{c}}$	Tlak čerpadla	[Pa]
p_{bs}	Magnetická síla nastavení ventilu	[Nm ⁻²]
p_p	Tlak před regulací	[Pa]
\dot{p}_p	Časová změna tlaku	[Pa]
p_t	Tlak v hydrostatické kapse	[Pa]
Q	Průtok	[m ³ s ⁻¹]
Q_c	Průtok kapilárou	[m ³ s ⁻¹]
Q_k	Průtok hydrostatickou kapsou	[m ³ s ⁻¹]
Q_p	Průtok skrz prostor mezi sedlem a kuželkou	[m ³ s ⁻¹]



r_c	Vnitřní rádius kapiláry	[m]
R_c	Hydraulický odpor kapiláry	[kgs ⁻¹ m ⁻⁴]
R_k	Hydraulický odpor HS kapsy	[kgs ⁻¹ m ⁻⁴]
Re	Reynoldsovo číslo	[1]
S	Plocha	[m ²]
S_p	Průtočná plocha sedla	[m ²]
t_k	Teplota v hydraulické kostce	[°C]
t_o	Teplota okolí	[°C]
t_p	Teplota před průtokoměrem	[°C]
T	Teplota	[K]
T_0	Teplota	[K]
U_q	Napětí určené k řízení synchronizace měření	[V]
U_v	Napětí určené k řízení pomocného ventilu	[V]
U_{v2}	Napětí určené k řízení pomocného ventilu 2	[V]
V_k	Kontrolní objem před vstupem do ventilu	[m ³]
w_{bs}	Rychlost pohybu kotvy elektromagnetu	[ms ⁻¹]
\dot{w}_{bs}	Zrychlení pohybu kotvy elektromagnetu	[ms ⁻²]
w_p	Rychlost kuželky	[ms ⁻¹]
\dot{w}_p	Zrychlení kuželky	[ms ⁻²]
x_{bs}	Poloha elektromagnetu	[m]
x_{off}	Posun armatury řídicího ventilu	[m]
x_p	Poloha kuželky ventilu	[m]
x_{p0}	Předpětí vratné pružiny ventilu	[m]
Δp	Tlakový spád	[Pa]



α	Empirická hodnota VFT rovnice	[1]
β	Modul pružnosti kapaliny (bulk coefficient)	[Pa]
δ	Průtokový součinitel při laminárním proudění	[1]
μ	Dynamická viskozita	[Pas]
μ_0	Empirická hodnota VFT rovnice	[Pas]
ρ	Hustota kapaliny	[kgm ⁻³]
τ	Kinematická viskozita	[mm ² s ⁻¹]
φ	Vrcholový úhel kuželky	[°]

Zkratka	Význam zkratky
CFD	Computational Fluid Dynamics
HS	Hydrostatický
PTV	Proporcionální tlakový ventil
PV	Pojistný ventil
RV	Redukční ventil
VFT	Vogel-Fulcher-Tammannova
VP	Přepouštěcí ventil



1. Úvod

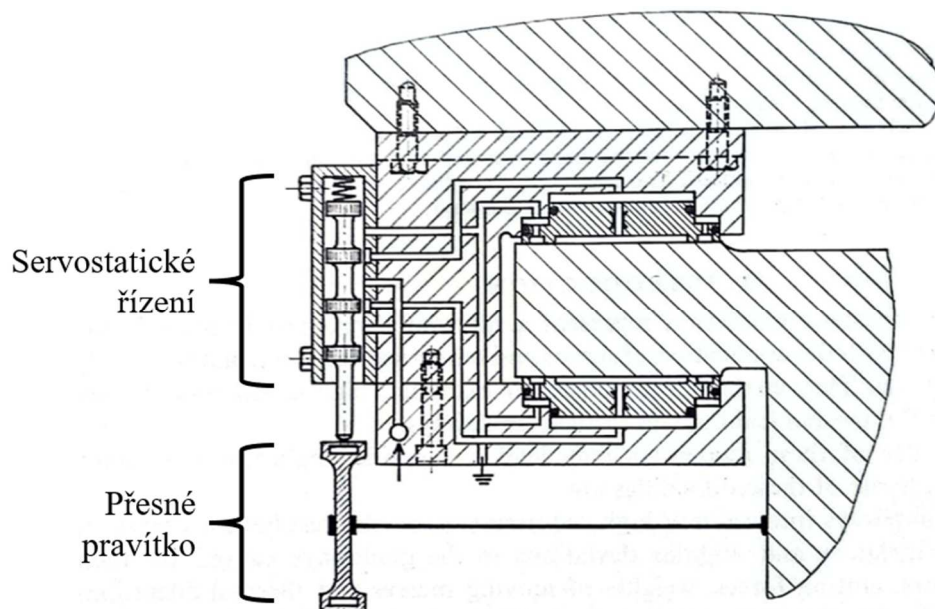
Ústav výrobních strojů a zařízení na ČVUT v Praze spolupracuje s průmyslem na výzkumu a vývoji hydrostatického (HS) vedení. V místních laboratořích se HS vedení nachází na standu STD-30. Slouží k jeho testování a vývoji. Hydrostatická vedení se na základě svých vlastností uplatňují především v obráběcích strojích pro velmi přesné obrábění, těžkých obráběcích strojích a obráběcích strojích pro tvrdé obrábění.

Hydrostatická vedení využívají ke svému pohybu minerální oleje. Olej se řízeně pod tlakem přivádí mezi vodící plochy např. lože a stolu a pomocí kapalinného tření umožňuje jejich vzájemný pohyb. Na standu STD-30 se nachází lineární osa, která se skládá z lože a pohyblivého stolu. Stůl je veden HS vedením v horizontálním směru. Pohyb ve směru lineární osy je pro HS vedení standardní. Aktivní HS vedení navíc umožňuje pohybovat stolem i ve svislém směru, tedy kolmo k hlavnímu pohybu osy. Rozsah pohybu v kolmém směru je relativně malý (řádově kolem 100 μm) a slouží ke kompenzaci rozměrových a geometrických chyb lineární osy [1]. V rámci pohybu kolmo na směr hlavní osy lze stůl naklápět. Pozici stolu ve vertikálním směru sledují elektronické snímače polohy a poskytují zpětnou vazbu systému, který řízenou veličinu upravuje na základě žádané polohy. Jedná o elektricko-mechanické řízení. První pokusy se zpětnou vazbou v HS vedeních byly zkoumány na VÚOSO před rokem 1969 [2]. Řešení využívalo nikoli elektronické, ale mechanické zpětné vazby od přesně nabroušeného pravítka. Řízení zajišťovala servostatika a umožňovala přesný lineární pohyb stolu v horizontálním směru (viz Obr. 1).

Zpětnovazební řízení HS vedení na standu STD-30 je realizováno PI regulátory. Nastavení regulátorů je závislé na teplotě oleje v hydrostatickém vedení. Teplota oleje se běžně při provozu stroje mění a změna teploty může v extrémních případech způsobit i nestabilitu regulace HS vedení. Problém se změnou teploty lze vyřešit pomocí hydraulického agregátu, který do HS vedení dodává olej s konstantní teplotou. Aktuálně je na STD-30 použit agregát, který dodává tlakový olej s tolerancí $\pm 0,3^\circ\text{C}$. Hydraulický agregát s přesnou regulací teploty oleje je ovšem nákladný. Výzkum proto směřuje k nastavování regulace HS vedení v závislosti na teplotě oleje. K tomu je vhodné využít matematické modely HS vedení a regulátoru průtoku, které umožní určit vliv teploty na HS vedení a nastavit regulaci. Potřebné modely HS vedení a



ventilu lze sestavit na základě rešerše literatury. Pro model proporcionálního ventilu je nezbytné určit koeficienty, které jsou dané jeho konstrukcí a typem protékajícího oleje. Cílem této práce je určit koeficienty průtoku a síly ventilu.



Obr. 1 - Servostatické vedení navržené roku 1969 [2]



2. Cíle práce

Cílem práce je získat znalost o vlivu teploty oleje použitého v hydrostatickém vedení s aktivním řízením výšky škrticí mezery na fyzikálním chování systému HS vedení. Celkové chování systému HS vedení lze popsat pomocí matematického modelu HS vedení a regulátoru průtoku. Regulace průtoku se provádí pomocí modelu proporcionálního tlakového ventilu. Cílem práce je doplnit model o koeficienty ve vztahu k teplotě oleje. Mezi určované koeficienty patří koeficient síly působící na kuželku a koeficient průtoku. Za tímto účelem bude navržena konstrukce testovacího zařízení, díky které bude možné určit hledané koeficienty. Na navrženém a sestaveném experimentálním zařízení budou provedena potřebná měření, jejichž zpracování povede na identifikaci hledaných koeficientů.

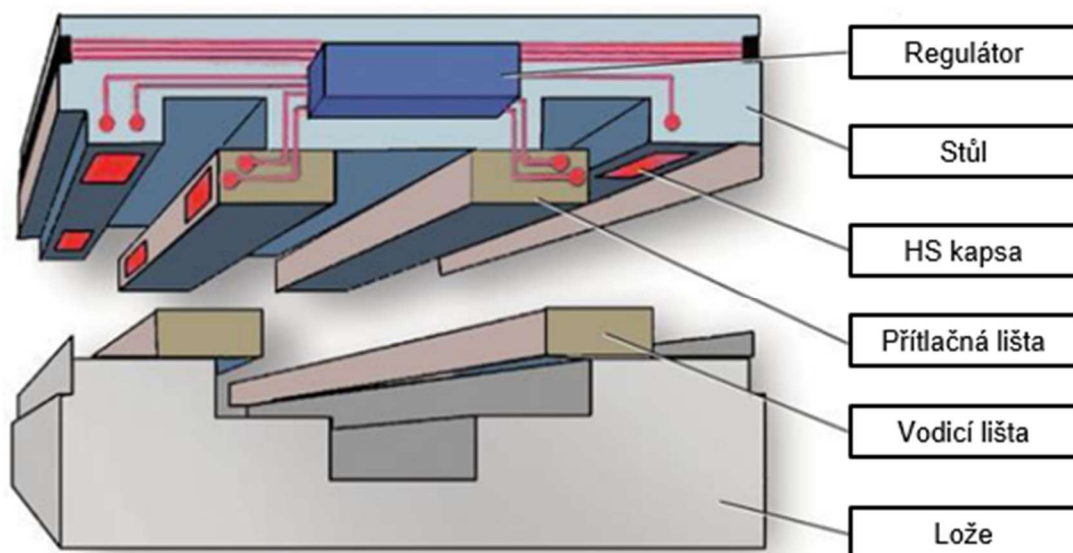


3. Hydrostatické vedení

V oblasti výrobních strojů se pro přesný pohyb strojových os využívají lineární a rotační vedení. Existují různé typy vedení, které se liší svojí fyzikální podstatou. Pohyb je realizován pomocí valivých elementů (kuliček nebo válečků), magneticky nebo kluzně (hydrodynamicky, hydrostaticky, aerostaticky). Tato práce se věnuje hydrostatickým (HS) lineárním vedením. Následující kapitola popisuje funkci HS vedení a jejich možná konstrukční uspořádání. Dále se zabývá řízením přívodu oleje do HS kapes a popisuje olejové hospodářství v HS vedeních.

Princip hydrostatického vedení se zakládá na přívodu oleje hydrostatickou kapsou do prostoru mezi dvě vodící plochy nosné a pohybující se struktury. Mezi nimi vzniká tenký olejový film, který umožňuje jejich vzájemný pohyb. Prostor mezi dvěma vodícími plochami se nazývá škrticí mezera. Právě vylepšení řízení výšky škrticí mezery je předmětem této diplomové práce.

Přívod oleje do prostoru hydrostatického vedení zajišťuje hydraulický agregát. Čerpadlo agregátu přivádí olej z nádrže do prostoru hydrostatického vedení, kde je distribuován do jednotlivých HS kapes. Hodnotu průtoku oleje do jednotlivých kapes kontroluje předřazený regulátor (více v kapitole 3.2). Dále olej protéká z HS kapsy škrticí mezerou do sběrného kanálu, který svádí olej zpět do nádrže agregátu.



Obr. 2 - Ukázka možné konfigurace HS vedení [3]



Vedení má v obráběcích strojích následující základní funkce:

- Zajišťuje požadovanou polohu a vzájemný relativní pohyb mezi nástrojovou a obrobkovou částí stroje.
- Přenáší zatížení mezi dvěma vedenými uzly stroje.

Výhodné vlastnosti HS vedení:

- Vykazuje vysokou tuhost vedení díky tomu, že prostor mezi vodíci plochami je zcela zaplněn tlakovým médiem (v podstatě neexistují vůle). Má zároveň lepší dynamickou tuhost oproti valivému vedení.
- Má vysokou tlumící schopnost ve směru kolmém na vodící plochy.
- Součinitel tření dosahuje velmi malých hodnot, protože se vodící plochy vzájemně pohybují po neustále udržovaném tenkém filmu oleje.
- Kapalinné tření má velmi nízké hodnoty klidového tření (nedochází k tzv. stick-slip efektu). Díky tomu stabilně zvládá pohyby s minimálním polohovacím krokem (přesnější polohování). Tato vlastnost závisí na použitém krytování a energořetězech.
- Vodící plochy HS vedení se nedotýkají, tudíž nedochází k mechanickému opotřebení. Vedení tak dosahuje vysoké životnosti a zachovává si dlouhodobě vysokou pracovní přesnost.
- Vyznačuje se vysokou únosností. U velmi těžkých obráběcích strojů někdy není jiná alternativa vedení.

Nepříznivé vlastnosti HS vedení:

- Konstrukce je často velmi komplikovaná (rozvod a svod tlakového oleje, HS buňky, použití hydraulických prvků).
 - Aby byla tloušťka filmu stále stejná na celé délce i šířce vodících ploch, je potřeba mít velmi tuhé a přesně vyrobené části vedení. S tím souvisí náročná výroba.
 - Má náročné požadavky na olejové hospodářství (dva okruhy, čerpadla, nutnost pečlivé filtrace oleje, nastavení teplotní stabilizace oleje)
 - Má typicky vysoké pořizovací i provozní náklady.
 - V neposlední řadě se musí dbát na správné nastavení regulace.
-



Vedení hydrostatického typu je nejlepším možným řešením pro velmi přesné stroje, stroje s nárokem na minimální polohovací krok, stroje pro tvrdé obrábění vyžadující vysoké tlumení a pro těžké stroje. Shrnutím vlastností lze tvrdit, že hydrostatické vedení splňuje všechny hlavní požadavky, které na vedení obráběcích strojů máme. Z hlediska užitných vlastností obráběcích strojů má negativní důsledky na celkovou hospodárnost stroje kvůli nákladnému provozu, údržbě a výrobě [4; 5].

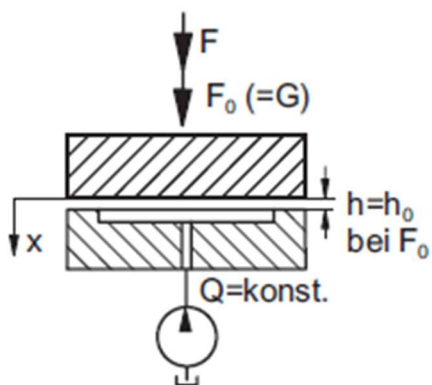
3.1. Konstrukční uspořádání

Hydrostatická vedení mohou být zkonstruována jako otevřená, uzavřená nebo servostatická [4].

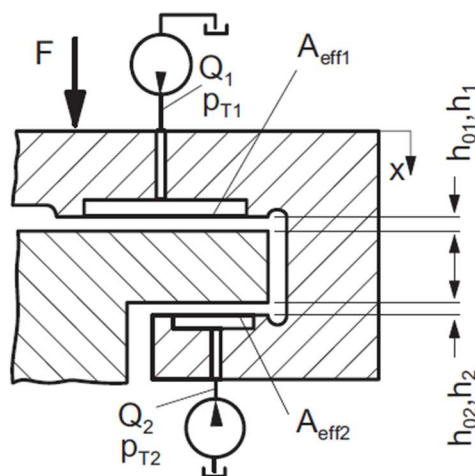
Otevřená hydrostatická vedení jsou zachycena na Obr. 2 a Obr. 3. Pohybující se struktura je položena na nosné části a zajišťuje potřebný tlak v HS kapsách k udržení dostatečné tuhosti vedení. HS kapsy jsou předeprnuté pouze vnější silou (např.: tíhou pohyblivých hmot). Používají se v případech rovnoměrného zatížení struktury pohyblivé části. Jsou vhodná pro přenos velkých zatížení s pouze malými změnami vnějšího zatížení. Pokud mají na vedení působit velké klopné momenty nebo pokud nejmenší velikost zatížení nezabezpečuje dostatečnou počáteční tuhost olejové vrstvy, doporučuje se používat uzavřená hydrostatická vedení [4].

Uzavřená hydrostatická vedení mají HS kapsy orientované proti sobě, a tím zajišťují vzájemné předeprnutí. Pohybující struktura je tedy uzavřena mezi dvěma kapsami a tuhost závisí na struktuře a přívodu oleje do kapes. Olej se přivádí na hlavní vodicí plochu a doplňující vodicí plochu, kde působí různými silami. Výslednice těchto sil se rovná zatížení pohybuující se části a vnějšímu zatížení. Při změně vnějšího zatížení se výška škrticí mezery jedné buňky zvětší a druhé zmenší takovým způsobem, aby se soustava dostala do rovnováhy [4].

Servostatická vedení mají různé konfigurace umístění HS kapes. Dostatečnou tuhost vedení zajišťuje zpětná polohová vazba. Pracuje s ní předřazený hydraulický odpor tak, aby byla zachována stálá poloha pohybuujícího se tělesa vůči jinému tělesu obráběcího stroje. Zpětnou vazbu lze udržovat stálou výšku škrticí mezery (zpětná vazba mezi tělesy tvořící vedení) nebo stálou polohu pohybuující se části vedení (zpětná vazba vztažena mimo dvojici těles vedení – výška škrticí mezery se mění dle potřeby). Zpětnou vazbu lze uskutečnit mechanicky, hydraulicky, elektricky nebo jejich kombinací [4].



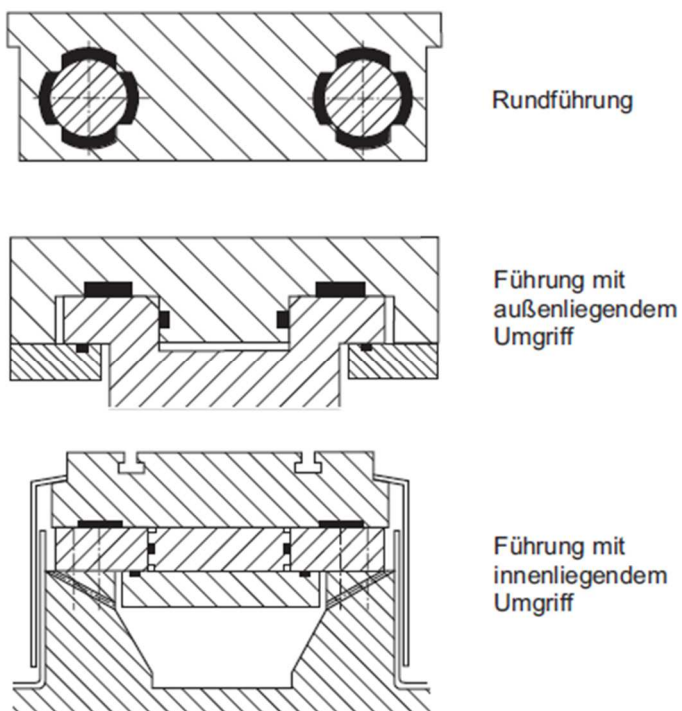
Obr. 3 - Otevřené hydrostatické vedení [6]



Obr. 4 - Uzavřené hydrostatické vedení [6]

Na obrázku Obr. 5 jsou zobrazeny příklady možných konstrukčních provedení hydrostatických vedení. Horní obrázek vyobrazuje lineární hydrostatické vedení, které využívá válcových ploch. Pohyb umožňují přesné válcové tyče. Výhodou tohoto řešení je jednoduchá výroba a montáž. V neprospěch řešení mluví velké průhyby štíhlých válcových tyčí. Tato varianta je navíc staticky přeuročená. Další dvě konstrukční provedení používají k vedení rovinné plochy.

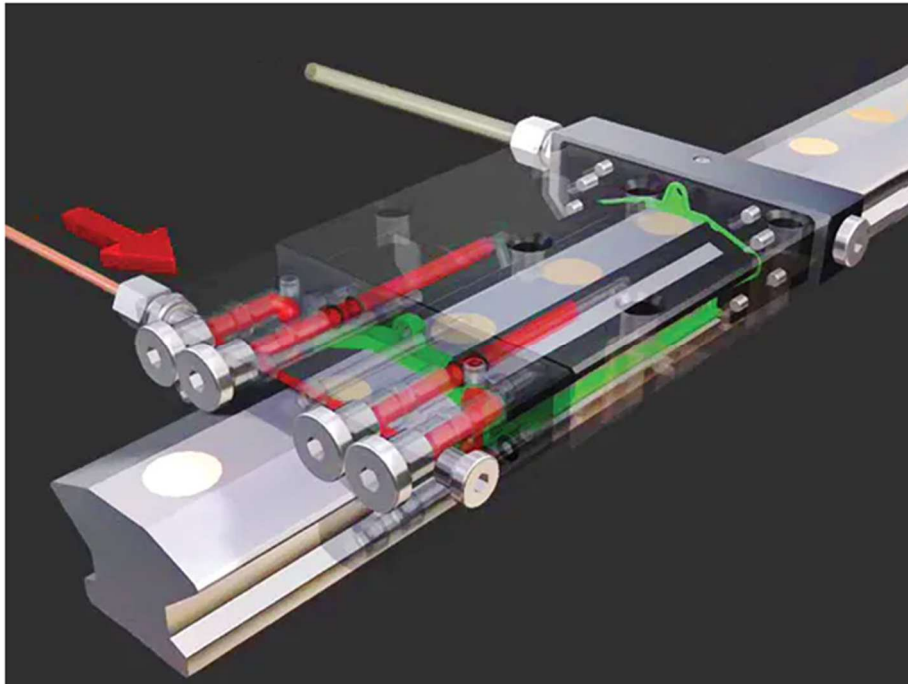
Sestávají se z kapes předepínající vedení ve vertikálním směru a kapes předepínající vedení v horizontálním směru. Prostřední provedení vedení saní na Obr. 5 s vnějšími přídržnými lištami patří mezi nejrozšířenější právě díky své snadné montáži [6]. Vodící kvádry mohou být součástí stolu stejně tak, jako HS kapsy. Provedení vedení s vnitřními přídržnými lištami má oproti prostřední variantě vyšší tuhost. Montáž a konstrukce je ovšem výrazně složitější [6].



Obr. 5 - Hydrostatické vedení saní [6]



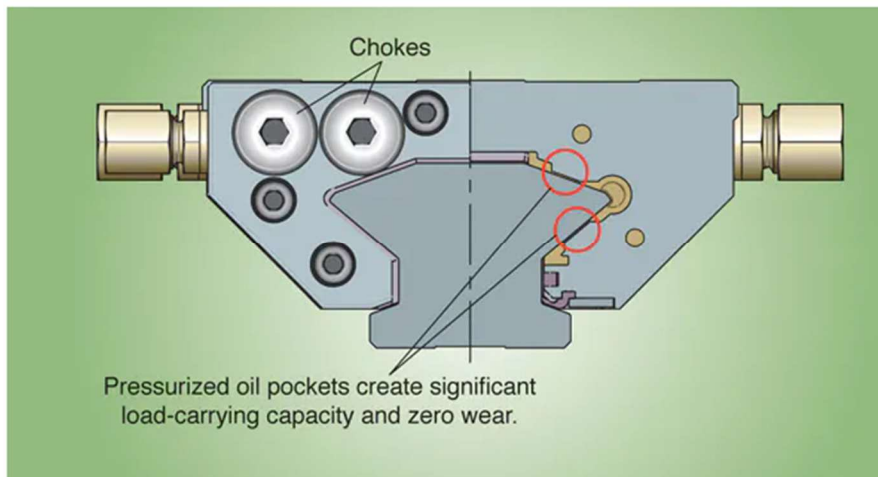
Dalším konstrukčním provedením hydrostatického vedení se podobá klasickým valivým vedením. Konvenční hydrostatické vedení je schováno do kompaktního hydrostatického vozíku. Stykové plochy jsou profilem kolejniče. Pohyb vozíku není realizován pomocí valivých elementů, nýbrž pomocí oleje, který je do vozíku pod tlakem přiváděn. Výhoda kompaktních hydrostatických vozíků oproti konvenčním hydrostatickým vedením spočívá v modulárnosti (má podobné rozměry jako vozíky valivého vedení), nižší váze a absenci odtokových kanálů. Na Obr. 6 je zobrazena vnitřní konstrukce vozíku, kde lze vidět přívod a odvod kapaliny vrtanými kanály. Do vozíku se připojují dvě koncovky. Jedna přivádí regulovaný tlak oleje do tlakových kapes (kanály na obrázku červeně). Druhá odsává beztlaký olej zpět do nádrže (místa na obrázku zeleně) [3].



Obr. 6 - Vnitřní konstrukce kompaktních hydrostatických vozíků [3]

Na Obr. 7 je vidět příčný řez kompaktním HS vozíkem. Olej se přivádí na hranu kolejniče. Dále protéká škrticími mezerami podél kolejniče (na Obr. 7 označeno dvěma červenými kružnicemi) a za nimi vytéká do teoreticky atmosférického tlaku, odkud se odsává do nádrže. Výška mezery je v tomto případě nastavena na 15 μm a při šířce kolejniče 45 mm spotřebuje 1,2 l oleje za minutu při provozním tlaku 100 barů a použitém oleji ISO VG 46 [7].

Výrobou a vývojem tohoto typu hydrostatického vedení se zabývá firma Schaeffler. Nabízí modulární řešení lineárních vedení stejných velikostí. Na stejné místo lze montovat valivé, kluzné i hydrostatické vedení dle požadavků zákazníka [7].



Obr. 7 – Řez kapsou v příčném řezu [7]

3.2. Typy regulace HS vedení

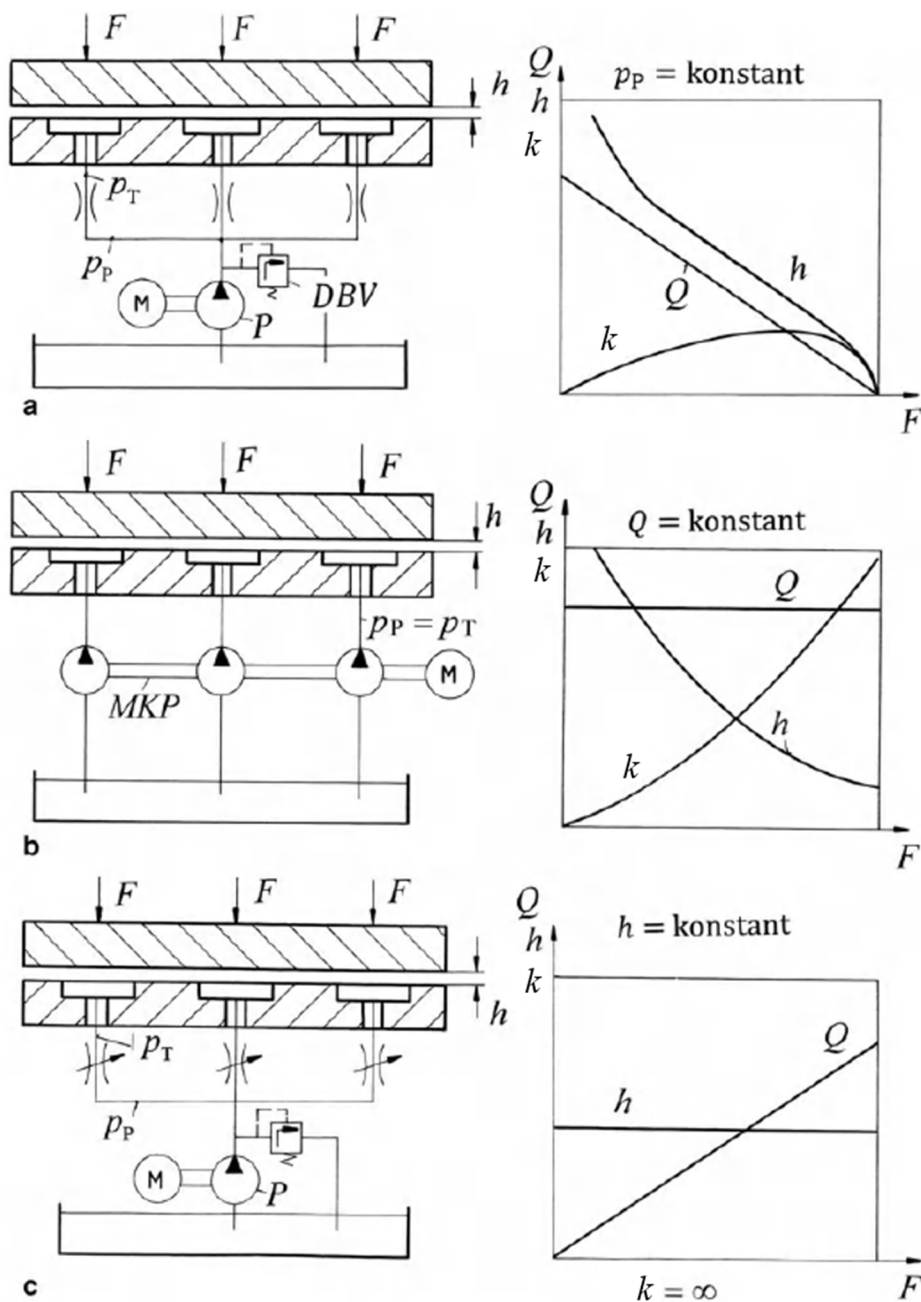
Od vedení obráběcích strojů požadujeme vysokou tuhost. Kromě geometrické přesnosti vyrobených dílců a jejich konstrukce se na tuhosti podílí regulace hydrostatické buňky. Cílem regulace je distribuovat hydraulické médium mezi jednotlivé HS buňky v požadovaném poměru. Využívají se zejména systémy regulace s konstantním hydraulickým odporem, konstantním průtokem a progresivním způsobem s požadavkem konstantní výšky škrticí mezery [8].

Na Obr. 8 jsou zobrazeny tři typy využívané regulace, zmíněné výše, zajišťující distribuci hydraulického oleje mezi jednotlivé hydrostatické buňky celého systému v požadovaném poměru. Napravo se nacházejí jejich charakteristiky průtoku (Q), výšky škrticí mezery (h) a tuhosti (k) v závislosti na zatěžující síle (F).

Obr. 8a zobrazuje **regulaci na konstantní hydraulický odpor**. Čerpadlo (P) přivádí olej do jednotlivých kapes přes kapiláry vytvářející značný hydraulický odpor. Vytvářejí tlakový spád, který se rovná rozdílu tlaku čerpadla (p_p) a tlaku v kapse (p_t). Konstantní tlak čerpadla zajišťuje



přepouštěcí ventil (DBV). Při zvýšení síly F se zvyšuje i tlak v kapse p_t a snižuje výška škrticí mezery. Tuhost vedení je v porovnání s ostatními variantami nízká, protože se zvyšující se silou se snižuje průtok oleje. Tento typ regulace se používá u obráběcích strojů s centrickým zatížením, kde lze odpor jednoduše nastavit. Použitím tohoto systému lze dosáhnout nízkých výrobních nákladů [9].

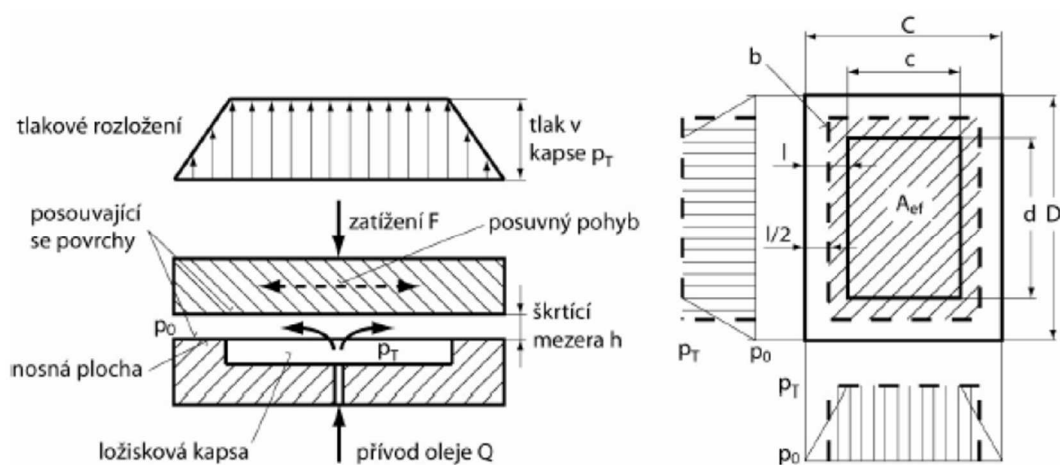


Obr. 8 - Základní typy regulace oleje [9]

Další schéma (Obr. 8b) znázorňuje **regulaci na konstantní průtok**, kde každá HS kapsa má své vlastní čerpadlo. Čerpadla jsou vzájemně propojena v bloku (MKP) a poháněna jedním motorem. Dodávají konstantní průtok. Při zvýšení síly F se zvyšuje i tlak v kapse p_t a snižuje výška škrticí mezery. Tuhost vedení se se zvětšující silou zvyšuje. Tlak v kapse limituje pouze maximální tlak dostupný na čerpadle. Varianta je nákladná kvůli použití velkého počtu čerpadel [9].

Na Obr. 8c je naznačena **regulace progresivním způsobem** s požadavkem konstantní výšky škrticí mezery. Čerpadlo (P) přivádí olej do jednotlivých kapes přes PM regulátory, které sledují tlak v kapse. V případě zvýšení zátěžné síly (F) se zvětší tlak v kapse (p_t) a tím se zvýší průtok regulátorem. Zásadním rozdílem oproti předchozím variantám je přítomnost tlakové zpětné vazby, která je na obrázku reprezentována značkou s proměnným hydraulickým odporem. Výsledkem je přibližně stejná výška škrticí mezery. Ze zmíněných variant má tato regulace nejvyšší tuhost [9].

Obr. 9 zobrazuje detail hydrostatické buňky s rozložením tlaku podél jejích hran. Do HS kapsy přitéká olej pod tlakem p_t . Dále vytéká mezi dvěma vodícími plochami. Plochy se díky kapalnému tření vůči sobě mohou pohybovat. Od hrany kapsy tlak postupně klesá až ke sběrnému kanálu, kde dosáhne atmosférického tlaku p_0 [4]. Výška škrticí mezery v nezátíženém stavu bývá 10 až 60 μm (závisí na konstrukčním provedení vedení stroje – v případě karuselu může být i 150 μm) [6].



Obr. 9 - Popis hydrostatické buňky [10]



3.3. Olejové hospodářství

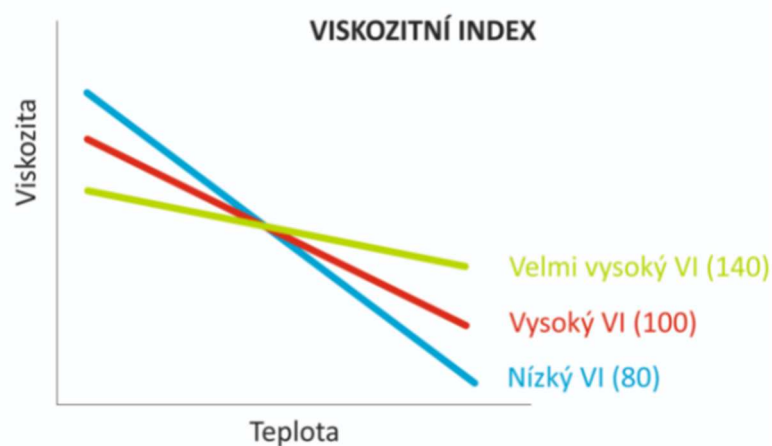
Nezbytnou součástí HS vedení je agregát. Zajišťuje cirkulaci oleje v systému, stabilizuje teplotu oleje a udržuje jeho čistotu.

Skládá se např. ze dvou okruhů. **Obslužný okruh** se skládá z přídavného čerpadla chladicího okruhu, který čerpá olej přes filtr zachytávající nečistoty do deskového výměníku, kde probíhá ochlazení oleje na pracovní teplotu. Následně se olej vrací zpět do olejové nádrže. **Hlavní okruh** vytváří tlak v hydrostatickém vedení pomocí zubového čerpadla s vnitřním ozubením, které se vyznačuje nízkou pulzací. V případě, že je průtok dodávaného oleje řízen pomocí agregátu, používá se regulace na konstantní tlak. Buď se regulují otáčky frekvenčním měničem asynchronního motoru pohánějící čerpadlo nebo se mění geometrický objem čerpadla. První varianta je energeticky výhodnější. Agregát se skládá z hydraulického akumulátoru, který zajišťuje přísun oleje v případě výpadku elektrického proudu a přispívá ke stabilizaci hydraulického obvodu [5].

Zásadní funkci v hydrostatických vedení má **hydraulický olej**. Pro HS vedení se používá speciální typ oleje. Vlastnosti oleje jsou dány jeho složením. K hlavními parametrům olejů pro HS patří hustota, viskozita a tzv. viskozitní index. Viskozita oleje určuje jeho tekutost, a kromě složení ji ovlivňují faktory jako kontaminace vodou, pevnými částicemi nebo aditivy. Dynamická viskozita popisuje, jaká síla je potřebná k vytvoření toku maziva. Kinematická viskozita zase popisuje, jak rychle mazivo proudí působením síly, což je závislé i na teplotě. Pro lepší orientaci se oleje popisují pomocí viskozitního indexu. Obr. 10 ukazuje 3 typy olejů s rozdílnou viskozitou oleje. Čím je vyšší viskozitní index, tím méně se mění viskozita oleje v závislosti na teplotě [11].

Průmyslová maziva se klasifikují dle viskozitních tříd a podle výkonových norem. K viskozitní klasifikaci průmyslových olejů se používá norma ISO VG. Dělí se do jednotlivých viskozitních tříd 2 až 1500 dle kinematické viskozity τ při 40 °C. Označení třídy souvisí se střední viskozitou při dané teplotě. Označení olejů dále popisují písmena, která se nacházejí zpravidla před číslem viskozitní třídy oleje. Tento kód udává vhodnost použití oleje a jeho kvalitativní charakteristiky. Například olej ISO VG HVL P 68 má dle normy třídy 68 viskozitu při 40 °C v rozpětí 61,2 až 74,8 mm²s⁻¹ (střední viskozita 68 mm²s⁻¹). Kód HVL P (norma DIN 51524; HV dle normy ISO

6743/4) řadí olej do třídy minerálních olejů. Konkrétně se jedná o rafinovaný ropný olej se zlepšenou ochranou proti korozi, aditivы snižující opotřebení a přísadou pro zlepšení viskozitně-teplotních vlastností. V kolonce „použití“ je popisován jako olej pro hydrostatické pohony pro teploty -35 až 120 °C [12]. Zmíněný typ oleje se používá v experimentálním zařízení STD-30 (viz kapitola 4). Viskozitní index oleje má hodnotu 153. Pro aplikaci hydrostatického vedení je vhodný, protože se se změnou teploty jeho viskozita výrazně nemění.



Obr. 10 - Graf popisující viskozitní index [11]

Závislost viskozity na teplotě lze vyjádřit pomocí Vogel-Fulcher-Tammannovy (VFT) rovnice, která má následující tvar [13]:

$$\mu(T) = \mu_0 e^{\left(-\frac{\alpha}{T-T_0}\right)} \quad (1)$$

kde μ_0 , α a T_0 jsou kladné empirické konstanty závislé na typu kapaliny (jednotky μ_0 se shodují s jednotkou viskozity *Pa·s*). Tyto parametry slouží k upravení VFT rovnice do finálního tvaru pro daný typ kapaliny. Výsledkem je vztah viskozity (zde μ) na teplotě (T) dané kapaliny. Stanovení koeficientů pro konečný tvar VFT rovnice je náročné a vyžaduje provedení experimentu a zpracování experimentálních dat. Článek [13] nabízí různé přístupy a metody k vyřešení problému závislosti viskozity na teplotě.

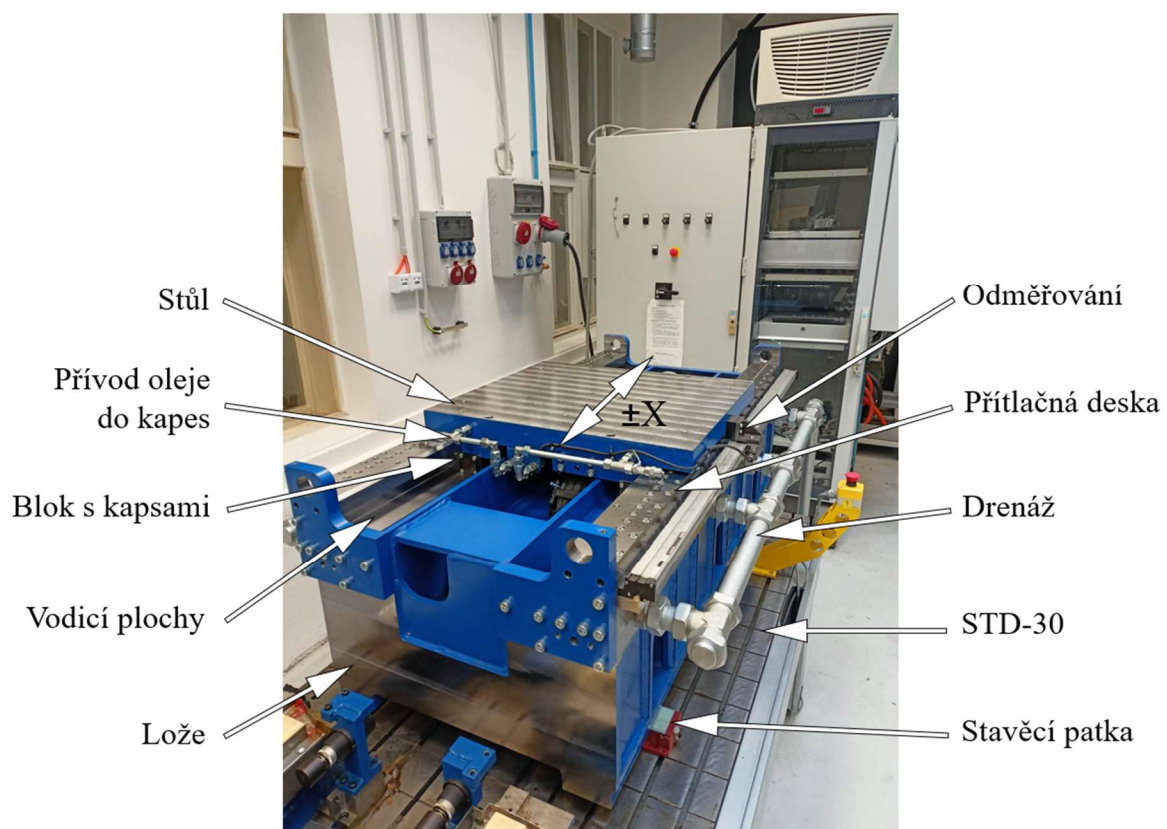


4. Experimentální zařízení na standu STD-30

Na Ústavu výrobních strojů a zařízení se nachází testovací stolice STD-30, která slouží pro testy HS vedení a jejich regulátorů a verifikaci komplexních modelů pohybových os experimentální zařízení je zobrazeno na Obr. 11. Jedná se o lineární osu s uzavřeným HS vedením, která svými rozměry odpovídá ose X vertikálního frézovacího stroje. Kromě samostatné testovací stolice zahrnuje stand ještě hydraulický agregát a řídicí skříň. Tato kapitola se zabývá popisem celého zařízení.

4.1. Konstrukce testovacího standu

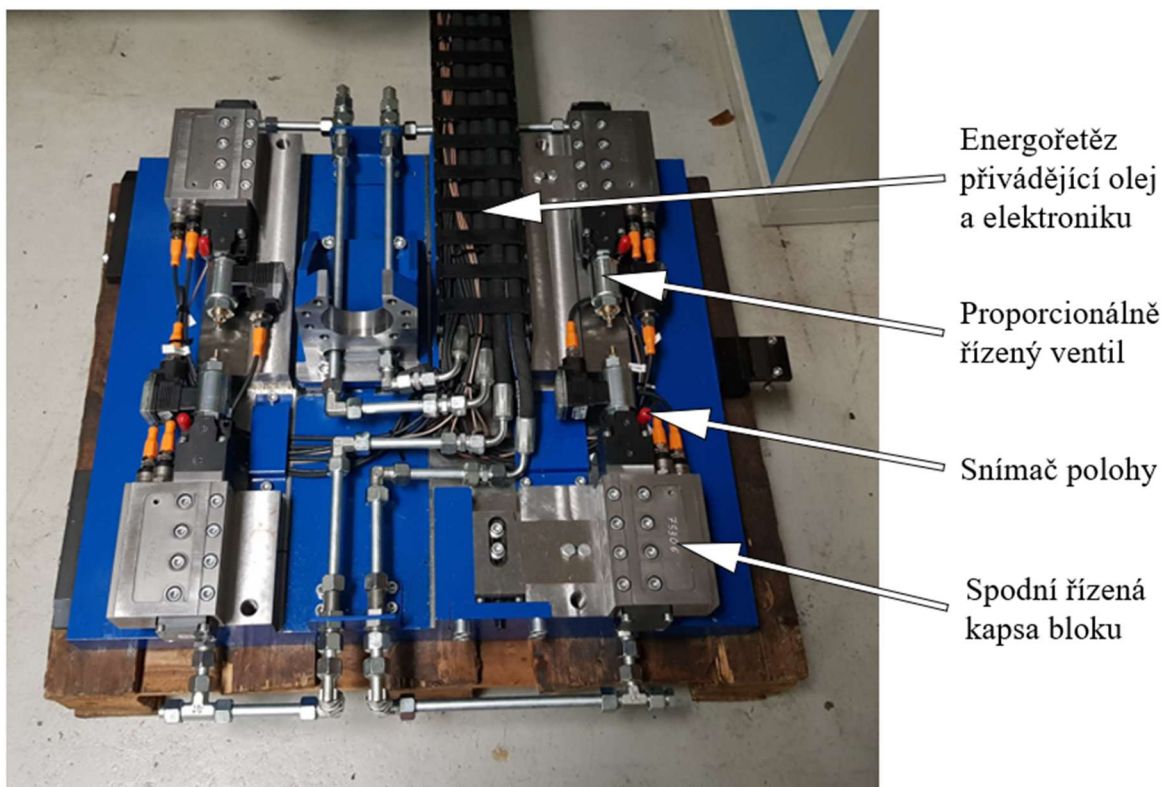
Lineární osa testovacího standu se skládá z pevného lože a pohyblivého stolu, který se pohybuje lineárně v ose X. Lože je na základu uložené na patkách a ve své horní části má tři přesně broušené vodící plochy, které slouží k vedení stolu. Protikusem jsou vodící bloky se třemi hydrostatickými kapsami. Vodící bloky jsou přimontované ke stolu. Z kapes těchto bloků



Obr. 11 - Hydrostatické vedení na STD30



vytéká hydraulický olej viskozitní třídy ISO VG 68. Olej vytéká úzkými spárami, které se označují jako škrticí mezery. Výška škrticí mezery je na Obr. 13 zakótována jako h . Lože má pod vodicími plochami vytvořený kanál, který olej sbírá a odvádí ho skrz drenáž zpět do agregátu.

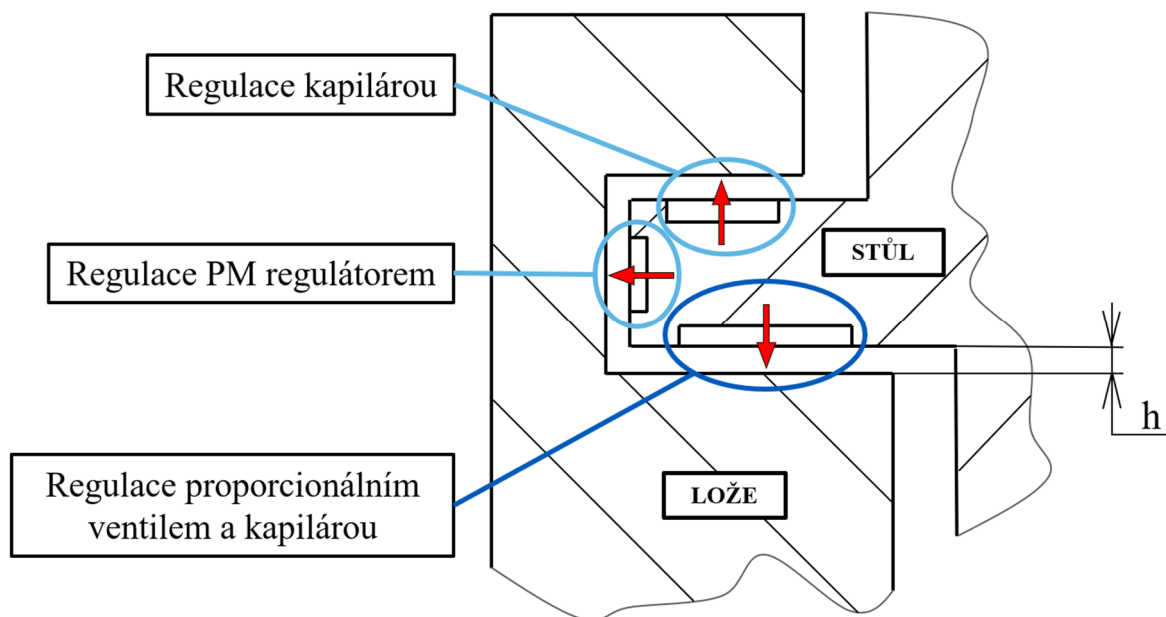


Obr. 12 – Stůl HS vedení zesponu [1]

Stůl má 4 HS bloky se třemi hydrostatickými kapsami (spodní, boční a horní), jak je patrné z Obr. 13. HS bloky se nachází v rozích stolu (viz Obr. 12). Přívod oleje do každé HS kapsy je regulován jiným způsobem. Přívod oleje do horní kapsy reguluje kapilára (konstantní hydraulický odpor). Kapilára zajišťuje předepnutí hydrostatického vedení ve vertikálním směru. Přívod oleje do boční kapsy reguluje PM regulátor. Boční kapsy slouží k vedení stolu v horizontálním směru (ve směru osy X). Regulaci přívodu oleje do spodní kapsy zajišťuje proporcionální tlakový ventil, který je paralelně zapojený s kapilárou. Aktivní řízení průtoku oleje ventilem udržuje požadovanou výšku škrticí mezery. Výška mezery je měřena u každé HS kapsy zvlášť indukčním snímačem polohy. Konkrétně se jedná o snímač na principu vířivých proudů (tzv. eddy current) od firmy Emerson. Tento systém umožňuje řídit kapsy



nezávisle, tedy umožňuje nastavit výšku mezery u každé kapsy zvlášť. Kapsy se chovají jako miniaturní aktuátory a stůl mohou naklápět. Tato schopnost se může dobře uplatnit u 3osých obráběcích strojů s lineárními osami pro kompenzaci úhlových chyb. Kompenzovat úhlové chyby u takových typů strojů není standardně možné. Aktivní řízení hydrostatického vedení kompenzaci umožňuje [1].



Obr. 13 - Schematické zobrazení rozložení kapes jednoho bloku vedení

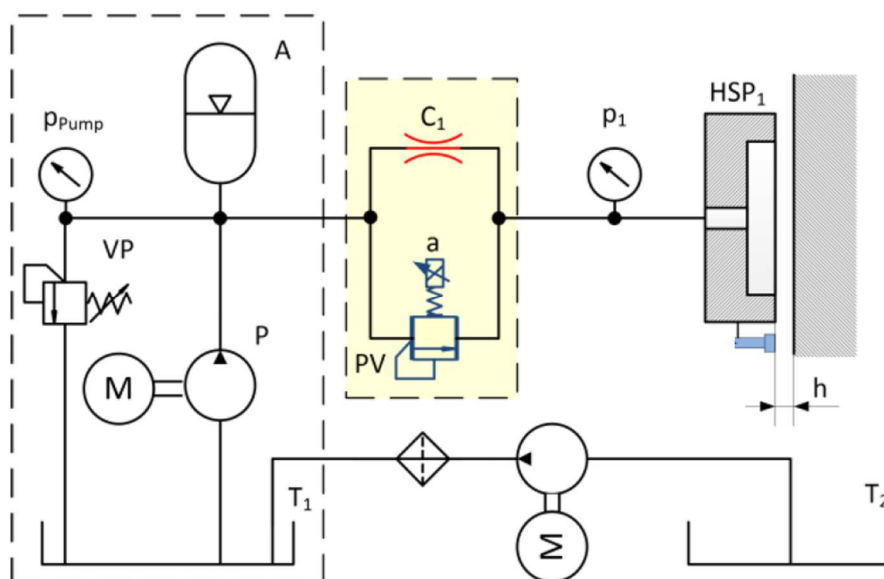
4.2. Agregát a řízení

Hydraulický agregát slouží k přívodu tlakového média (v tomto případě minerálního oleje ISO VG 68) do hydrostatického vedení pomocí čerpadla. Používaný agregát s nádrží 110 l pracuje s maximálním průtokem 10 l/min. Výkon elektromotoru pro okruh hydrostatiky jsou 3 kW. Na agregátu se nastavují dva parametry: výstupní tlak a výstupní teplota oleje. Tlak lze nastavit v rozmezí 50 bar a 120 bar a teplotu lze nastavit v rozmezí 20°C a 40°C. Regulace teploty oleje pracuje s přesností $\pm 0,3^\circ\text{C}$. Důvodem k použití agregátu s takto přesnou regulací teploty je nastavení regulace HS vedení. Běžné agregáty dosahují odchylky od regulované hodnoty 10x vyšší. Agregáty s nižší přesností regulace teploty mají výrazně nižší pořizovací náklady (v případě použitého agregátu cca 5x). Tlaková energie oleje se při průchodu potrubím vlivem tření a místních tlakových ztrát mění na teplo. Analogicky se v HS vedení mění tlaková energie

na teplo škracením oleje na lemu. Při pohybu HS vedení se olej ohřívá vlivem kapalinného tření. Proto je nutné olej většinu času chladit s pomocí výměníku. Při spouštění stroje se vlivem okolních podmínek může stát, že má olej nižší teplotu než je požadovaná, a musí se zahřívát. K tomu slouží v agregátu topná spirála.

4.3. Hydraulické zapojení řízené hydrostatické kapsy

Hydrostatické vedení zařízení STD-30 má 4 nezávislé, aktivně řízené hydrostatické kapsy. Stálý přívod oleje z nádrže (T_1) do všech kapes zajišťuje jedno čerpadlo. Za čerpadlem se nachází vysokotlaký filtry s propustností $10\ \mu\text{m}$. Tlak za čerpadlem určuje nastavení prepouštěcího ventilu (VP). Průtok se dělí nejprve na 4 větve, které přivádějí olej do jednotlivých bloků a v nich je dále dělen na další tři větve, které olej distribuují do jednotlivých kapes. Tlak oleje se měří před vstupem do kapsy. Výška škrticí mezery je zde výstupní veličinou řízení. Sensor polohy, který byl umístěn co nejbližší ke kapse, měří reálnou hodnotu výšky škrticí mezery a zpětnovazebním řízením její velikost reguluje. Hydraulický obvod pro spodní kapsu se nachází na Obr. 14. Na obrázku není znázorněn aktuálně používaný agregát, jeho zjednodušené schéma si lze prohlédnout na Obr. 31 na str. 62. Olej se ze všech kapes dále vrací do druhé nádrže. Z této nádrže se olej druhým čerpadlem přečerpává do primární nádrže přes filtr s propustností $3\ \mu\text{m}$.



Obr. 14 - Hydraulické zapojení jedné řízené kapsy [1]



4.4. Charakteristika ventilu SR1P2-A2

Pro řízení průtoku do HS vedení je použit ventil SR1P2-A2 od firmy ARGO-HYTOS. Jedná se o vestavný proporcionální tlakový přepouštěcí ventil, který slouží při neměnném nastavení k udržování konstantního tlaku ve vstupní větvi obvodu. Ventil není primárně určený pro řízení průtoku. Značnou výhodou použití právě tlakového ventilu je výrazně nižší pořizovací cena (cca 4x). V HS vedením se takových řízených kapes využívá velké množství. Levnější typ ventilu se tak projeví na celkové ceně stroje. Pro řízení průtoku by mohl připadnout v úvahu i výběr škrticího ventilu.

S rostoucím elektrickým řídicím signálem se tlak v obvodu proporcionálně zvyšuje. Cívky umožňují napájení stejnosměrným napětím 12 V nebo 24 V. Ventil funguje pouze pro malé průtoky (maximálně do 1,5 l/min). Nemá žádné mechanické omezení zdvihu a nemůže plnit funkci pojišťovacího ventilu. Maximální provozní tlak v kanálu P je 350 bar a v kanálu T 100 bar. Má nízkou hysterezi (do 5 %). Ventil musí být pro zajištění správné funkce odvzdušněn. Výrobce proto doporučuje montovat ventil pod úroveň hladiny pracovní kapaliny v nádrži. Pokud to není možné, tak výrobce doporučuje montovat ventil ve svislé poloze odvzdušňovacím šroubem vzhůru a při uvedení do funkce řádně odvzdušnit [14].

V [15] byl prezentován matematický model pro dvoustupňový proporcionální tlakový ventil SR4P2-B2, jehož řídicí část byla realizována ventilem SR1P2-A2 (ventil spolu s hydraulickou značkou na Obr. 15). Pro jeho vyřešení je nutné zadat několik těžko zjistitelných parametrů, mezi něž patří i koeficienty proudění, které odrážejí nejen vnitřní konstrukci ventilu, ale i typ a teplotu použitého tlakového média. Rovnice a jejich koeficienty byly rozebrány v kapitole 6.



Obr. 15 - Ventil SR1P2-A2 od firmy ARGO-HYTOS [15]



5. Vliv teploty na řízení HS vedení

Minerální oleje používané v HS vedeních se změnou teploty mění i svoji viskozitu. Otázkou je, jakým způsobem změna viskozity ovlivňuje průtok systémem HS vedení. Následující kapitola popíše vliv teploty na HS vedení a možnosti jeho snížení. Předpokladem je, že změna teploty při průtoku oleje kapilárou a kapsou je zanedbatelná. Teplo generované kapaliným třením za pohybu je v porovnání s ložisky minimální [16].

Regulace oleje v **běžném HS vedení** funguje pomocí pasivních prvků bez aktivní zpětné vazby. Průtok tlakového média do HS kapsy reguluje pouze kapilára (viz Obr. 8a). Průtok kapilárou o kruhovém průřezu při laminárním proudění vychází z Hagen-Poiseuilleho zákona a pro případ na Obr. 8a lze popsat následujícím vztahem [17]:

$$Q_c = \frac{\pi r_c^4}{8\mu L} (p_p - p_t) = \frac{1}{R_c} (p_p - p_t) \quad (2)$$

Výtok kapaliny z HS kapsy lze pro případ na Obr. 8a popsat vztahem [18]:

$$Q_k = \frac{dh^3}{12\mu L} p_t = \frac{1}{R_k} p_t \quad (3)$$

Při zanedbatelných únicích tlakového média lze předpokládat, že průtok kapilárou Q_c a průtok kapsou Q_k se budou shodovat s celkovým průtokem Q celým systémem:

$$Q_c = Q_k = Q \quad (4)$$

$$\frac{(p_p - p_t)}{R_c} = \frac{(p_t - 0)}{R_k} = \frac{(p_p - 0)}{R_c + R_k} \quad (5)$$

$$\frac{(p_p - p_t)}{\frac{8\mu L}{\pi r_c^4}} = \frac{p_t}{\frac{12\mu L}{dh^3}} = \frac{p_p}{\frac{8\mu L}{\pi r_c^4} + \frac{12\mu L}{dh^3}} \quad (6)$$



V rovnici 5 figuruje ve všech členech viskozita μ , která závisí na teplotě a lze ji zde zkrátit:

$$\frac{(p_p - p_t)}{\frac{8L}{\pi r_c^4}} = \frac{p_t}{\frac{12L}{dh^3}} = \frac{p_p}{\frac{8L}{\pi r_c^4} + \frac{12L}{dh^3}} \quad (7)$$

Důležitým parametrem v HS vedeních je právě výška škrticí mezery h . Po vykrácení viskozity lze dle rovnice 7 soudit, že výška škrticí mezery v tomto případě závisí pouze na tlaku, který se vyvolává zatížením, a nikoli na teplotě oleje. Změna viskozity (teploty přitékajícího oleje) má za důsledek pouze změnu průtoku a teoreticky nemá žádnou vazbu na únosnost a tuhost HS vedení. V těchto typech regulace není vliv teploty z hlediska regulace průtoku významný.

Regulace v **aktivně řízeném HS vedení** zajišťují aktivní prvky obvodu se zpětnou vazbou, která umožňuje plynule řídit škrticí mezeru (viz Obr. 8). Popis takového vedení je obsahem kapitoly 4. Regulovanou veličinou v aktivně řízeném HS vedení je výška škrticí mezery. Řízením průtoku v aktivním prvku obvodu se snaží dosáhnout nulové odchylky od žádané hodnoty. Do obvodu se tedy přidává pomyslný vztah mezi výškou škrticí mezery a průtokem, který již na teplotě závislý je. Vnitřní stavba aktivně řízených prvků není snadno popsitelná jako u případu kapiláry nebo HS kapsy výše. Jedním z aktivně řízených prvků může být proporcionální tlakový ventil. Průtočná plocha mezi sedlem a kuželkou vytváří prstencový otvor. Průtok prstencovým otvorem při laminárním proudění lze dle [17] obecně zapsat jako:

$$Q = \frac{\pi r_c c^3}{6\mu L} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{e}{c} \right)^3 \right] \Delta p \quad (8)$$

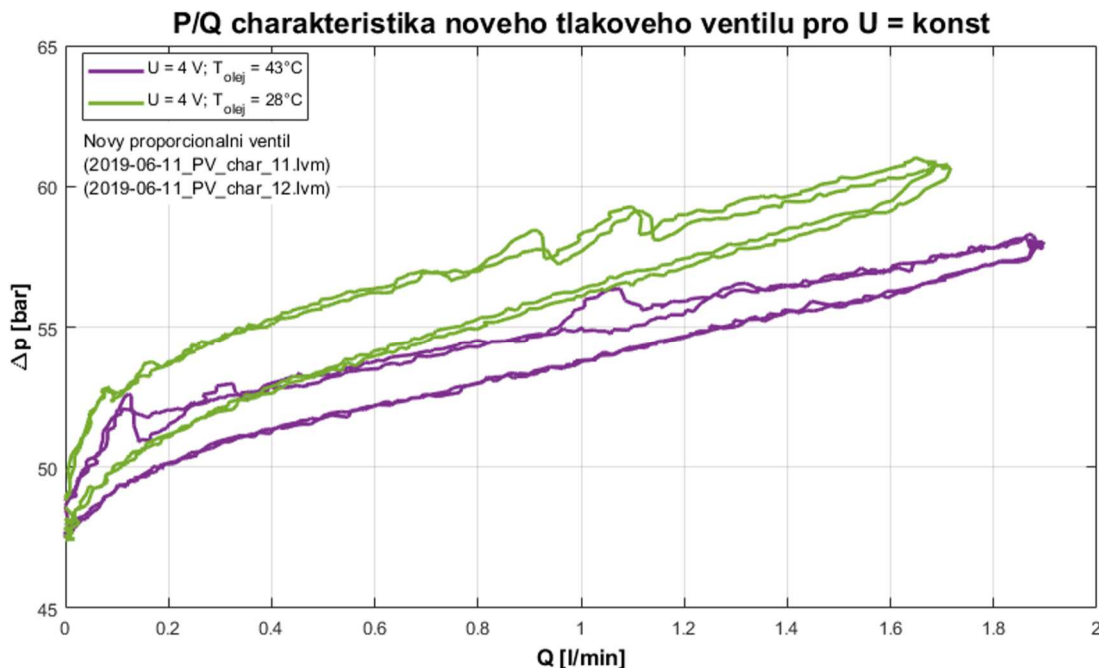
Rovnice 8 vede k podobnému výsledku, jakého je dosaženo v rovnici 7, protože se v ní vyskytuje viskozita. To by znamenalo, že charakteristika HS vedení s ventilem popsaným v kapitole 4.4 také nezávisí na teplotě. Obr. 16 zobrazuje dvě naměřené charakteristiky proporcionálního tlakového ventilu za odlišných teplotních podmínek. Zelená křivka byla naměřena při teplotě oleje 28°C a fialová křivka při teplotě oleje o 15°C větší. Lze vidět, že se změnou viskozity oleje se mění i průtok (při konstantním tlaku), který následně ovlivňuje výšku škrticí mezery. Rovnice 2 a 8 platí pro přímé šterbiny s délkou větší než jejich průměr a pro



laminární proudění [17]. Ani jednu z těchto podmínek proporcionální tlakový ventil nespĺňuje. Dle [15] lze průtok ventilem SR1P2-A2 popsat následovně:

$$Q_p = C_d A_t \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (9)$$

V rovnici se viskozita nevyskytuje, takže možnost zkrácení jako v rovnici 6 není a výška škrticí mezery je kromě zatížení závislá i na viskozitě, a tím i na teplotě. Nachází se zde ale koeficient průtoku C_d (tzv. discharge koeficient), který v sobě skrývá empirické členy, které závislé na teplotě jsou. Samotný C_d je na teplotě závislý nelineárně. Dále bude diskutováno v kapitole 6.

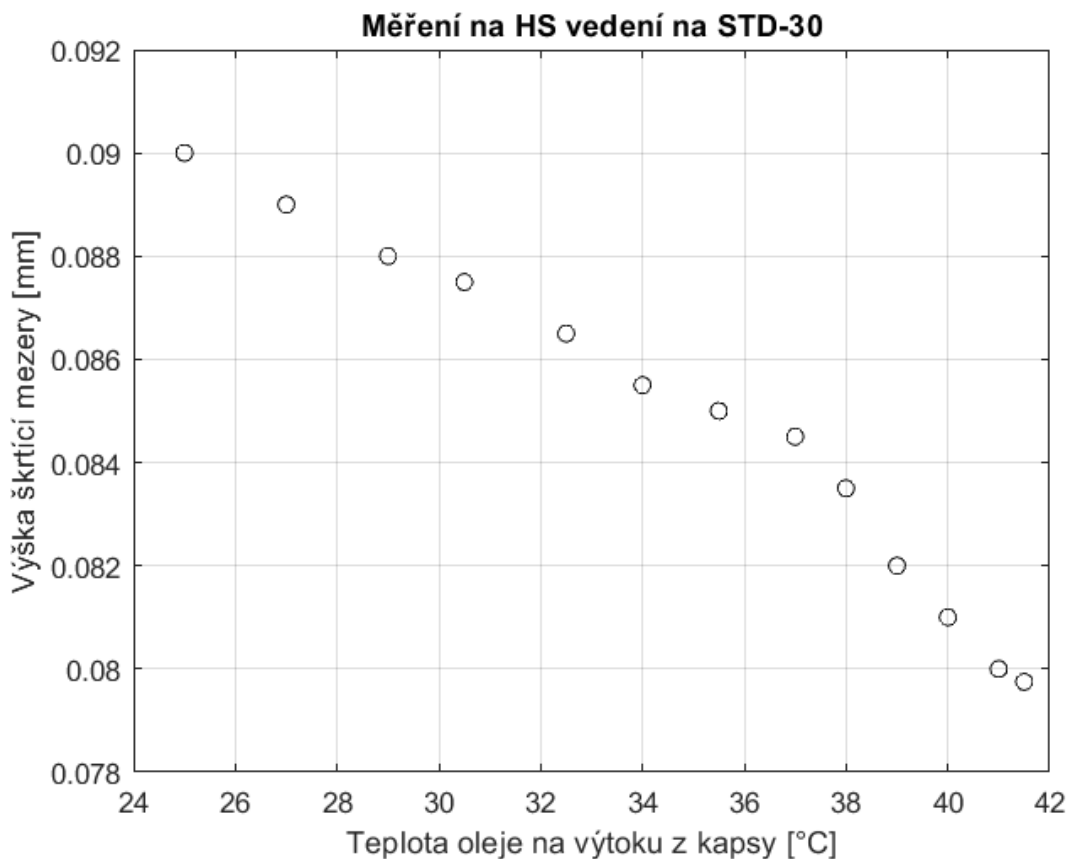


Obr. 16 - Průběh charakteristik při odlišných teplotách [19]

Teplota na regulaci HS vedení regulované kapilárou by neměla mít vliv. Pokud se ale k regulaci průtoku používají aktivní prvky, které jsou komplexnější a nejsou jednoduše popsitelné (jako je tomu u aktivně řízeného HS vedení), může hrát teplota roli. Na hydrostatickém vedení umístěném na standu STD-30 bylo provedeno měření za účelem zjištění, zda se bude s teplotou měnit i výška škrticí mezery. Záznam měření byl proveden s pomocí používaných programů pro řízení HS vedení v programu LabVIEW a data se zpracovala pomocí kódu v programu



MATLAB. Výsledek měření zobrazuje Obr. 17. Na ventilech se nastavilo pevné napětí tak, aby výchozí výška škrticí mezery byla 0,090 mm. Následně se spustilo měření a na agregátu se nastavila požadovaná teplota na 40°C. V grafu lze vidět, že výška škrticí mezery u HS vedení se při stejném nastavení na ventilu s teplotou mění. Konkrétně bylo naměřeno, že při změně teploty o 12°C se změnila výška škrticí mezery o 0,009 mm, tedy o 10 %.



Obr. 17 - Graf závislosti výšky škrticí mezery na teplotě na HS vedení

Skutečnost, že systém závisí na teplotě, negativně ovlivňuje funkci HS vedení. K eliminaci negativního vlivu závislosti na teplotě v systému HS vedení s plynule řízenou škrticí mezerou lze uvažovat o následujících možnostech:

- V první možnosti se nabízí stabilizovat teplotu oleje. Výhodou tohoto řešení je ve své proveditelnosti. Pokud by se podařilo zachovat teplotu oleje po celou dobu funkce HS vedení stejnou, nastavení regulace by bylo bezproblémové. Agregáty s přesnou regulací ale stojí výrazně více než běžné agregáty. Olej se průchodem systémem výrazně zahřívá



a odvíjí se i od tepelných zdrojů na stroji a dalších vnějších vlivů. Řízení teploty celého systému je proto velmi náročné.

- Druhou možností je použití škrticího ventilu, případně regulátoru průtoku. Řízeným parametrem aktivního HS vedení je průtok do HS buňky. Při zjištění závislosti průtoku a viskozity (viz rovnice 1 a 2), která závisí na teplotě, lze regulaci nastavit. Nevýhodou řešení je cena škrticího ventilu, která se projeví na celkové ceně HS vedení.
- Třetí možností je použití proporcionálního tlakového ventilu v režimu škrticího ventilu s pokročilým řízením. Tato možnost vyžaduje znalost charakteristiky ventilu v závislosti na teplotě oleje a napětí přicházejícího na cívku elektromagnetu ventilu. Zjištění charakteristiky je značně náročné. Cena tlakových ventilů je oproti škrticím ventilům výrazně nižší a po zjištění vlivu teploty může značně snížit celkové náklady.

Možnost využití proporcionálního tlakového ventilu se její jako vhodná z pohledu možnosti jasně popsat vazbu mezi výškou škrticí mezery a řízením průtoku do HS buňky a z pohledu hospodárnosti dané nízkými pořizovacími náklady na ventil. Zprovoznění HS vedení s tímto typem ventilu dále technicky představují proměření jeho charakteristik. V úvahu přicházejí dvě možnosti řešení:

- V úvahu přichází zjistit vnější charakteristiku mezi teplotou a průtokem ventilu bez znalosti vnitřní stavby a rozměrů tak, aby bylo možné sestavu urdit. Nevýhodou je, že z této charakteristiky není známé chování uvnitř ventilu a ten pro nás zůstává ve formě „black boxu“. Použitím ventilu v jiné sestavě se může charakteristika lišit.
- Aby bylo možné ventil použít v komplexních simulačních modelech, je potřeba znát vnitřní stavbu a její chování. S tím přicházejí problémy ve formě komplexních rovnic a koeficientů, jejichž hodnoty lze velmi často obtížně zjistit. V této diplomové práci se bude pracovat s touto variantou. Výsledkem bude zjištění koeficientů pro bezproblémové fungování simulačního modelu. Díky tomu může být ventil použitelný v různých sestavách bez nutnosti opětovného zjišťování jeho charakteristik.



6. Matematický model ventilu

Pro kvalitní realizaci řízení je zapotřebí mít dobře zpracované matematické modely. Řízení přesného pohybu lineární osy hydrostatického vedení vyžaduje správný přítok oleje do jednotlivých kapes. Proces začíná přívodem minerálního oleje VG68 z agregátu hlavním čerpadlem a končí výtokem oleje z hydrostatické kapsy skrz škrticí mezeru do odtokového kanálu. Pro kontrolované chování jedné hydrostatické kapsy hydrostatického vedení je nutné vytvořit komplexní model mezi dvěma vzájemně se pohybujícími se uzly HS vedení.

První částí modelu je průtok oleje z agregátu pomocí potrubí k regulátoru. Zde je nutné počítat se stlačitelností kapaliny, tlakovými ztrátami způsobenými průtokem, místními tlakovými ztrátami, které vznikají při skokové změně průtoku nebo směru proudění kapaliny a deformací potrubí. Druhou částí modelu je regulátor. V tomto případě je regulátorem proporcionální tlakový ventil SR1P2-A2, který řídí hodnotu průtoku dle změřené výšky škrticí mezery. Matematický model ventilu byl popsán v [15] jako řídicí ventil pro SR4P2-B2. V následující kapitole bude detailně představena jeho upravená verze pro případ řízení hydraulického vedení. Ve třetí části je regulovaný tok oleje přiveden k hydrostatické kapse. Vlivy na cestě od regulátoru k hydrostatické kapse zmíněné v první části lze v tomto případě zanedbat, protože byl ventil umístěn co nejbližší hydrostatické kapse. Poslední čtvrtou částí modelu je samotná hydrostatická kapsa a proudění oleje skrz škrticí mezeru do odtokového kanálu – atmosférického tlaku. Všechny části modelu byly dříve navrženy na Ú12135. Třetí část, regulace průtoku oleje, byla navržena pro jiný typ ventilu, jiný typ oleje a v modelu nebyla uvažována změna teploty oleje. Koeficienty průtoku a síly v aktuálně používaném modelu byly v [18] odhadnuty na základě rešerše. V následujících kapitolách bude popsán upravený matematický model pro proporcionální tlakový ventil SR1P2-A2 na základě [15] a budou přiblíženy neznámé koeficienty průtoky a síly.

Takto komplexní matematický model jedné hydrostatické kapsy lze duplikovat a po přidání mechanické stavby stroje vytvořit model celého hydrostatického vedení podle počtu kapes a řešení rozvodu oleje. Při použití více hydrostatických buněk se potrubí vedoucí z čerpadla větví k jednotlivým regulátorům hydrostatických buněk.

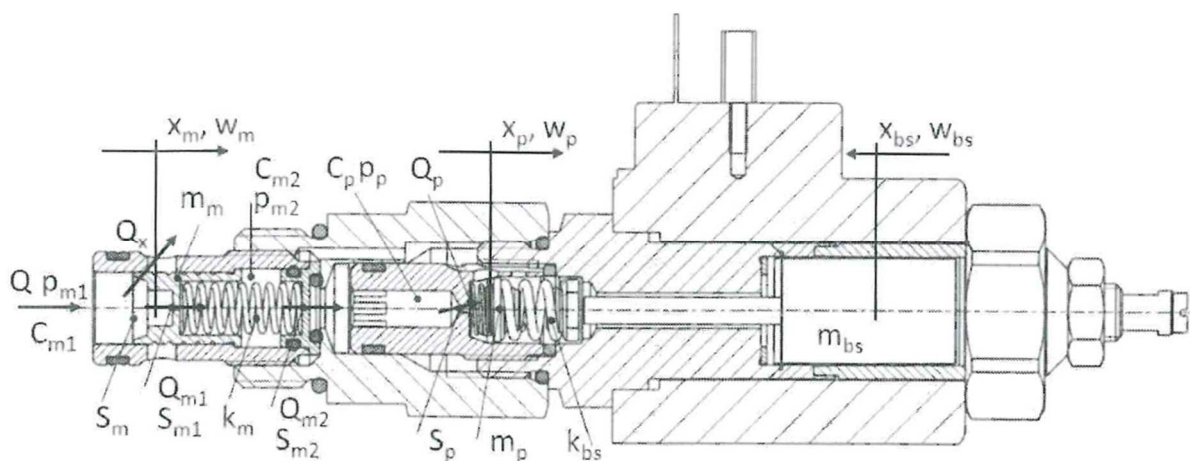


6.1. Matematický popis ventilu SR1P2-A2

Proporcionální tlakový ventil slouží ke spojitému řízení tlaku. Ventil udržuje tlak ve vstupní větvi konstantní tlak. V případě překročení tlaku, na který je ventil nastaven, kapalina přetlačí pružinu a kuželka se zdvihne. Tím se zvětší průtok a přebytečná kapalina se odvádí zpět do nádrže. Ventil SR1P2-A2 byl navržen jako řídicí stupeň nepřímě řízeného tlakového ventilu. Za výhody nepřímě řízených ventilů se považují: možnost aplikace vysokých průtoků; nezávislost nastavené hodnoty tlaku na průtoku.

Na Obr. 18 je řez nepřímě řízeného tlakového ventilu SR4P2-B2. Tento ventil je určen pro průtoky do 60 l/min a maximální tlak 350 bar. Výkonový stupeň ventilu se řídí nepřímě pomocí řídicího ventilu SR1P2-A2, který zvládne průtok do 1,5 l/min a maximální tlak 350 bar. Pro ventil SR4P2-B2 byl sestaven komplexní matematický model v [15]. V této kapitole bude matematický model ze zmíněného zdroje popsán a upraven pro případ jeho využití jako regulátoru přívodu kapaliny do hydrostatického vedení.

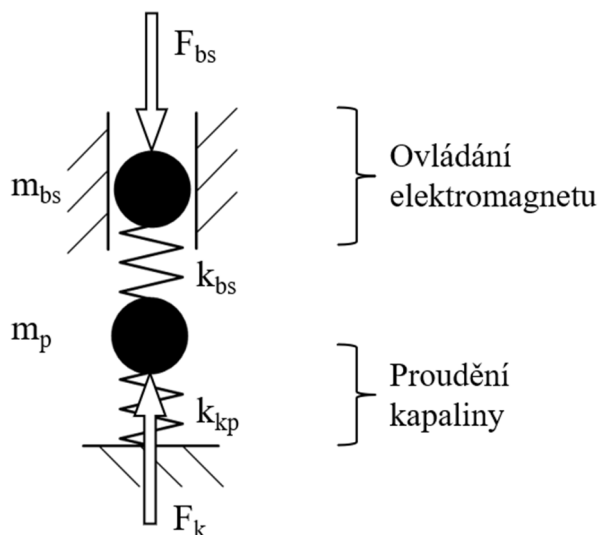
Proporcionální tlakový ventil SR1P2-A2 zastává v regulačním systému přívodu kapaliny do hydrostatického vedení funkci řízení průtoku. Zásadní funkční změnou oproti rovnicím sepsaných v [15] se tak stává odvod kapaliny. Při standardním provozu se kapalina přepouští do odpadní větve s minimálním tlakem. V případě HS vedení se ale do prostoru s nulovým tlakem nepřepouští nikdy. Za ventilem je tlak hydrostatické kapsy, který se mění se zatížením.



Obr. 18 - Řez ventilem SR4P2-B2 s vloženým řídicím ventilem SR1P2-A2

Matematický model v [15] byl sestaven na základě formulace tří diferenciálních rovnic: pohybové rovnice kuželky a kotvy a rovnice kontinuity. Na následujících stranách lze tyto základní rovnice modelu najít pod čísly 12, 13, 16, 17 a 19. Sestavené rovnice jsou postaveny na následujících předpokladech:

- Model je tvořen pomocí soustředěných parametrů. Volně distribuované parametry (tlak, rychlost, hmotnost atd.) jsou soustředěny do uzlů (viz Obr. 19).
- Parametry tlumení, které lze velmi těžko zjistit, jsou odhadnuty.
- Hledané konstanty jsou získány experimentálně.
- Kolík kotvy elektromagnetu a pružinová podložka jsou ve stálém kontaktu. Není připuštěné jejich oddělení.
- Pro jednodušší ovladatelnost modelu a následné analýzy není proporcionálně řízený elektromagnet vmodelován, modelována je pouze jeho hydraulická část. Ovládání pohybu kotvy elektromagnetu elektromagnetickou silou je řešeno prostřednictvím konstanty p_{bs} .



Obr. 19 – Dvouhmotový systém ventilu SR1P2-A2

Nejprve se blíže popíšíou **pohybové rovnice**. Ventil se skládá z cartridge, těla, kuželky, dvou pružin, kotvy a elektromagnetické cívky (viz Obr. 18). Hydraulický olej přitéká z cartridge a skrz sedlo protéká do těla a dále ven z ventilu. Do sedla dosedá kuželka přes slabou pružinu. Kuželka je spojena s kotvou přes tuhou pružinu. Kotva elektromagnetu je ovládána proudovou



silou. Jedná se tedy o dvoumotový systém kuželka – kotva (viz Obr. 19). Obecný tvar pohybové rovnice lze zapsat ve tvaru:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = \sum F, \quad (10)$$

kde x je poloha hmotného bodu o hmotnosti m , b značí tlumení, k značí tuhost a pravá strana obsahuje součet všech působících sil. Pro kuželku pohybová rovnice v základním tvaru vypadá následujícím způsobem:

$$m_p\ddot{x}_p + b_{kp}\dot{x}_p + k_{kp}(x_p - x_{p0}) + k_{bs}[(x_{bs} - x_{off}) + x_p] = p_p S_p - F_h = F_k \quad (11)$$

Tato rovnice (11) byla rozdělena na dvě diferenciální rovnice prvního řádu [15]:

$$\dot{x}_p = w_p, \quad (12)$$

$$\dot{w}_p = \frac{S_p}{m_p} \left\{ p_p - \frac{b_{kp}}{S_p} w_p - \frac{k_{kp}}{S_p} (x_p - x_{p0}) - \frac{k_{bs}}{S_p} [(x_{bs} - x_{off}) + x_p] - \frac{F_h}{S_p} \right\}, \quad (13)$$

kde x_p je zdvih kuželky, w_p rychlost kuželky, \dot{w}_p zrychlení kuželky a m_p její hmotnost. Dále k_{kp} a k_{bs} jsou tuhosti od pružin, x_{bs} je pozice kotvy elektromagnetu a x_{p0} a x_{off} počáteční výchylky dle výroby a montáže. Průtočná plocha přitékajícího oleje o tlaku p_p je S_p . Koeficient b_{kp} značí tlumení. Hydrodynamická síla F_h značí síly vznikající průtokem kapaliny kolem kuželky. Síla od proudící kapaliny působící na kuželku závisí na následujících parametrech [15]:

$$F_h = Kx_p(p_p - p_t), \quad (14)$$

kde p_t je tlak za ventilem a vytváří tlakový spád $(p_p - p_t)$. K je silová konstanta, kterou je nutné určit experimentálně.

Pohybová rovnice kotvy elektromagnetu v základním tvaru vypadá takto:

$$m_{bs}\ddot{x}_{bs} + b_{bs}\dot{x}_{bs} + k_{bs}[(x_{bs} - x_{off}) + x_p] = p_{bs}S_p. \quad (15)$$



Tato rovnice byla rozdělena na dvě diferenciální rovnice prvního řádu [15]:

$$\dot{x}_{bs} = w_{bs}, \quad (16)$$

$$\dot{w}_{bs} = \frac{S_p}{m_{bs}} \left\{ p_{bs} - \frac{b_{bs}}{S_p} w_{bs} - \frac{k_{bs}}{S_p} [(x_{bs} - x_{off}) + x_p] \right\}, \quad (17)$$

kde x_{bs} je zdvih kotvy, w_{bs} rychlost kotvy, \dot{w}_{bs} zrychlení kotvy a m_{bs} její hmotnost. Řídicí sílu reprezentuje konstanta p_{bs} . Koeficient b_{bs} značí tlumení.

Stlačitelnost hydraulického oleje v tekutinových systémech může značně ovlivnit jejich výkon a účinnost. Běžně se proto zahrnuje do matematických modelů hydraulických systémů. Za tímto účelem byl pro kapaliny definován tzv. modul pružnosti kapaliny (bulk coefficient - β), který je ekvivalentem k modulu pružnosti u pevných těles a je definován touto rovnicí [20]:

$$\beta = -V_k \frac{dp}{dV}. \quad (18)$$

Po přidání časové závislosti do rovnice 18 a následné úpravě vznikne diferenciální **rovnice kontinuity**. Vyjadřuje časovou změnu tlaku před ventilem [15]:

$$\dot{p}_p = \frac{1}{C_p} (Q - Q_p), \quad (19)$$

kde \dot{p}_p je časová změna tlaku před ventilem, Q je průtok do ventilu, Q_p je průtok mezi kuželkou a sedlem a C_p je objemová stlačitelnost kapaliny, která je definována jako poměr kontrolního objemu před ventilem V_k a modulu pružnosti β [15]:

$$C_p = \frac{V_k}{\beta}. \quad (20)$$

Rovnice 19 platí pouze za předpokladu, že $x_p \geq 0$. Pokud tomu tak není a kuželka je tlačena do sedla silou, rovnicí 19 nahrazuje následující rovnice [15]:



$$p_p = \frac{k_{bs}}{S_p} (x_{bs} - x_{off}) - \frac{k_{kp}}{S_p} (x_p - x_{p0}). \quad (21)$$

Rovnice průtoku kapaliny skrz prostor mezi sedlem a kuželkou zahrnující turbulentní model proudění má následující tvar [15; 20]:

$$Q_p = C_d A_t \sqrt{\frac{2}{\rho} \sqrt{p_p - p_t}}, \quad (22)$$

$$A_t = \left(\pi d_p x_p \sin \varphi - \frac{\pi}{2} x_p^2 \sin 2\varphi \sin \varphi \right), \quad (23)$$

kde A_t je průtočná plocha, která je pro zkoumaný ventil dále definovaná v rovnici 23 [15], d_p je průměr sedla, x_p je zdvih kuželky, φ je vrcholový úhel kuželky, ρ je hustota protékající kapaliny a C_d je koeficient průtoku. Podrobněji se rozebírá v kapitole 6.2.

Vstupními veličinami jsou v případě [15] p_{bs} a Q . Výstupní proměnné získané řešením těchto rovnic jsou p_p , x_p , w_p , x_{bs} a w_{bs} .

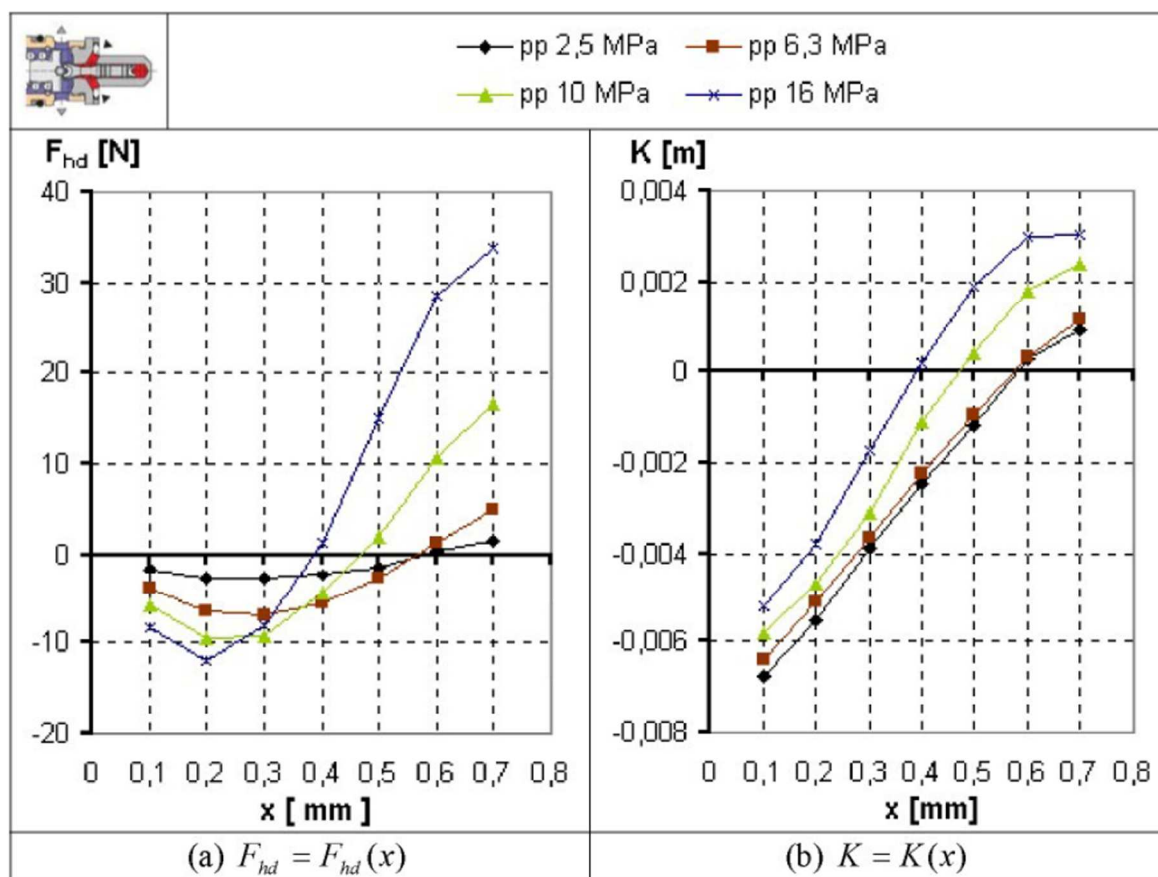
Hodnoty tučně zvýrazněných koeficientů nejsou snadno určitelné a výrobci je zpravidla neuvádějí. Závisí totiž na vnitřní konstrukci ventilu a viskozitě protékající kapaliny, která je závislá na teplotě. Hodnoty těchto koeficientů lze získat experimentálně nebo pomocí počítačových simulací, konkrétně CFD simulace. Nejobtížněji lze určit koeficienty tlumení pohybu kuželky b_{kp} a vinutí b_{bs} . Koeficienty bohužel nelze snadno změřit ani odhadnout. Proto byly v [15] určeny s ohledem na stabilitu modelu. Volba poměru koeficientů tlumení $b_{bs} : b_{kp} = 100 : 1$ se ukázala být numericky stabilní.

6.2. Hledané koeficienty

V kapitole 6.1 byly diskutovány koeficienty, které závisí nejen na vnitřní stavbě ventilu, ale i na typu a teplotě protékaného média a dalších parametrech. Následující kapitola popisuje metodu jejich zjištění. Cílem této práce bylo určit koeficient síly K a koeficient průtoku C_d .

Prvním takovým koeficientem je **koeficient síly K** působící na kuželku. Z rovnice 14 vyplývá, že pro jeho experimentální určení se musí měřit současně síla působící na kuželku, zdvih

kuželky a tlakový spád na kuželce. Na Obr. 20b lze vidět jeho orientační hodnotu z [21]. Z grafů je patrné, že koeficient síly i hydrodynamická síla mohou při malých otevřeních ventilu nabývat záporných hodnot. Koeficient síly zde byl získán za pomoci CFD simulace. Žádný nalezený zdroj neuváděl experimentální zjištění koeficientu síly tlakového ventilu pomocí měření síly.



Obr. 20 – Hodnoty hydrodynamické síly a koeficientu síly z CFD podobného ventilu v [21]

Dalším neznámým koeficientem je **průtokový součinitel C_d** (discharge koeficient). Zahrnuje laminární i turbulentní proudění při průtoku kolem kuželky ventilu. Popisuje ho následující rovnice [15]:

$$C_d = C_{dn}(1 - e^{\frac{\delta}{C_{dn}}x^p}), \quad (24)$$

kde C_{dn} je průtokový součinitel při turbulentním proudění a δ je průtokový součinitel při laminárním proudění.



Další zdroj udává řešení stejného koeficientu proudění odlišně. V mocnině v rovnici 24 se zaměnil zdvih kuželky x_p za odmocninu z Reynoldsova čísla [21]:

$$C_d = C_{dn} \left(1 - e^{\frac{\delta}{C_{dn} \sqrt{Re}}}\right) \quad (25)$$

Reynoldsovo číslo vyjadřuje charakter proudění kapaliny. Kritická hodnota v potrubích, kde se z laminárního proudění stává turbulentní je $Re = 2300$. Pro ventily může být tato hodnota ale výrazně nižší v řádu desítek Re [22]. V hydraulických prvcích se Reynoldsovo číslo přiřazuje ke škrticímu místu a lze ho vyjádřit následovně [21]:

$$Re = \frac{\rho \frac{Q}{S} D_h}{\mu}, \quad (26)$$

kde ρ je hustota protékající kapaliny, Q je průtok v daném místě, S je průtočná plocha, μ je dynamická viskozita kapaliny a D_h je charakteristický rozměr příslušného průřezu. Kapalina v tomto případě protéká mezi kuželkou a sedlem a vytváří prstencovou plochu. Výpočet pro průtok prstencovou plochou lze vyjádřit následovně [21; 23]:

$$D_h = \frac{4S}{O} = D_o - D_i, \quad (27)$$

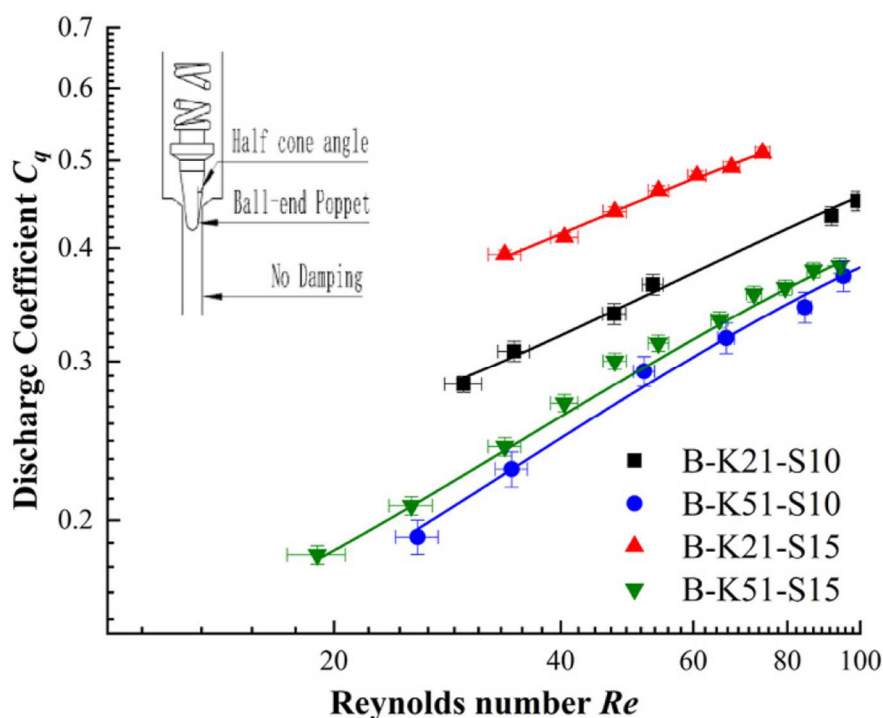
kde S je průtočná plocha, O je hydraulický obvod, D_o je vnější průměr průtočné plochy a D_i vnitřní průměr průtočné plochy.

Z rovnic 19, 22 a 23 vyplývá, že pro experimentální určení koeficientu průtoku se musí měřit současně průtok kapaliny, zdvih kuželky a tlakový spád na kuželce. Měření je vhodné provést kvazistaticky, aby $\dot{p}_p \rightarrow 0$. Poté lze tvrdit, že $Q = Q_p$ a počítat koeficienty průtoku z rovnic 22 a 23. Pro následné určení hledaných koeficientů lze použít rovnice 24 až 27.

Koeficientům průtoku pro řídicí část tlakových ventilů nebylo v literatuře na rozdíl od hlavních stupňů tlakových ventilů, které mají odlišnou geometrii, věnováno mnoho pozornosti [24]. V [24] byly proto některé typy řídicích stupňů tlakových ventilů proměřeny za účelem určení průtokového součinitele při odlišných podmínkách proudění. Žádný z měřených vzorků ovšem



neměl stejnou vnitřní zástavbu, jako má zkoumaný ventil SR1P2-A2. Ventil s nejpodobnější zástavbou měl kuželku zakončenou kulovým vrchlíkem (lze vidět na Obr. 21). Na Obr. 21 lze vidět hodnoty koeficientu průtoku (autor zde značí jako C_q) v závislosti na Reynoldsově čísle. Graf nabízí 4 různá měření s touto kuželkou. Legenda k měření se nachází v grafu vpravo dole. Číslo za písmenem K značí tuhost použité pružiny v N/mm a číslo za písmenem S značí poloviční úhel vrcholového úhlu kuželky. Z toho vyplývá, že hodnota koeficientu průtoku se značně liší nejen se změnou Reynoldsova čísla, ale i s různými konstrukčními změnami uvnitř ventilu a není snadno určitelný. Kuželka zkoumaného ventilu SR1P2-A2 má vrcholový úhel 30° a tuhost pružiny $31,95 \text{ N/mm}$. Hodnoty experimentu lze proto očekávat mezi zelenou a červenou křivkou z následujícího obrázku.

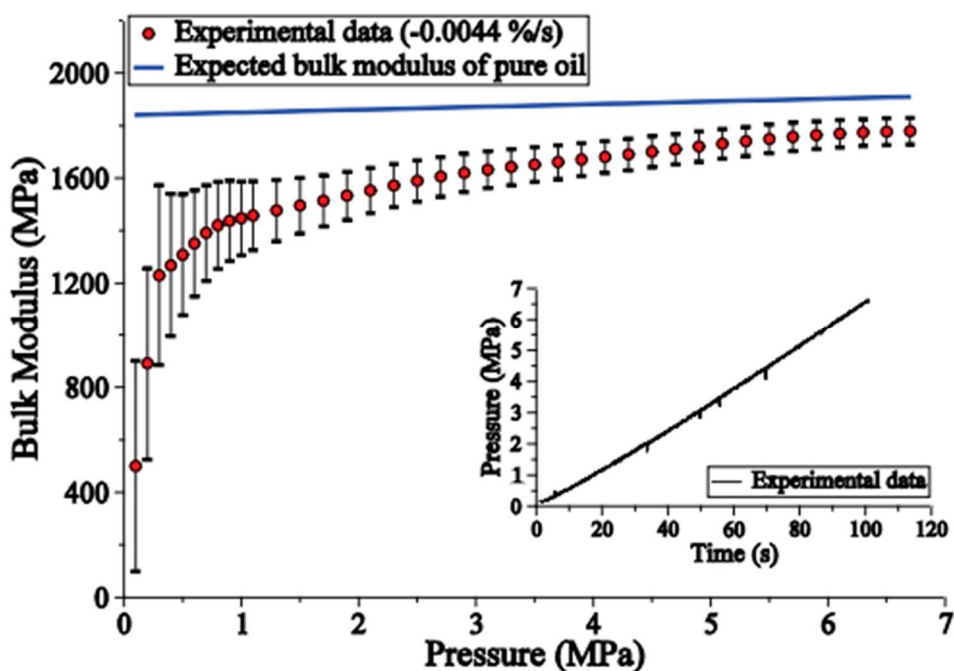


Obr. 21 – Měření hodnot discharge koeficientu [24]

Dalším koeficientem je **modul pružnosti kapaliny β** , který zahrnuje stlačitelnost kapaliny. Pomocí něj se pak počítá efektivní modul pružnosti, který zahrnuje jak hodnoty stlačitelnosti kapaliny, tak hodnoty roztažnosti všech příslušných potrubí. Výpočet efektivního modulu pružnosti je blíže popisován v [20; 25].



Dle typu kapaliny se mění i její model pružnosti. V [25] bylo proměřeno mnoho typů olejů a jedním z nich byl i ISO VG 68. Na Obr. 22 je hodnota modulu pružnosti kapaliny vynesena v závislosti na tlaku. Lze zpozorovat významnou změnu hodnoty modulu pružnosti kapaliny při nižších tlacích. Při volbě tohoto koeficientu se proto musí brát zřetel na tlak kapaliny v daném kontrolním objemu.



Obr. 22 - Hodnota pro bulk koeficient [25]

Koeficient tlumení kuželky b_{kp} a koeficient tlumení elektromagnetu b_{bs} , které představují tlumení celého mechanismu řídicího ventilu se určují odhadem s ohledem na stabilitu při simulaci funkčnosti navrženého matematického modelu, jak již bylo zmíněno v předchozí kapitole.

Rovnice v kapitole 6.1 obsahují kromě koeficientů konstantní hodnoty, které se během experimentu nemění a lze je jasně definovat (např.: hmotnost, průtočná plocha, vrcholový úhel kuželky, hustota oleje apod.). Pro kompletní použití matematického modelu zkoumaného ventilu SR1P2-A2 je nutné je zjistit na základě verze modelu ventilu a použitého oleje.



Z matematického popisu ventilu v kapitole 6.1 z [15] a této kapitoly vyplývá, které veličiny je nutné měřit, aby mohly být rovnice vyřešeny. V rovnicích 14 a 24 se nachází neznámé koeficienty C_d , δ a K . Při změnách ostatních veličin za volby různých podmínek (blíže popsané v kapitole 8), bude možné určit hodnoty neznámých koeficientů. Mezi měřené veličiny patří: hydrodynamická síla od kapaliny působící na kuželku ventilu (F_h); poloha kuželky vůči sedlu ventilu (x_p); tlak na vstupu do ventilu (p_p); tlak v hydrostatické kapse (p_t); průtok kapaliny ventilem (Q_p).



7. Návrh a konstrukce testovacího zařízení

Z předchozích kapitol vyplývá, že pro vyřešení matematického modelu z kapitoly 6 proporcionálního tlakového ventilu SR1P2-A2 je potřeba získat koeficienty síly a průtoku empiricky. Tyto koeficienty závisí na specifických podmínkách daných pro konkrétní případ a nelze je získat analyticky. Koeficienty proudění ventilem a síly působící na kuželku výrobci zpravidla neuvádějí. Závisí totiž na vnitřní konstrukci ventilu a viskozitě protékající kapaliny. Totéž platí o koeficientech tlumení. Pro úplnost matematického modelu jsou ale nezbytné. Zmíněné koeficienty lze určit experimentální cestou nebo z vytvořeného CFD modelu proudění ventilem. Tato kapitola se zabývá návrhem experimentálního zařízení za účelem zjištění koeficientů.

Jak u experimentu, tak u CFD simulace se musí počítat se zjednodušeními a zanedbáním vlivů, které nelze snadno určit nebo nejsou významné. Výhody, nevýhody a předpoklady použití obou metod popisuje [21]. Následující kapitola popisuje metody měření ventilu v [21] a [26] a na závěr vysvětluje důvod upřednostnění experimentu před CFD simulací.

7.1. Analýza určení statických charakteristik ventilu

Před samotným návrhem experimentu byla provedena rešerše podobných měření statických charakteristik tlakových proporcionálních ventilů.

Měření charakteristik podobného ventilu popisují odborné práce [21] a [26]. Experimenty mají shodný přístup měření tlaků na vstupu a na výstupu a měření průtoku. Drobně se liší v měření polohy kuželky. Významný rozdíl přístupu je v získávání hodnot hydrodynamické síly působící na kuželku. Na Obr. 24 vlevo je zobrazeno uspořádání z [21], kde se výchylka měří opticky a na Obr. 24 vpravo se nachází rozdílná část měření polohy kuželky z [26], kde se výchylka měří pomocí elektromagnetické indukce. Na následujících řádcích bude přiblížen experiment z disertační práce [21]. Postupně se popíše vnitřní a vnější konstrukční uspořádání ventilu a provedení měření.

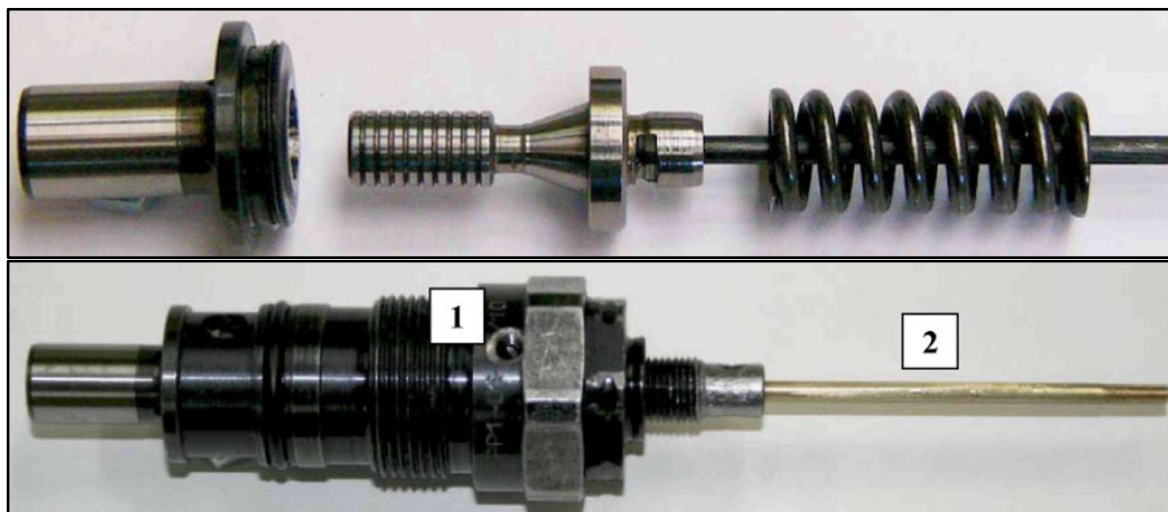
Pro měření průtokových charakteristik ventilu bylo nezbytné provést **vnitřním konstrukční změny ventilu**. Kvůli měření polohy kuželky byl z její vnější strany vyvrtán otvor, do kterého se vlepila tyčka (viz Obr. 23 nahoře). Jak je vidět na Obr. 24 a Obr. 23-2, tyčka je vyvedena



vně ventilu a umožňuje měřit pohyb kuželky mimo tělo ventilu. Takové uspořádání s sebou nese následující komplikace, na které se musí dát při návrhu a vyhodnocení měření pozor:

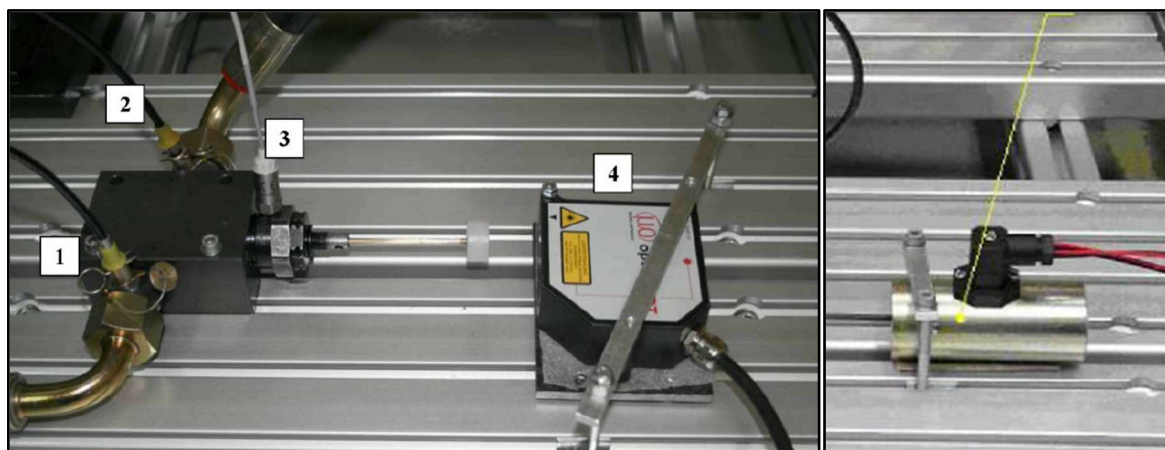
- Zmenšení činné plochy v prostoru s pružinou mění silové poměry působící na kuželku. Mění tedy i polohu kuželky a předpětí pružiny.
- Tření mezi tyčkou a jejím vedením je nezanedbatelné a nedá se snadno určit. Závisí na velikosti vyosení a typu tření (za klidu, za pohybu).

Do těla ventilu byl vyvrtán závit pro snímání tlaku nad kuželkou (viz Obr. 23-1). Tlak se měří za účelem možného výpočtu hydrodynamické síly působící na kuželku ventilu vycházející ze silové rovnováhy. Síla se zde měří nepřímou.



Obr. 23 - Vnitřní uspořádání měření charakteristik ventilu

Vnější uspořádání měření je ukázáno na Obr. 24. Měřicí část se skládá z hydraulické kostky, do které se instaluje proporcionální ventil s měřením tlaku v prostoru s pružinou (3), přívod kapaliny s měřením tlaku na vstupu (1) a odvod kapaliny s měřením tlaku na výstupu (2) a měření polohy kuželky (4). Poloha se odměřuje pomocí laseru. Na konci tyčky se nachází plastový váleček s vyleštěným povrchem pro lepší detekci laserového paprsku. Při podobném měření v publikaci [26] bylo použito měření polohy pomocí změny indukce (viz Obr. 24 vpravo). Součástí měření je i hydraulický agregát (pomocí hydrogenerátoru se mění průtok na vstupu) a elektronika pro zpracování dat.



Obr. 24 – Vnější uspořádání měření charakteristik ventilu

Následující odstavec popisuje **provedení měření**. Nejprve se proměřily charakteristiky při plném otevření. Následně měření probíhalo při plynulé změně průtoku ventilem vzestupně a sestupně. Data se snímala a zapisovala průběžně. Měřily se statické charakteristiky ventilu (tlak v závislosti na průtoku při tlakových stupních 2,5 MPa; 6,3 MPa; 10 MPa a 16 MPa) s okamžitým zaznamenáváním hodnoty průtoku, tlaku na vstupu, tlaku na výstupu, tlaku v prostoru s kuželkou a polohy kuželky. Z těchto dat se dále zpracovávaly další charakteristiky.

Důvodem měření charakteristik ventilu v [21] a [26] bylo ověření matematického modelu a koeficientů získaných pomocí CFD simulace. Měření bylo prováděno s tlakovými ventily VPP2-06 a VPP2-06. Nastavení těchto ventilů se provádí ručně. Nastavení u proporcionálního tlakového ventilu SR1P2-A2 se provádí pomocí přivedení napětí na do elektrické řídicí části ventilu. Do matematického modelu ventilu řešeném v této práci je potřeba určit i koeficient síly určený v závislosti na naměřené hydrodynamické síle, zdvihu kuželky a tlakovém spádu. Síla působí na kuželku hraje roli při řízení ventilu pomocí jeho matematického modelu. V [21] bylo při sestavení CFD simulace a následného získání koeficientu síly nastíněno několik předpokladů, které svým zanedbáním mohly získanou hodnotu koeficientu zpřesnit. Proto byl upřednostněn experiment s měřením všech veličin před CFD simulací.

7.2. Požadavky na měřidla a testovací zařízení

Na začátku návrhu experimentu byly stanoveny podmínky měření, které se odvíjejí od funkce hydrostatického vedení a parametry testovaného ventilu. Bylo požadováno měřit následující



veličiny: průtok, tlak před měřeným ventilem, tlak za měřeným ventilem, síla působící na kuželku měřeného ventilu, poloha kuželky měřeného ventilu, teplota média vstupujícího do měřeného ventilu a teplota okolí.

Měření průtoku se odvíjí od typu používaného ventilu a funkce hydrostatického vedení. Měřený ventil byl zkonstruován pro maximální průtok 1,5 l/min. Průtoky ve větvi mezi regulátorem a hydrostatickou buňkou jsou obvykle menší než 1 l/min [8].

Měření tlaků probíhalo před a za ventilem. Testovací hydrostatické vedení na standu STD-30 se používá při tlakování média na 50 bar, proto byl maximální tlak před ventilem stanoven na 50 barů. Bylo navrženo volit tlakoměry, které dokáží měřit minimálně do 60 barů. Umístění tlakoměrů bylo navrhováno tak, aby se senzory nacházely co nejbližší vstupu a výstupu měřeného ventilu.

Měření síly působící na kuželku bylo navrženo na základě dvou podkladů. Prvním podkladem byl výpočet statické síly dle předpokládaného maximálního tlaku z čerpadla agregátu (velikost síly bylo 11,38 N) a druhý podklad vycházel z rešerše při měření podobného ventilu v [21]. Zde autor získal hodnoty hydrodynamické síly z výpočtového modelu proudění ventilem CFD. Na Obr. 20a je vidět, že hydrodynamická síla při měření do 6,3 MPa nepřekročila 10 N a byla záporná, tedy tlačila kuželku zpět do sedla.

Měření polohy kuželky se odvíjí od hodnot maximálního tlaku a maximálního průtoku. Při provádění předběžných měření bylo zjištěno, že pro zaručení dosažení maximálních hodnot tlaku a průtoku je dostačující zdvih kuželky 0,4 mm. Měření bylo navrženo v rozsahu 0 mm až 0,5 mm. Přesnost měření polohy bylo proto uvažováno na 0,001 mm.

Měření teplot bylo uvažováno použít dostupné teploměry Pt 100 třídy A. Při návrhu umístění teploměrů se dbalo na jejich co nejbližší umístění k měřenému médiu.

7.3. Varianty návrhu experimentu

Na základě rešerše v kapitole 7.1 a podmínek z kapitoly 7.2 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** byl navrhován experiment. Řešení bylo rozděleno na dílčí problémy: řešení měření síly a polohy

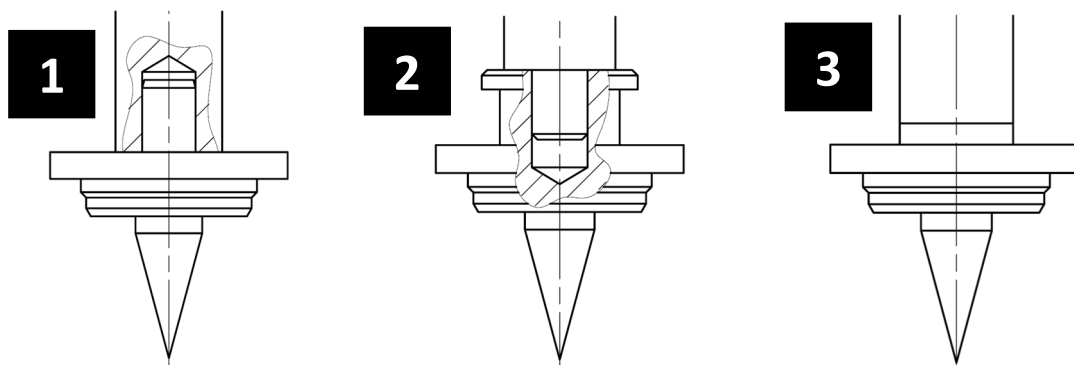


kuželky; návrh těla ventilu; řešení hydraulické kostky a hydraulického obvodu. V této kapitole budou diskutovány některé uvažované varianty řešení a jejich volba.

7.3.1. Měření síly a polohy

Nejnáročnější částí návrhu experimentu se stala měření síly působící na kuželku a měření polohy kuželky. Popsaná experimentální měření charakteristik ventilu z kapitoly 7.1 neměřila sílu přímo. Síla se dopočítávala zpětně. Při výpočtech se zanedbávaly třecí síly. Výsledná síla vycházela ze silové rovnováhy. Pro přímé měření síly v experimentu bylo nutné vybrat ideální snímač síly s ohledem na jednoduchost a funkčnost konstrukce a proveditelnosti experimentu, zejména z hlediska možnosti měnit a měřit polohu kuželky.

Měření polohy kuželky bylo nutné navrhnout takovým způsobem, aby bylo jednoduše proveditelné. Pohyb kuželky ve ventilu SR1P2-A2 probíhá ve směru příchozí kapaliny (v ose kuželky). Kuželka je zde umístěna mezi dvěma pružinami, přičemž pružina ze strany kotvy elektromagnetu je výrazně tužší. Bylo navrženo spojit kuželku s tyčkou (dvě možnosti zobrazeny na Obr. 25-1 a Obr. 25-2). Další možností bylo vyrobít vše z jednoho kusu (viz Obr. 25-3). Obě možnosti ale zahrnovaly vyvedení měření zdvihu kuželky mimo prostor ventilu.



Obr. 25 - Spojení kuželky s tyčkou

Z hlediska konstrukce experimentu pro **měření síly** se musel brát v úvahu rozměry průtočného místa proporcionálního ventilu a jeho řídicí části. Vybraný senzor musí mít velmi malé rozměry, aby jeho velikost výrazně nepřesáhla velikost ventilu, protože by pak uchycení senzoru vyžadovalo výrazně větší díly. Síla kapaliny působící na kuželku má účinek v ose ventilu, který se skládá z rotačních součástí. Proto bylo navrženo sílu měřit v ose ventilu a pro



jednoduchou konstrukcí a montáž bylo vybíráno ze senzorů rotačního tvaru. V kombinaci s měřením polohy kuželky pomocí tyčky a jejího vyvedení mimo tělo ventilu přicházely v úvahu dvě možnosti silového senzoru. Válcový senzor s otvorem pro vyvedení tyčky osou ventilu nebo válcový senzor bez otvoru. Poloha kuželky u senzoru bez otvoru by se pak měřila nepřímou dle posunutí senzoru nebo by tyčka byla vyvedena bokem. Na Obr. 26 se nachází 3 možné konstrukce senzorů snímajících tlakovou sílu. Snímače bez průchozího otvoru nabízejí i variantu vyvedení kabelu spodem v ose měřené síly. Dále bylo třeba brát zřetel na třídy ochrany senzorů. Přítomnost oleje by mohla poškodit senzor. U umístění senzoru se musela buď vhodně navrhnout konstrukce, aby olej nezasahoval do oblasti se senzorem, nebo bylo třeba použít senzor s vyšší ochranou před vniknutím kapalin. V souladu s IEC 60529 jsou pro elektroniku definovány stupně krytí IP (ingress protection). Stupeň krytí se udává písmeny IP a dvěma čísly XX. První číslo udává stupeň ochrany proti vniknutí cizích těles (v rozsahu 0 až 6) a druhé číslo udává stupeň ochrany proti vniknutí tekutin (v rozsahu 0 až 9). Vyšší číslo značí vyšší ochranu [27]. Neprůchozí senzory na Obr. 26 mají IP65 a průchozí senzor má IP60.



Obr. 26 - Senzory pro snímání síly v tlaku od firmy Scaime

Výsledky **experimentů** popsaných v kapitole 7.1 udávaly základní parametry k výběru senzorů z hlediska přesnosti a potřebnému zatížení. Pro ventil z [21] vyšla maximální hydrodynamická síla působící na kuželku 45 N při nejvyšším měřeném tlaku. Hodnoty sil byly získány z CFD modelů. Výpočet síly působící na kuželku při statickém uzavřeném stavu pro ventil SR1P2-A2 při maximálním tlaku vyšel 17 N. Maximální síla působící na senzor byla s rezervou uvažována



na 65 N. Při výběru snímače síly se bral v úvahu především rozsah měření a přesnost snímače, konkrétně v opakovatelnosti a hysterezi. Z výsledných grafů měření zmíněných v [21] vyplynulo, že přesnost měření síly by neměla být horší než $\pm 0,5$ N. Pro nižší tlaky síla nepřekročila 5 N. Další parametr, který bylo třeba brát v úvahu, je citlivost snímače na změnu teploty, jelikož měření bude probíhat za různých teplot.

Pro kombinaci měření síly a polohy bylo navrženo několik možných variant. Varianty se lišily v použitém senzoru síly, využitím pružiny ve ventilu při měření síly a vzájemném uspořádání měření síly a polohy. Na následujících řádcích budou tyto varianty představeny a diskutovány.

Obr. 27 je všechny ilustračně zachycuje. Čtyři navržené varianty jsou rozepsány zde:

- Varianta 1 se skládá z neprůchozího senzoru síly se spodním odvedením kabelu (Scaime K1613) a nepřímým odměřováním zdvihu kuželky pomocí stoupání šroubovice. Měření by probíhalo bez použití pružiny. Z hlediska konstrukce je tato varianta absolutně nejjednodušší a snadno aplikovatelná do stávajícího těla ventilu.
- Varianta 2 využívá stejný typ senzoru jako varianta 1, ale odměřování síly a polohy bylo odděleno. Díky tomu by bylo možné měření provádět s použitím pružiny. Paralelní měření síly a polohy je řešeno pomocí koaxiálního výstupu z těla ventilu. Měření polohy je vyvedeno pomocí tyče bokem vrchního těla ventilu (zobrazeno hnědě).
- Varianta 3 funguje s průchozím senzorem síly (Scaime K14). Eliminaci klopných momentů a nesouosostí zajišťují kluzné podložky. Poloha se odměřuje přímo na konci tyče spojené s kuželkou. Síla se na senzor přenáší také přes tyč spojenou s kuželkou pomocí objímky. Měření by probíhalo bez použití pružiny.
- Varianta 4 využívá průchozí senzor síly stejně jako varianta 3. Síla a poloha jsou ale odměřovány paralelně, což by umožňovalo při měření použít pružinu. Oddělené měření síly a polohy zajišťuje koaxiální vedení.

Měření síly zásadně ovlivnilo návrhy měřicí aparatury. Varianty měření síly jsou zobrazeny na Obr. 27 červenými šipkami. Po pečlivém výběru byly vybrány dva senzory, jejichž technické specifikace si lze prohlédnout v příloze (rozsah 50 N, lineární chyba $\pm 0,4$ N u K14 a $\pm 0,3$ N u K1613, opakovatelnost $\pm 0,2$ N, hystereze $\pm 0,3$ N, teplotní citlivost $\pm 0,01$ N/°C). Technicky a rozměrově se velmi podobají. Hlavním rozdílem je jejich konstrukce a cena. Cena snímače K14 je o 20 % vyšší než je cena snímače K1613. Obrovskou výhodou snímače K1613 je

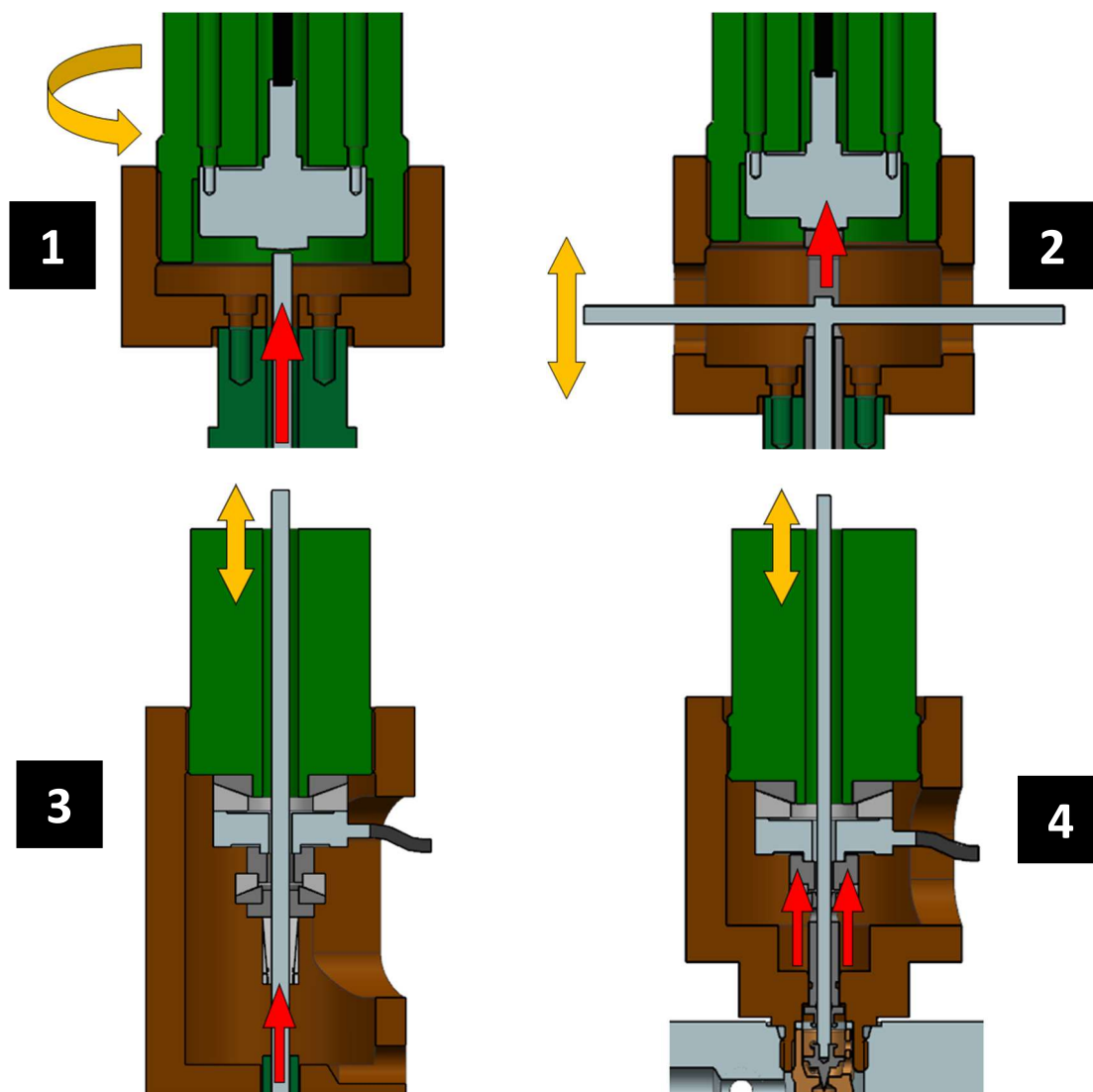


jednoduchost montáže, bodový styk při měření a vývod kabelu v ose měření. Jeho použití v aparatuře ale značně komplikuje měření polohy, které se vyžaduje s přesností na 1 μm . Naopak průchozí senzor K14 umožňuje uskutečnit měření polohy v ose pohybu a eliminovat tak nepřesnosti vzniklé buď nepřímým nastavením polohy kuželky v případě varianty na Obr. 27-1 nebo nedostatečně tuhým rámem v případě varianty na Obr. 27-2. Na druhou stranu se síla nepřenáší bodově, ale přes několik bodů, což může vyvolat škodlivé klopné momenty. Dále senzor K14 bohužel nemá žádné montážní body a kabel se vyvádí bokem.

Další rozvahou při výběru variant byla otázka **použití tlačné pružiny** (viz k_{bs} na Obr. 18). V případě použití pružiny jsou podmínky při experimentu bližší podmínkám normálního provozu ventilu. Pružina zároveň střeďí kuželku do sedla ventilu. Při použití tlačné pružiny ale není možné sílu převádět přes tyč kuželky a musí mít vlastní silový řetězec. Ve variantách 2 a 4 je zajištěn pomocí koaxiálního vedení. Tento typ konstrukce umocňuje problém z hlediska prosaků tlakového média z prostoru ventilu. Přidáním těsnění lze prosakům zabránit. Do měření síly se tím ale vnoří nový parametr, který nebude možné popsat – tření. Největším problémem by v tomto případě bylo klidové tření, které by zamezovalo miniaturním pohybům aparatury a propisovalo se tak negativně na přesnost měření. Tyč kuželky je vyvedena z prostoru s tlakovým olejem do prostoru nulového tlaku (na Obr. 27 ve směru červených šipek). Při vůli mezi tyčí a jejími vodicími plochami dochází k výtoku oleje do oblasti s nižším tlakem. Cílem bylo vytvořit takovou šterbinu, aby úniky oleje byly minimální. K tomu je nutné navrhnout vedení s přesně vyrobenými plochami. Další nevýhodou použití pružiny by bylo možné kmitání.

Z hlediska **odměřování polohy** jsou nejvýhodnější varianty 3 a 4. Měření polohy je navrženo přímou metodou v ose pohybu. Na Obr. 27 jsou různé konfigurace měření polohy naznačeny žlutými šipkami.

S **komplexností konstrukce** se zvyšuje i její cena. Varianta 1 byla vyhodnocena jako nejlevnější návrh s nejjednodušší konstrukcí. Bylo odhadnuto, že nejdražším návrhem by byla varianta 4. Největším příspěvkem k vysoké ceně by byla nutnost přesné výroby koaxiálního vedení.



Obr. 27 - Varianty konfigurace měření síly a polohy

Nastavení nulového zdvihu kuželky je pro všechna měření zásadní. Byly navrženy dvě varianty. První možností bylo sledování průtoku a následné určení nulového bodu dle hodnot průtokoměru a vizuálního výtoku ze sestavy. Nižší hodnoty průtoku ale nemusí průtokoměr dostatečně dobře zaznamenat. Druhou možností bylo zapojit do nastavení nuly senzor síly. Utažení šroubu by vytvořilo předpětí a z Hookova zákona by se vyhodnotilo dosednutí kuželky do sedla. Výhodou řešení by bylo nastavování nulového bodu před zapnutím agregátu a dosažení lepší opakovatelnosti a přesnosti než v případě první možnosti. Varianty návrhu 2 a 4 tuto možnost kvůli svému paralelnímu uspořádání neumožňují.



7.3.2. Tělo ventilu

Komponenty z původního těla ventilu se řadily mezi nejsložitější z celé sestavy. Z tohoto důvodu bylo uvažováno, jak naložit s pomocnou měřicí konstrukcí. V úvahu přicházely tři varianty. První variantou bylo využít původní tělo ventilu s minimálními zásahy. Druhou variantou bylo využít původní tělo ventilu a upravit ho dle potřeby do požadovaného tvaru. Třetí varianta nabízela možnost výroby zcela vlastního těla ventilu. Důležitým parametrem při tvorbě návrhů bylo zanechání stejných podmínek proudění tlakového média jako v klasickém ventilu. Komponenty jako cartridge a strana kuželky dosedající do sedla zůstaly nezměněny (lze najít v kapitole 7.4.1). Dále se při návrhu kladl důraz na co nejpřesnější a nejplynulejší vedení kuželky do sedla a na co nejmenší úniky oleje z ventilu způsobené přídavnou měřicí aparaturou. Nepřesné a trhavé vedení kuželky s příliš velkými úniky oleje by mohly experiment negativně ovlivnit a znehodnotit tak naměřená data.

Na následujících řádcích budou varianty představeny a diskutovány. Ilustračně je všechny zachycuje Obr. 28. Tři navržené varianty jsou rozepsány zde:

- Varianta 1 využívá původní tělo s minimálními zásahy do konstrukce. Jedinými zásahy jsou zvětšení a zpřesnění otvoru do komory ventilu a přidání montážních bodů pro vrchní měřicí část.
- Varianta 2 využívá stejně jako varianta 1 původní tělo, ale zásahy jsou významnější. V této variantě byla snaha zachovat připojovací rozměr do kostky a připojovací rozměr ke cartridge ventilu (položka 13 na Obr. 30 a str. 59).
- Varianta 3 uvažuje od základů výrobu vlastního těla s dodržением připojovacích rozměrů do kostky a ke cartridge ventilu.

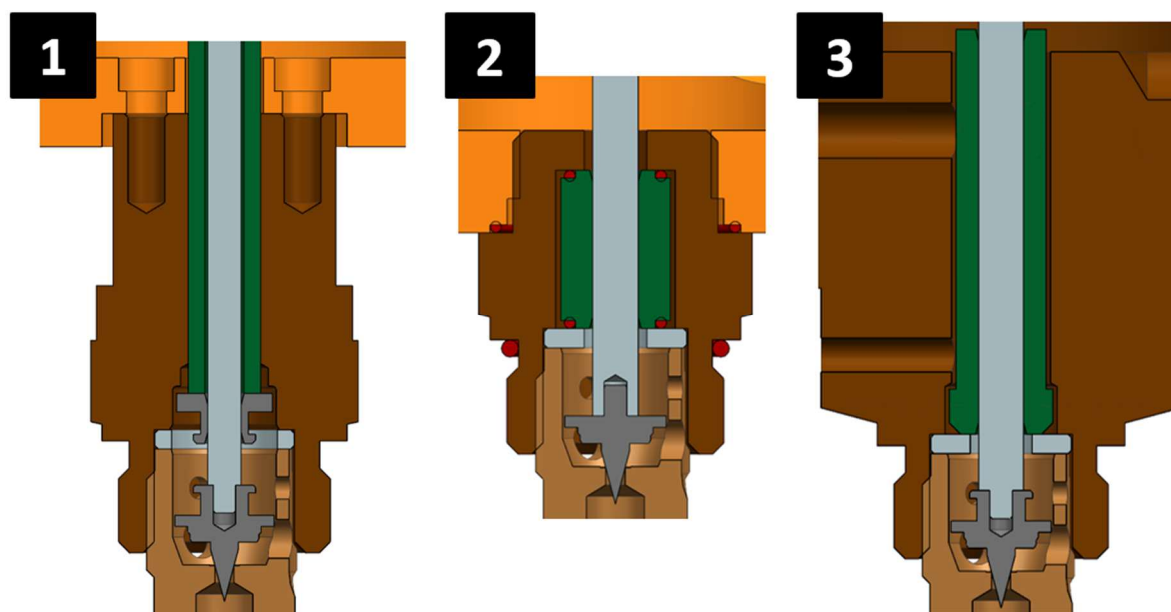
Z hlediska **přesnosti výroby** je nejvýhodnější varianta 3. První dvě varianty mají veškeré tolerance dané výrobou standardního ventilu dle výrobního výkresu, což přidává na náročnosti při jejich úpravě. Z hlediska **celkové ceny** je ale úprava jednoho kusu výrazně ekonomičtější. Při výběru z těchto variant bylo důležité se vypořádat s výpočtem rozměrového obvodu a možnostmi využití jiných technologií.

Cílem návrhu těla ventilu bylo zajistit hladké vedení kuželky v ose a souosé posazení do sedla cartridge. K tomu bylo nutné navrhnout rozměrový obvod. Komplikací bylo, že vnější závit

na cartridge ventilu je tolerovaný vůči sedlu cartridge ventilu pouze obecnou tolerancí ISO 2768 - mK a totéž platí pro prvky na těle ventilu – otvor pro kotvu elektromagnetu, která řídí zdvih kuželky, a jeho vnitřní závit. I přes naprosto přesnou výrobu nově vyvrtaného otvoru nelze zaručit dosednutí kuželky do sedla bez vůle mezi tyčí kuželky a vyvrtaným otvorem. Vůle by znamenala velké úniky oleje, které by značně ovlivnily průběh měření. Za tímto účelem byly navrženy dvě hlavní možnosti, jak se s tímto problémem vypořádat. Tělo by se skládalo ze dvou částí – těla a mnohem menšího, ale přesněji vyrobeného pouzdra:

- První možností bylo použít podlévací hmotu. Do vyvrtaného otvoru v těle ventilu by se vložilo pouzdro navržené s vůlí. Následně by se smontovala úprava ventilu a kuželka by se opřela o sedlo cartridge. Podlévací hmota by se aplikovala do místa s vůlí, kde by vytvrdla a zajistila pro tyč kuželky pevnou vodící plochu vystředěnou do sedla. Varianta je zobrazena na Obr. 28-3.
- Jako druhá možnost se nabízela nechat mezi pouzdem a vůlí a prostor s vůlí pouze utěsnit a zamezit tak průtoky oleje. Varianta je zobrazena na Obr. 28-2.

Další nevýhodou je nevratná destrukce původního těla ventilu.



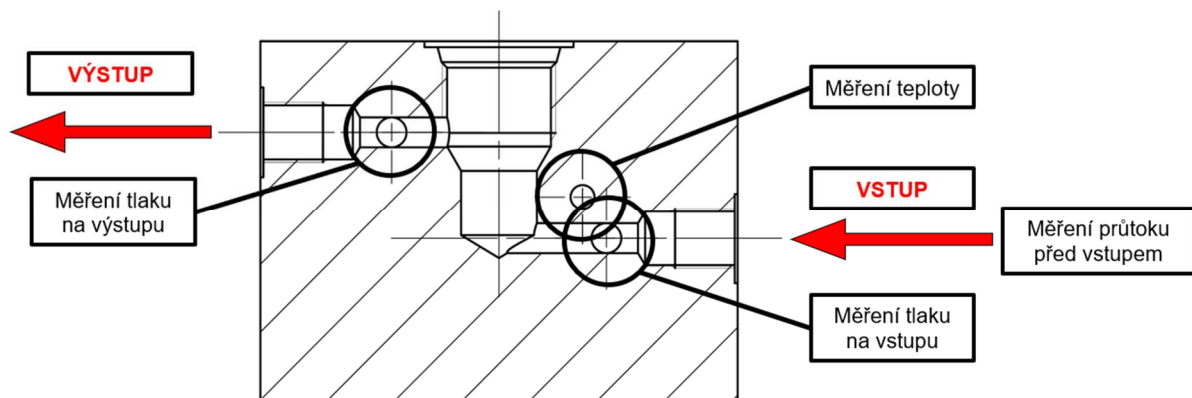
Obr. 28 - Varianty řešení těla ventilu



7.3.3. Řešení hydraulické kostky

Pro experiment byla navržena speciálně uzpůsobená hydraulická kostka. Cílem návrhu bylo získat komplexní měřicí zařízení a minimalizovat vzdálenosti mezi výstupem z agregátu a odvodem kapaliny do nádrže a dosáhnout lepších podmínek z hlediska tlakových ztrát, místních ztrát a třecích ztrát. Alternativní možností bylo využít kupovanou kostku od firmy Argo-Hytos.

Řez navrženou hydraulickou kostkou ukazuje Obr. 29. Kostka o rozměrech 80x60x60 mm byla navržena pro proporcionální tlakový ventil SR1P2-A2. K uchycení kostky slouží 4 závitové díry na spodní straně. Kapalina z tohoto pohledu proudí zprava doleva. Na zadní stranu se šroubují tlakové senzory a z přední strany se nachází otvor pro teploměr. Volné místo na přední straně kostky je určeno pro magnetický stojánek. Výkres je přiložen v příloze.



Obr. 29 – Řez návrhem hydraulické kostky

7.3.4. Volba variant

Z variant návrhu měření síly a polohy byla zvolena varianta číslo 3. Varianta byla zvolena před ostatními díky přesnému měření polohy kuželky ventilu, možnost nastavit nulovou hodnotu zdvihu kuželky s pomocí senzoru síly bez přivedeného tlakového média a absencí pružiny, a tím i levnějšímu řešení.

U třech variant konstrukce těla ventilu hrála hlavní roli dostatečná přesnost vedení s minimalizací tření a cena výroby. Z těchto aspektů vyšla jako vítězná varianta číslo 2 s upraveným tělem ventilu. Ze dvou možností uložení tyče s kuželkou byla vybrána možnost číslo 2. Důvodem k tomu byly zejména dva aspekty: negarantovaná souosost u spojení kuželky



a tyče z důvodu použití polotovaru kuželky a dále i cena. Technologie podlévání vyžadovala delší pouzdro s více obráběcími operacemi jak na něm, tak na těle ventilu.

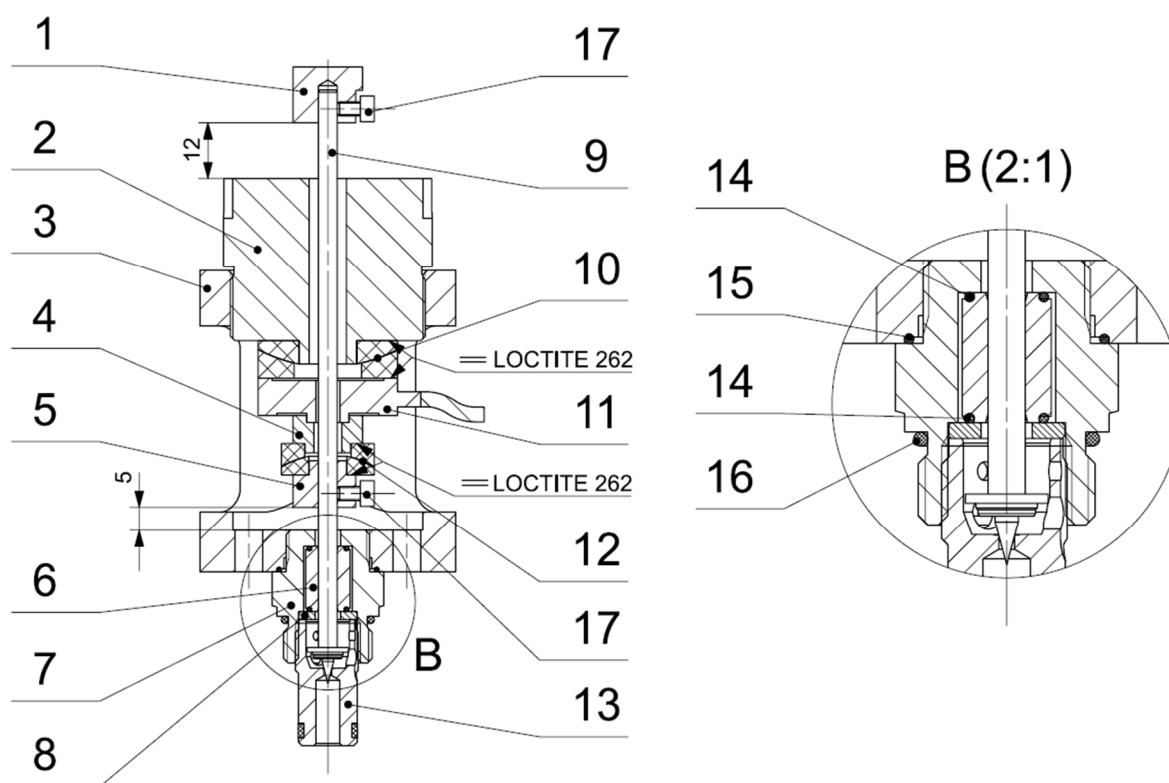
Hydraulická kostka byla pořízena standardní od firmy Argo-Hytos.

7.4. Finální podoba realizace experimentu

Kapitola blíže popisuje návrh experimentu včetně montáže a návrhu měřicího programu.

7.4.1. Konstrukční návrh experimentu

Na Obr. 30 je řez finální sestavou zvolené varianty. V této části bude detailně rozepsána funkce a dimenzování jednotlivých komponent sestavy. Výkresová dokumentace sestavy je součástí přílohy.



Obr. 30 – Řez sestavou finálního návrhu úpravy ventilu z výkresu DP22_02

Položka číslo 1 slouží jako nástavec měření a vrchní plochy se při měření dotýká snímač polohy. Nástavec je nasazen na vrchní část tyče o průměru 4 mm a z boku pojištěn šroubem M3 (číslo 17). Vzhledem k tomu, že síla působí směrem vzhůru, není třeba dalšího pojištění. Díl číslo 2 je



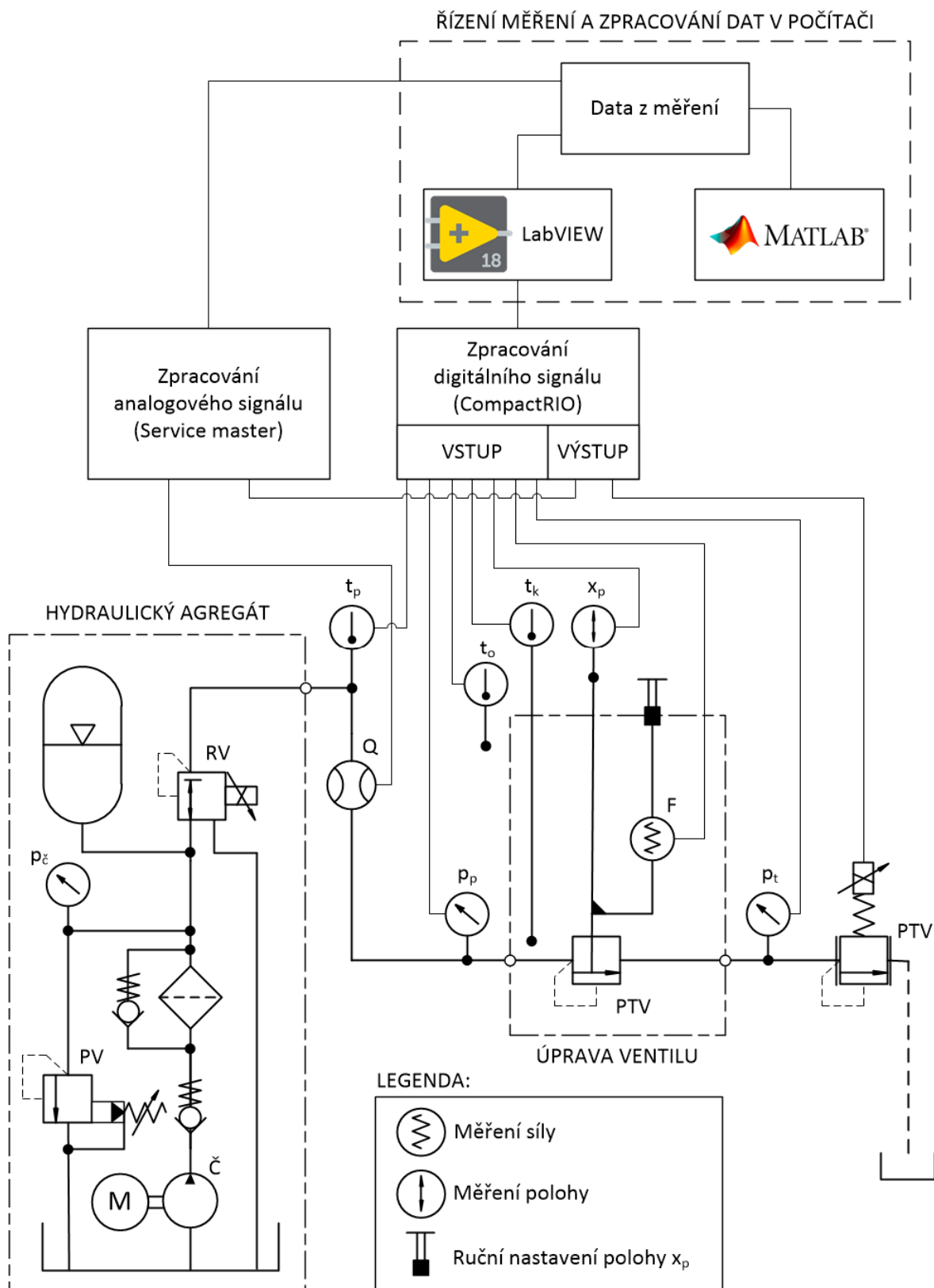
šroubení s vnějším závitem M42x1, pomocí něhož se nastavuje zdvih kuželky. Nastavení funguje pouze při tlaku $p_p > 0$ na vstupu ventilu. Stoupání 1 mm bylo zvoleno kvůli jemnému polohování zdvihu kuželky. Jedno otočení šroubem (360°) posouvá kuželku o 1 mm. Skrz šroubení je vrtán otvor. Průměr byl zvolen co největší tak, aby bylo možné centrovat s podložkou (číslo 10). Pozice číslo 3 tvoří vrchní tělo sestavy ventilu a je uzavírajícím člen silového toku celé sestavy. Pomocí závitu M18 se šroubuje ke spodnímu tělu ventilu (číslo 7). Vrchní tělo bylo navrženo tak, aby pojmulu sensor síly a zároveň bylo co nejmenší a nejlehčí. Vnější průměr byl také navrhnout tak, aby na něj bylo možné umístit malý magnetický stojánek jako držák senzoru polohy. Pro snadnou montáž a vývod kabelu byly z boku vyfrézovány dva otvory. Komponenta číslo 4 spojuje podložku (číslo 12) se senzorem (číslo 11). Spojka je vložena volně. Objímka na pozici číslo 5 přenáší veškeré síly od kuželky s tyčkou (číslo 9) k senzoru. Objímka je na tyči uložena H7/h6 a pojištěna šroubem M3 (číslo 17). Vodicí pouzdro (pozice 6) vede hladce kuželku s tyčkou do sedla cartridge (číslo 13). Pouzdro je zásadní komponentou sestavy. Umožňuje bezproblémové dosednutí kuželky do sedla a zároveň zamezuje přílišnému úniku oleje při používaných 50 barech. Uložení objímky a tyče H7/h6 bylo zvoleno s ohledem na minimalizaci úniku oleje. Objímka není ve spodním těle ventilu (číslo 7) uložena na pevno. Z vnějších stran, kde je výrazná vůle, dosedá na dva těsnicí kroužky (číslo 14). Toto řešení umožňuje snížit nároky na přesnost výroby ostatních komponent a snižuje výdaje na výrobu. Zároveň umožňuje využít původní tělo ventilu, kterým je spodní tělo ventilu – číslo 7. Součást byla vyrobena z původního těla ventilu. Pro účely měření byla změněna jeho vrchní a vnitřní část. Vnitřní část byla vysoustružena pro vodicí pouzdro a vrchní část pro našroubování vrchního těla ventilu. Její spodní část pasuje do otvoru pro ventil SR1P2-A2. Komponenta 8 je také původní komponentou ventilu – podložka cartridge. Za účelem měření byla vyrobena znovu s menším otvorem, aby axiálně pojistila vodicí pouzdro. Položka 9 je sestavou kuželky a tyče. Kuželka jako původní komponenta ventilu byla ze strany silnější pružiny obrobena a spojena s tyčí (viz Obr. 25 na straně 51). Polotovarem tyče byla vodicí tvrzená tyč $\varnothing 4h6$ s tvrdostí HRC62±2. Spojení kuželky a tyče bylo provedeno pomocí lepidla Loctite 262. Sestava kuželky s tyčkou je z hlediska přesnosti výroby nejslabším článkem celého návrhu. Kluzné podložky na pozicích 10 a 12 slouží k osovému přenosu sil a zabránění klopných momentů, které by mohly vnést nepřesnosti měření na snímač síly. Nesouososti mohou vzniknout nepřesností výroby a montáže jednotlivých komponent. Podložky byly na



sousední komponenty nalepeny pomocí lepidla Loctite 262. Číslo **11** na sestavě patří snímači síly, který je volně vložen mezi kluzné podložky. Cartridge na pozici číslo **13** je zcela neupravenou komponentou původního ventilu. Její spodní část pasuje do otvoru pro ventil SR1P2-A2. Na pozicích **14**, **15** a **16** jsou těsnění, která zabraňují úniku oleje. O-kroužek FPM 75 o rozměrech 7x1 na pozici 14 byl navržen tak, aby byl vždy dostatečně stlačen a nezabraňoval v pohybu vodícího pouzdra v radiálním směru. O-kroužek na pozici 16 byl brán z původního ventilu. Na pozicích **17** jsou šrouby M3x5 dle DIN912.

Pro výše popsanou sestavu upraveného ventilu byl navržen **hydraulický obvod**, který je součástí Obr. 31 na straně 62. Sestava upraveného ventilu byla našroubována do kupované kostky od firmy Argo-Hytos pro ventil SR1P2-A2. Do ní byl přiveden olej hadicí z agregátu a následně pomocí hydraulických trubek o šířce L6 v nejužším místě. Pro potřeby experimentu bylo nutné zavést tlak za kostkou s ventilem. Pro tuto potřebu se zapojil ventil SR1P2-A2, který kontroloval tlak za upraveným ventilem. Olej byl dále sveden zpět do nádrže trubkami o šířce L6 v nejužším místě. Před a za upraveným ventilem byla navržena místa k měření průtoku, tlaku a teploty.

Následující odstavec popisuje **montáž** upraveného těla ventilu. Prvním krokem montáže je slepit jednotlivé díly, které mají být dle výkresů sklepené pomocí lepidla Loctite 262. Je potřeba dát pozor na orientaci jednotlivých komponentů, zejména kluzných podložek. Následně se na tyč kuželky nasadí podložka cartridge a vodící pouzdro s nasazenými o-kroužky. Celá část od konce tyče kuželky se vsune do spodního těla ventilu a zašroubuje se pomocí cartridge. Přitom se musí dát pozor, aby o-kroužky na vodícím pouzdře správně seděly. Dále se spodní tělo ventilu zašroubuje do vrchního těla ventilu s vloženým o-kroužkem. Na tyč kuželky se následně nasune objímka s nalepenou polovinou kluzné podložky SAM-08 a zajistí se pomocí šroubu zhruba 5 mm nade dnem spodního těla ventilu. Jako další se nasune spojka s druhou polovinou vlepené kluzné podložky SAM-08. Na styčné plochy kluzných podložek se aplikuje tuk pro lepší kluzné vlastnosti. Dále se nasune senzor síly s nalepenou kluznou podložkou SAM-12 a na obě kontaktní plochy kluzných podložek se opět aplikuje mazivo. Zašroubováním šroubení s nalepenou kluznou podložkou SAM-12 se sestava uzavírá. Nakonec se na vrch tyče kuželky nasune měřicí nástavec a pojistí se šroubem M3.



Obr. 31 - Schéma měření



7.4.2. Návrh měřicího programu

Další důležitý bod návrhu připadá na zpracování signálu a odbavení měření. Každý senzor posílá dle měřené veličiny odlišná data, která se dále převádějí a ukládají k další analýze (schéma měření na Obr. 31 na str. 62). Pro odbavení měření charakteristik ventilu a jejich následnou analýzu byl připraven program v prostředí LabVIEW 2018.

Zpracování signálu probíhalo pomocí 2 měřicích ústředí. Digitální signály byly zpracovávány pomocí ústředny *CompactRIO* od National Instruments, což se týkalo většiny měřených veličin (vypsané v Tab. 1). Analogový signál zpracovával *Service master* od firmy Parker. Zpracování analogového signálu vyžadoval pouze průtokoměr. Ke ústředny *CompactRIO* byl připojen počítač s řídicím programem vytvořeným v LabVIEW. Data se z této ústředny ukládala přímo na počítač. Pro výrazné zjednodušení zpracování dat bylo nutné zmíněné dvě ústředny propojit. Za tímto účelem byla zavedena veličina U_q . V *Service Masteru* je možné nastavit tzv. spouštěč a vypínač měření dle příchozího signálu. Díky tomu bylo možné synchronizovat data měřená na dvou nezávislých měřicích ústřednách. Data ze *Service Masteru* byla přesouvána pomocí externího disku.

Programu v LabVIEW se sestává ze dvou pracovních ploch. Na první pracovní ploše („blokový diagram“) se vytváří samotný kód pomocí blokových schémat. Druhá pracovní plocha („čelní panel“) slouží jako řídicí obrazovka a vizuální kontrola odbavovaného programu. Měřicí program se skládal z těchto základních částí, které byly vykonávány v reálném čase:

- Načtení a přepočítání příchozího signálu na správné jednotky
- Příprava dat pro uložení a vizuální kontrolu
- Kód pro strukturované uložení dat
- Řídicí smyčka měření
- Obrazovka řízení a vizuální kontroly procesu měření

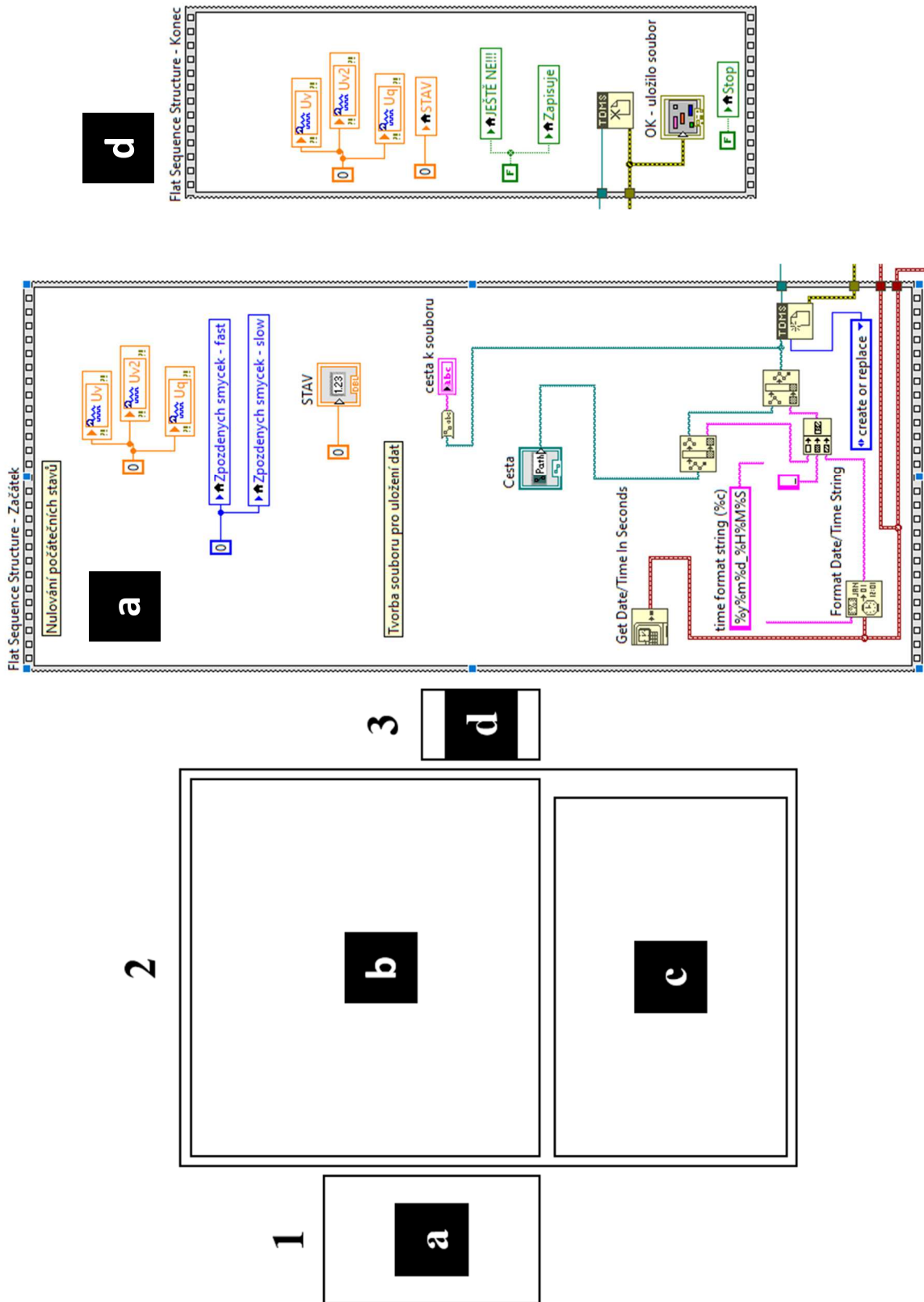
Zvlášť byl vytvořen program pro nastavení nulového zdvihu, který obsahoval stejné prvky jako předchozí. Na čelním panelu obsahoval navíc graf závislosti polohy kuželky na síle působící na senzor, pomocí které se nulový zdvih nastavoval. Graf a podrobnější popis je vysvětlen v kapitole 8.1.1.



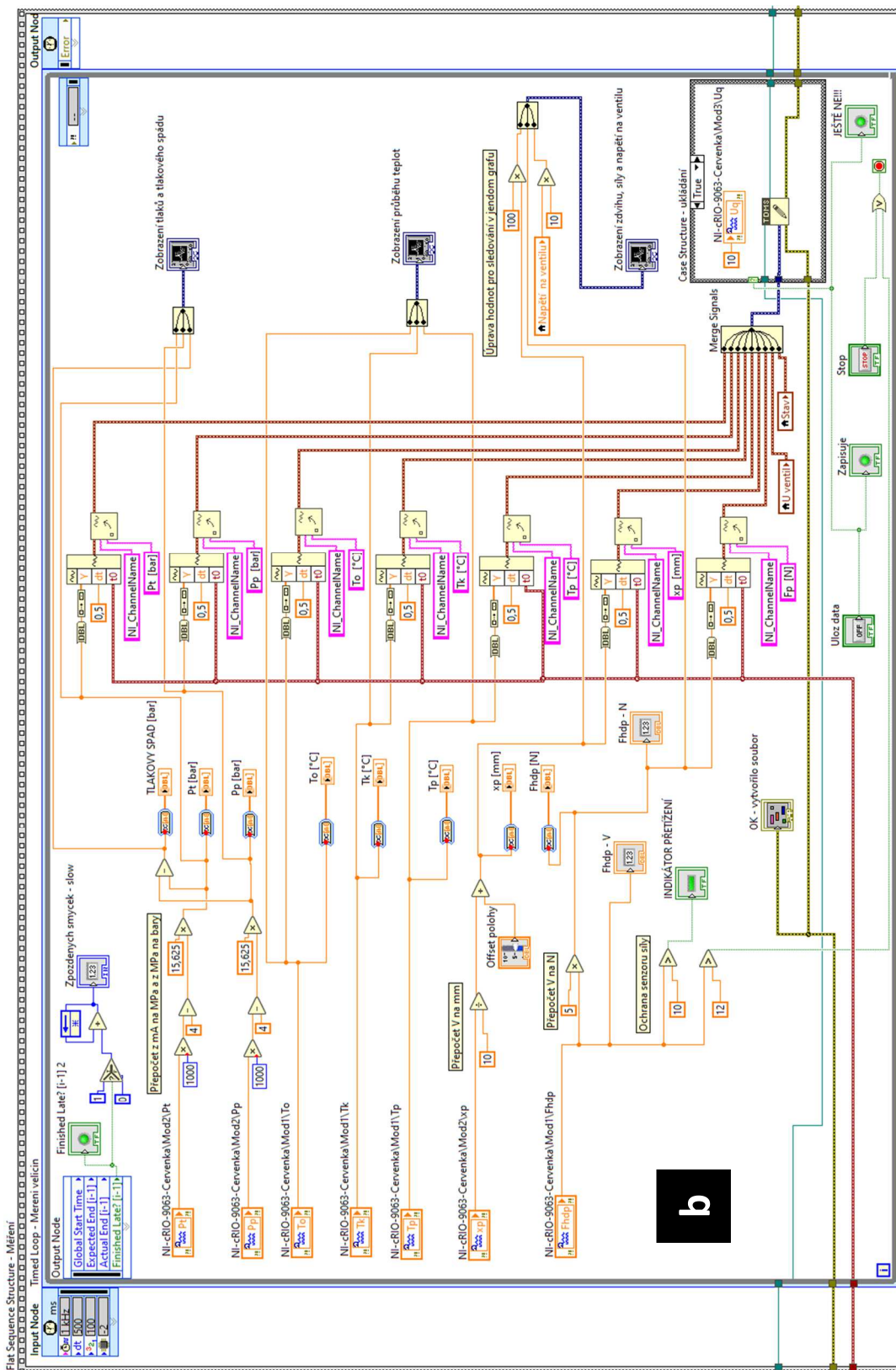
Tab. 1 - Označení vstupů a výstupu měření z ústředny CompactRIO

I/O	Měření	Slot/Kanál	Veličina	Rozeptí
VSTUPY	Teplota v kostce (t_k)	1/CH0	4-wire RTD	Pt100
	Teplota před průtokoměrem (t_p)	1/CH1	4-wire RTD	Pt100
	Teplota okolí (t_o)	1/CH2	4-wire RTD	Pt100
	Síla působící na kuželku (F_k)	1/CH3	Napětí	+/- 15 V
	Zdvih kuželky (x_p)	2/CH0	Napětí	+/- 15 V
	Tlak za ventilem (p_t)	2/CH2	Proud	+/- 25 mA
	Tlak před ventilem (p_p)	2/CH3	Proud	+/- 25 mA
VÝSTUPY	Řízení pomocného ventilu (U_v)	3/AO0	Napětí	+/- 10 V
	Řízení pomocného ventilu 2 (U_{v2})	3/AO1	Napětí	+/- 10 V
	Řízení měření průtoku (U_q)	3/AO2	Napětí	+/- 10 V

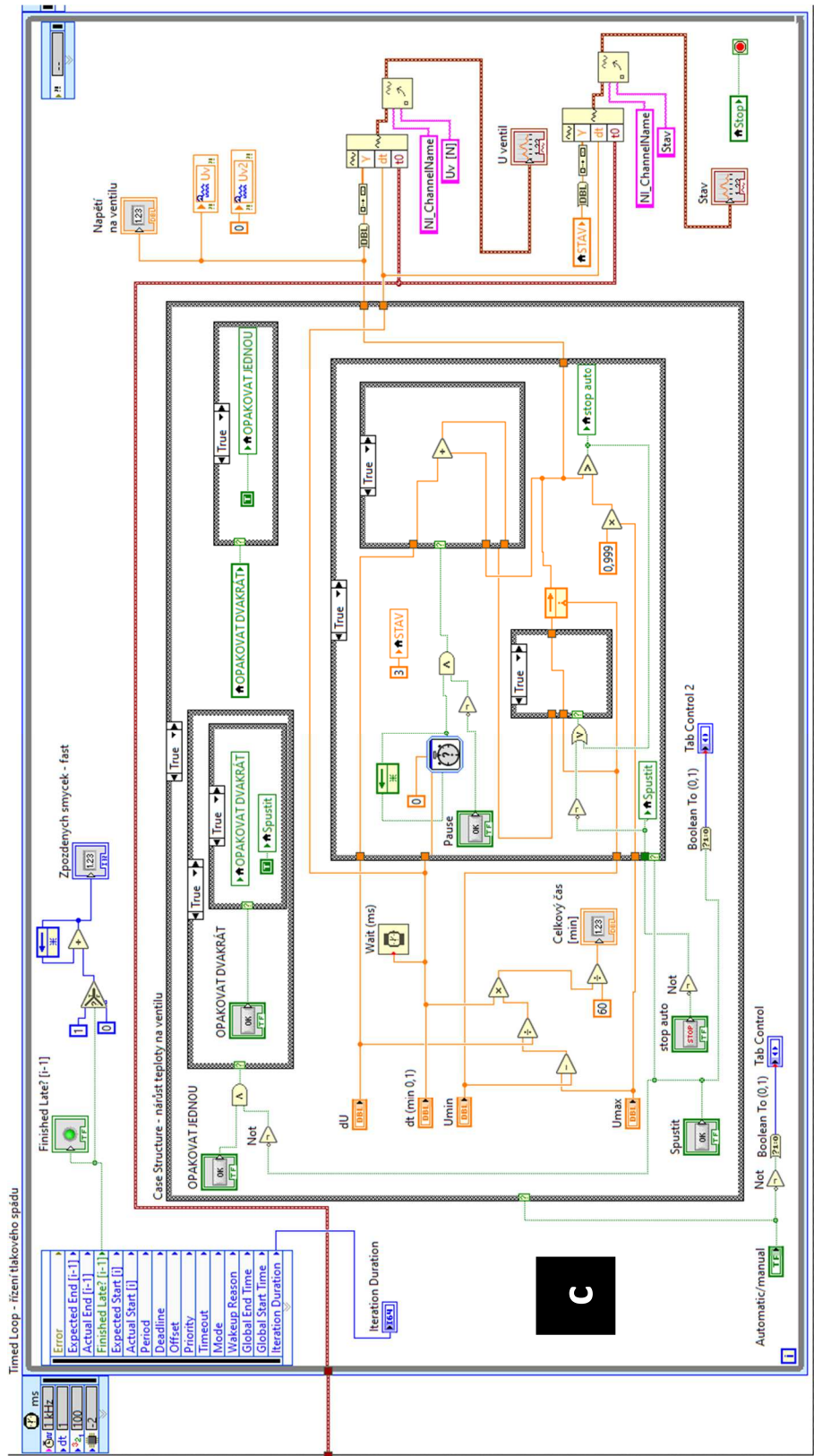
Měřicí program si lze prohlédnout na následujících stránkách na Obr. 32 až Obr. 35. Pro lepší přehlednost byla pracovní plocha blokového schématu rozložena na čtyři díly. Na Obr. 32 je vidět jejich rozložení. Program se skládá ze tří oddělených struktur, které se odbavují v pořadí od 1 do 3. V první oblasti se vytváří soubor pro ukládání dat a definují se počáteční stavy proměnných. Měřená data byla popisována ve formě tXXzYYY, kde XX bylo označení pro teplotu t_k a YYY pro zdvih x_p v μm (např. t24z100). Druhá oblast je nejrozsáhlejší a obsahuje dvě časované smyčky. V časované smyčce „b“ dochází k odečítání signálů ze senzorů, jejich ukládání do vytvořeného souboru a zobrazování v grafu na čelním panelu. Díky časované smyčce „c“ se uskutečňuje změna tlakového spádu řízením proporcionálního tlakového ventilu za upraveným ventilem. Důvodem k vytvoření dvou smyček je jejich rozdílné časování. Kvůli většímu množství ukládaných dat byla časová smyčka „b“ odbavena s frekvencí 2 Hz. Řídicí časová smyčka „c“ běžela s frekvencí 1000 Hz. Po ukončení měření se program přesouvá do třetí oblasti, kde dochází k uložení a uzavření souboru s daty, resetování stavů a nulování proměnných. Čelní panel sloužil ke kontrole měřených dat během experimentu.



Obr. 32 – LabVIEW – blokový diagram 1/3



Obr. 33 – LabVIEW – blokový diagram 2/3

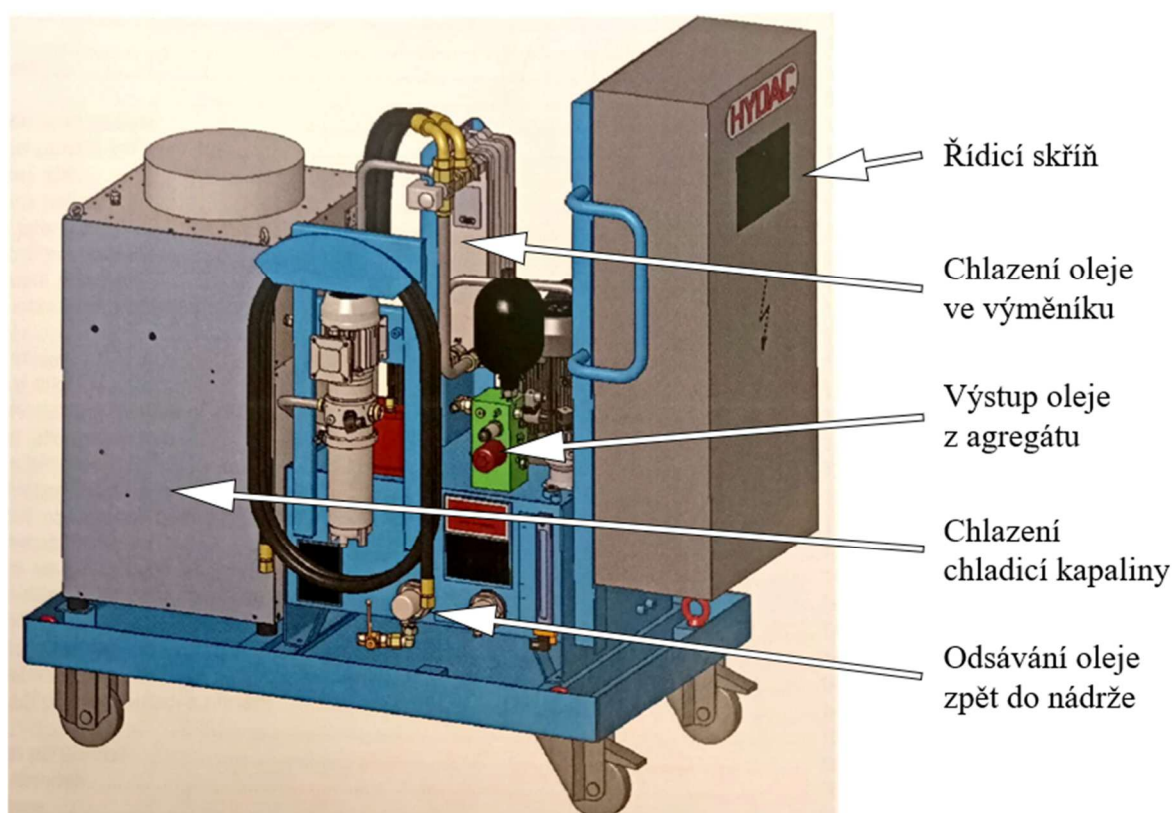


Obr. 34 – LabVIEW – blokový diagram 3/3



7.4.3. Zprovoznění experimentu

Po dokončení návrhu a následné výrobě a nákupu jednotlivých komponent byl připraven celý experiment, která se skládala z montáže hydraulického obvodu, přivedení signálů ze senzorů do obou měřicích ústředí a ke zdroji napájení a uspořádání celého pracoviště. Experiment byl proveden na standu STD-30, kde byl jednoduchý přístup k agregátu a snadný odvod média. Na Obr. 36 se nachází popis používaného agregátu. Je zde vidět připojovací rozhraní a komunikační rozhraní na řídicí skříni.










Obr. 36 - Použitý agregát

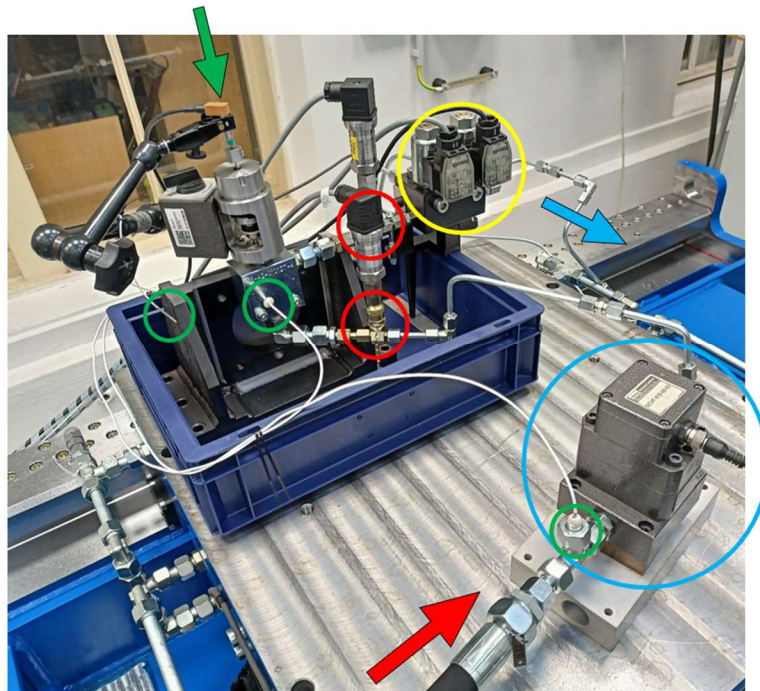
Obr. 37 zobrazuje celou hydraulickou část bez agregátu. Z agregátu byl přiveden olej do průtokoměru. Na agregátu bylo možné nastavit výstupní tlak a nastavení teploty. Před průtokoměrem byla umístěna redukce se senzorem teploty. Data z měření teploty se odečítala i na výstupu z agregátu, dále se měřila teplota okolí v blízkosti senzoru síly a zásadní teploměr byl vsazen do předvrtaného otvoru v hydraulické kostce umístěného co nejbližší vstupnímu kanálu. Hodnoty z tohoto teploměru byly významné pro další analýzu dat. Z průtokoměru byl



olej veden hydraulickým potrubím k tlakovému sensoru Minimes, který byl umístěn co nejbližší vstup do upraveného ventilu. Dále bylo šroubováno potrubí L12 do hydraulické kostky s vestavěným upraveným ventilem pro měření. Na vrchní tělo se připevnil magnetický stojánek s kontaktním senzorem polohy. Z hydraulické kostky vycházelo potrubí L12 přes druhý tlakový sensor Minimes do proporcionálního tlakového ventilu SR1P2-A2, který vytvářel při měření tlakový spád. Z něj ústilo potrubí L6 do sběrného kanálu hydrostatického vedení na STD-30. Agregát si odsud čerpal olej zpět do nádrže. Na obrázku lze spatřit i odvod kabelu z průtokoměru k jedné měřicí ústředně a všech ostatních kabelů k druhé měřicí ústředně. Před samotným měřením byla vizuálně zkontrolována těsnost hydraulického obvodu a relevantnost příchozích dat ze senzorů.

Legenda:

- Přívod oleje 
- Odvod oleje 
- Měření zdvihu 
- Měření tlaku 
- Měření průtoku 
- Měření teplot 
- Simulace tlaku HS kapsy 



Obr. 37 - Sestava experimentu



8. Měření ventilu a vyhodnocení jeho součinitelů

Na základě navržené aparatury v kapitole 7 bylo provedeno měření charakteristik ventilu za účelem získání neznámých koeficientů. V této kapitole se nejdříve blíže rozebírají okolnosti a průběh měření. Následně jsou prezentována naměřená data. V dalších částech kapitoly jsou naměřená data analyzována a diskutována ve vztahu k zjištění neznámých součinitelů.

Tab. 2 představuje seznam použitých senzorů při experimentu. Sensory byly zvoleny s přihlédnutím ke kapitole 7.2 na straně 49. Největší možná chyba měření síly způsobená měřidly byla $\pm 0,4 N$ (při 65 N). Největší možná chyba měření průtoku způsobená měřidly byla $\pm 0,075 l/min$. Největší možná chyba měření tlaku způsobená měřidly byla $\pm 0,13 MPa$ při 60 barech. Největší možná chyba měření polohy způsobená měřidly byla $\pm 0,008 mm$ při výchylce 0,5 mm.

Tab. 2 - Seznam senzorů a zařízení s jejich přesností

Typ senzoru/zařízení (výrobce)	Rozsah (r.)	Přesnost
Teplotní snímač – Pt 100	$-50^{\circ}C \div 200^{\circ}C$	Pt 100 - třída A
Průtokoměr SCVF-15 (Parker)	$0 \div 15 l/min$	$\leq \pm 0,5 \% z r.$
Tlakoměr – DMP 333 (BHV senzory s.r.o.)	$0 \div 25 MPa$	$\leq \pm 0,5 \% z r.$
Siloměr (Scaime)	$0 \div 50 N$	$\leq \pm 0,4 \% z r.$
Snímač polohy (Mesing)	$-1 mm \div 1 mm$	$\leq \pm 0,25 \% z r.$
Ústředna NI-cRIO-9063 s měřicími moduly NI-9219 (National Instruments)	$\pm 15 V$	$\pm 0,3 \% z hodnoty$
	$\pm 25 mA$	$\pm 0,1 \% z hodnoty$
	Pt 100	$\pm 0,1 \% z hodnoty$

8.1. Průběh měření

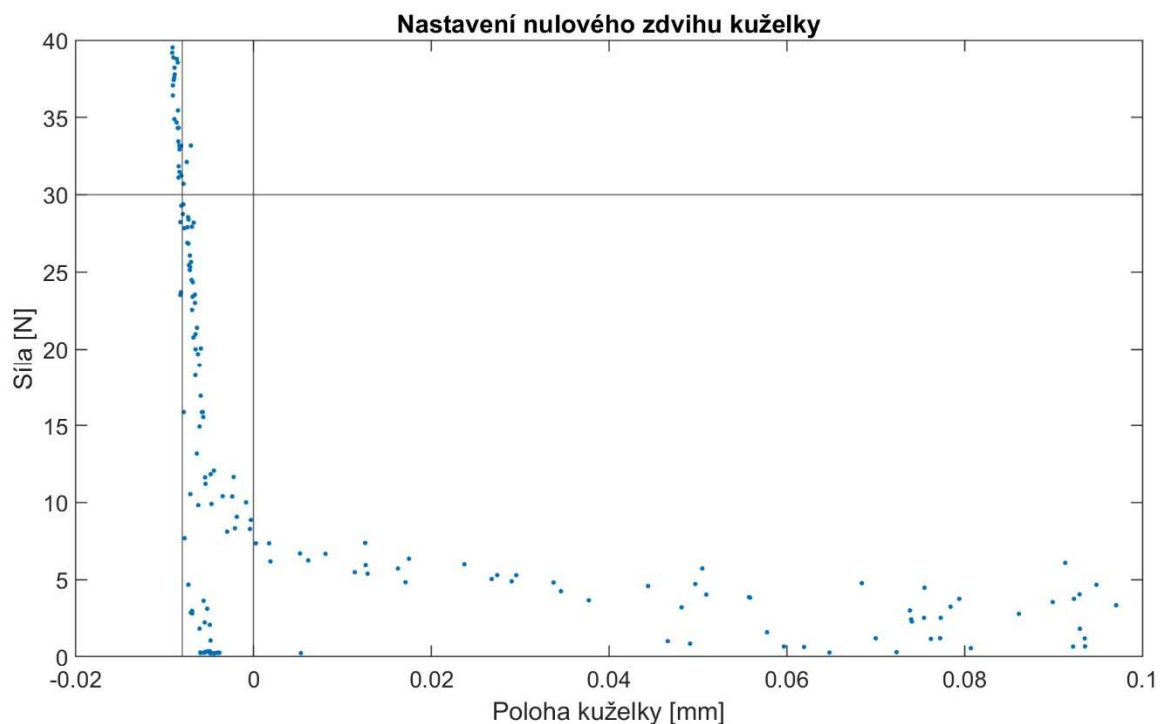
Měření tvořily dvě fáze. V první fázi se nastavuje nulový zdvih kuželky a druhá fáze se zabývá samotným měřením charakteristik.



8.1.1. Nastavení nulového bodu

Zdvih kuželky upraveného ventilu patří mezi měřené veličiny. Před spuštěním samotného měření bylo nutné nastavit nulový bod zdvihu senzoru polohy. Jedinými indikátory, které napovídaly pozici kuželky pro nastavení nulového zdvihu, jsou hodnoty průtoku při spuštěném agregátu a senzor síly. Při plíživých průtocích nebyl průtokoměr schopen zachytit místo, kdy dochází k uzavření ventilu. Na druhou stranu bylo možné stanovit alespoň oblast nulového zdvihu a použít průtokoměr společně s vizuální kontrolou na výtoku do odvodného kanálu jako hrubé nastavení. Pro přesnější nastavení byl použit senzor síly.

Před každým spuštěním agregátu bylo provedeno nastavení nulového bodu zdvihu kuželky. Za pomoci programu v LabVIEW bylo možné sledovat vztah posunutí kuželky a naměřenou sílu na senzoru (viz Obr. 38). V silovém řetězci působícím na senzor se vyskytují nejenom kovové komponenty, ale také plastové kluzné podložky. Využití čistě Hookova zákona nepřicházelo v úvahu. Po mnoha testovacích měřeních bylo rozhodnuto, že se bude nastavení kuželky provádět při předepnutí sestavy na 30 N. Zdvih vždy při předepnutí 30 N nastavoval na hodnotu $-10\mu\text{m}$. Rozhodnutí proběhlo na základě dat ze senzoru síly bez proudící kapaliny a na datech



Obr. 38 - Nastavení nulového zdvihu kuželky – kontrolní měření



ze senzoru síly, průtokoměru a vizuální kontrole na výtoku při tlaku na vstupu do ventilu. Přesnost nastavení byla odhadnuta na $\pm 5\mu m$.

8.1.2. Měření charakteristik

Pro určení koeficientu bylo důležité měření závislosti zdvihu kuželky (x_p), tlakového spádu ($p_p - p_t$) a třetí veličiny. V případě určení koeficientu průtoku (C_d) to byl průtok (Q) a v případě určení koeficientu síly (K) to byla hydrodynamická síla (F_h). Hydrodynamickou sílu není možné měřit přímo. Senzor zaznamenával celkovou působící sílu (F_k) a ta musela být následně přepočítána. Více o přepočtu nabízí kapitola 8.2.1.

Bylo navrženo měřit průběh tlakového spádu v závislosti na nastaveném zdvihu kuželky s průběžným záznamem průtoku a síly při stabilizované teplotě. Měřilo se po krocích $1^\circ C$ od $20^\circ C$ do $30^\circ C$. Pro jednu teplotu se postupně pro každé měření měnilo ručně nastavení zdvihu kuželky pomocí otáčení šroubení (viz číslo 2 na Obr. 30 na str. 59) a kontroly hodnoty v programu LabVIEW. Zdvih kuželky byl měřen po $0,025\text{ mm}$ od $0,025\text{ mm}$ po $0,2\text{ mm}$ a u větších zdvihů po $0,05\text{ mm}$ od $0,2\text{ mm}$ po $0,5\text{ mm}$. Řízení náběhu tlakového spádu bylo nastavováno nepřímo pomocí nárůstu napětí na tlakovém proporcionálním ventilu tak, aby nárůst byl co nejpomalejší, ale stále plynulý. Za tímto účelem bylo v LabVIEW navrženo řízení, pomocí kterého k nárůstu docházelo. Nejlepší výsledky měla kombinace přírůstku $dU = 0,002\text{ V}$ při $dt = 0,01\text{ s}$. Náběh byl nastaven od 0 V po 4 V , kdy byl ventil zcela uzavřen, a trval $3,3$ minuty. Během měření jednoho nastavení experimentu byly změřeny 3 náběhy ve smyčce. Celková doba jednoho měření dosahovala 10 minut. Celkově bylo provedeno 111 měření za výše definovaných podmínek.

V experimentu se zaznamenávalo několik **teplot**. Jako rozhodující teplota pro spuštění měření se stanovila teplota měřená v hydraulické kostce, tedy nejbližší vstupnímu kanálu do sedla ventilu. Měřicí aparatura byla před spuštěním měření temperována a před každým měřením bylo vyčkáno na stabilizaci teploty. Teplotu bylo možné nastavovat na agregátu. Se zvyšujícím se průtokem se minimální dosažitelná teplota zvyšovala. Minimální nastavitelná teplota na agregátu byla $20^\circ C$, takže hodnoty pro tuto teplotu při vyšších průtocích nebylo možné naměřit. Olej se průtokem aparaturou příliš ohříval.



Tlakový spád se měřil v celém rozsahu. Před spuštěním měření se kontrolovalo, zda tlak p_p dosahuje 50 barů. Se zvyšujícím se průtokem totiž také narůstaly tlakové ztráty ve vstupní větvi. Při nižším vstupním tlaku se na agregátu nastavil takový tlak, aby na vstupu do ventilu bylo právě 50 barů.

8.2. Zpracování dat

V kapitole se vysvětluje postup přípravy naměřených dat pro vyhodnocení experimentu a dále se zde představují naměřená data.

8.2.1. Příprava naměřených dat a programu pro vyhodnocení měření

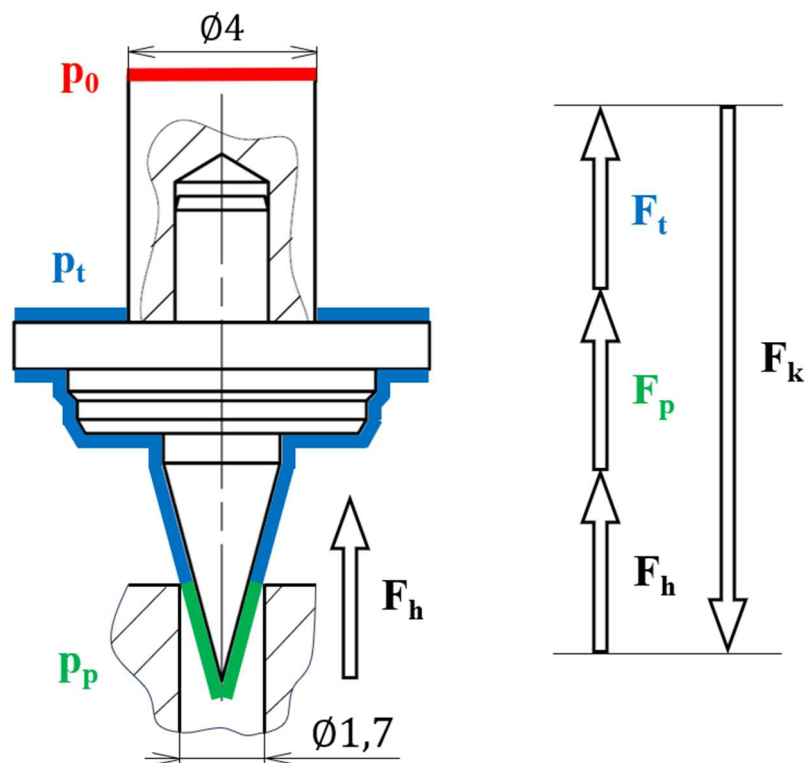
Pro zpracování dat bylo využito programu MATLAB. Data z experimentu byla uložena ve dvou typech souborů. Data z ústředny CompactRIO byla uložena ve formě „tdsm“. Byla načtena pomocí funkce v programu MATLAB. Data z ústředny Service Master byla uložena ve formě „scpo“. Data byla načtena pomocí softwaru SensoWin a uložena ve formátu „csv“. Tabulka byla načtena do programu MATLAB a uložena ve formátu „mat“, aby se s ní dále lépe pracovalo. Data ve formátech „tdms“ a „mat“ byla použita pro vytvoření programů k vyhodnocení měření.

V programu MATLAB byly vytvořeny dva hlavní programy. Jeden sloužil k načtení všech dat do jednoho souboru a druhý sloužil k jejich manipulaci a zpracování:

- Do prvního programu byly načteny všechny „tdms“ a „mat“ soubory. Pomocí for cyklu se všechny veličiny z každého měření strukturovaně načetly do jednoho společného souboru. Cesta k datům vypadala následovně: vrcholový soubor – typ měření – data měření – naměřené veličiny. Kromě naměřených dat byla v programu ke každému měření vypočtena i hodnota Reynoldsova čísla závisající na viskozitě, která se počítala ve zvláštním programu dle naměřené teploty.
- Druhý program sloužil k analýze měření. Nejprve se načel soubor se všemi měřeními. Následně se z něj z každého jednotlivého měření načetla data pomocí for cyklu. Stejně veličiny z každého měření byly načteny do jednoho vektoru. Následně byl vytvořen přepočet síly na hydrodynamickou sílu. Data se následně vynesla do 3D grafů, pomocí

kterých je možné určit hledané koeficienty proložením plochy známou rovnicí z kapitoly matematického modelu ventilu.

Naměřené hodnoty síly bylo nutné přepočítat na hydrodynamickou sílu. Během experimentu byla na senzoru zaznamenávána celková síla působící na kuželku F_k . V rovnicích ale figuruje pouze hydrodynamická síla F_h . Síly působící na senzor byly oproti očekávané hydrodynamické síle výrazně vyšší kvůli změně tlakových poměrů na kuželce způsobených tyčí kuželky. V oblasti vlepené tyče působil na kuželku pouze atmosférický tlak p_0 . Síly na senzoru byly vyvolány od tlaku na vstupu p_p , tlaku na výstupu p_t a hydrodynamické síly F_h (viz Obr. 39).



Obr. 39 - Síly působící na kuželku v experimentu

Při výpočtu se počítá pouze se silami ve směru pohybu kuželky. Pro výpočet se předpokládá, že tlak p_p působí pouze na vstupu o průměru $d_p = 1,7 \text{ mm}$ a na zbytek kuželky působí tlak p_t mimo oblast vlepené tyče kuželky o průměru $d_t = 4 \text{ mm}$, kde je nulový tlak. Výslednice síly F_t proto vychází ve směru proudění kapaliny a působí prstencovou plochou mezi průměrem sedla a průměrem tyče. Zbylé síly vyvolané tlakem p_t se vzájemně nulují. Přechod mezi tlakem



p_p a tlakem p_t je skokový a jeho přechod reprezentuje hydrodynamická síla F_h . Finální výpočet hydrodynamické síly je sepsán v následujících rovnicích:

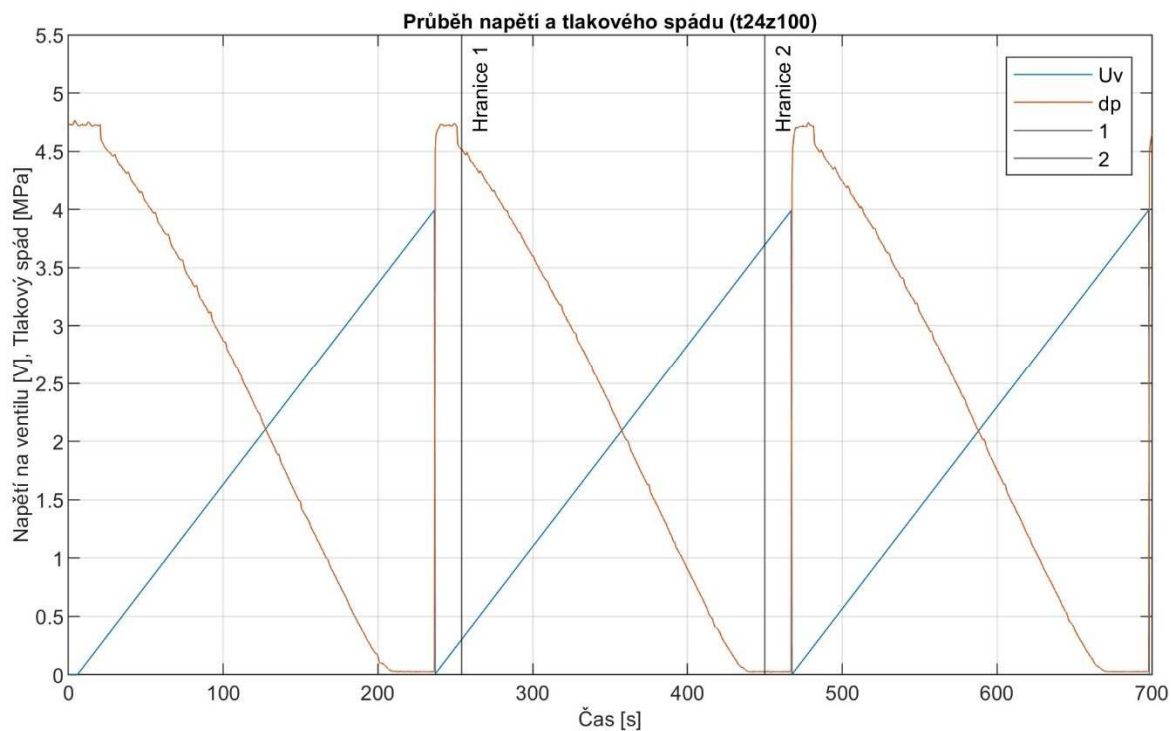
$$F_h = F_k - F_p - F_t \quad (28)$$

$$F_h = F_k - p_p \left(\frac{\pi d_p^2}{4} \right) - p_t \left(\frac{\pi d_t^2}{4} - \frac{\pi d_p^2}{4} \right). \quad (29)$$

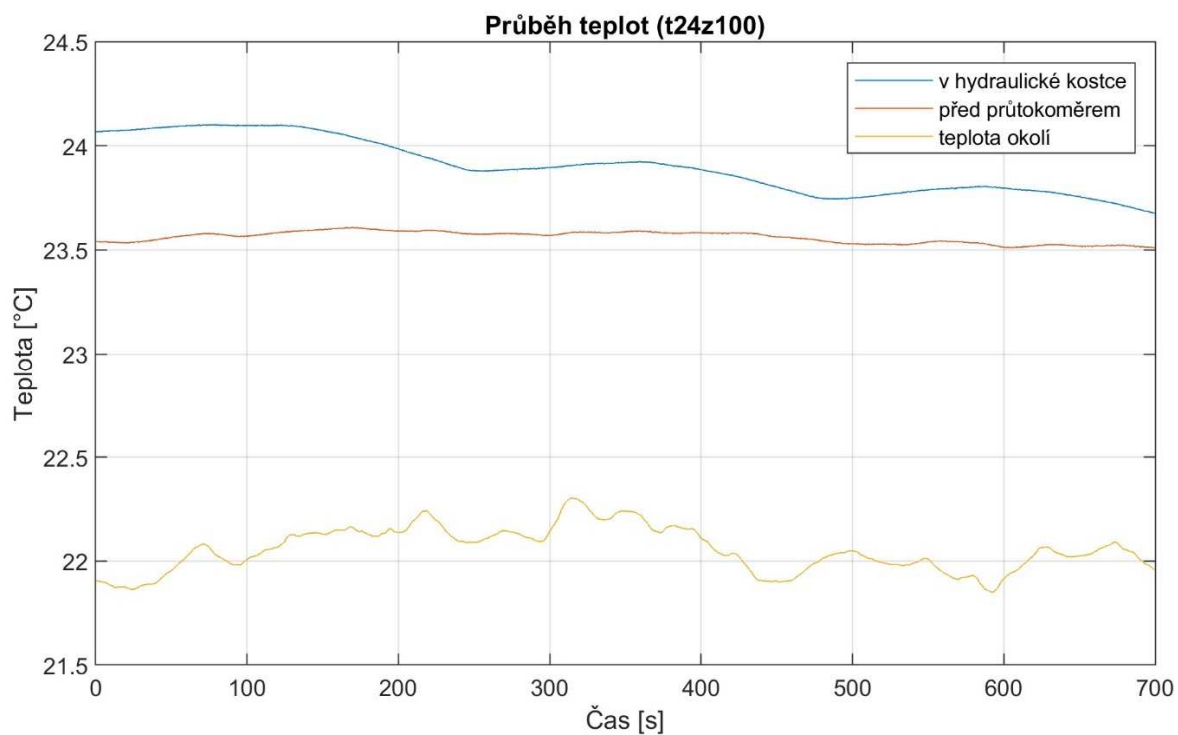
8.2.2. Ukázky naměřených dat

Na Obr. 40 je ukázán průběh měření jednoho nastavení sestávajícího se ze tří náběhů napětí. Zde se jedná se o nastavení t24z100, tedy měření při 24°C a zdvihu 0,1 mm. Graf zobrazuje náběh napětí na proporcionálním tlakovém ventilu zařazeným za měřeným ventilem a s ním spojenou změnu tlakového spádu na měřeném ventilu. Měření probíhalo vždy třikrát nebo dvakrát po sobě (v tomto případě třikrát). V prvních náběžích se často ukazovala odlišná data od zbylých (nejspíše vlivem změny polohy kuželky a odlehnutí všech komponent v sestavě). Na konci každého náběhu zároveň docházelo ke skokové změně veličin skokovou změnu napětí ze 4 V na 0 V, a tím prudkým otevřením proporcionálního tlakového ventilu za měřeným ventilem. Pro zpracování dat byl proto vybrán střed druhé oblasti označen na Obr. 40 dvěma hraničními čarami.

Před měřením byla snaha měřit průběh změny tlakového spádu za kvazistatických podmínek. V průběhu měření ale docházelo k různě významným změnám teploty (viz Obr. 41). Při zvyšování řídicího napětí na ventilu, a tím i jeho uzavírání, docházelo během náběhu napětí ke změně průtoku. Snížením průtoku se snížilo množství tlakové energie přeměněné na teplo škrcením.



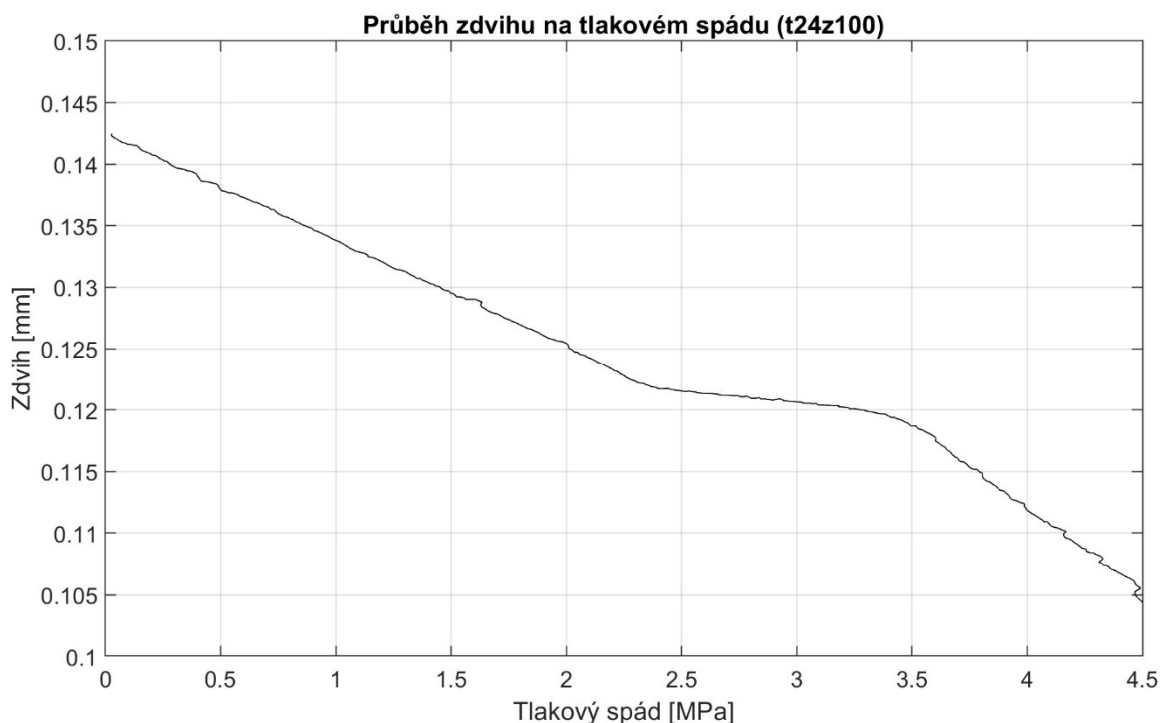
Obr. 40 – Průběh měření pro nastavení t24z100 s ukázkou použitých dat



Obr. 41 - Průběh teplot pro nastavení t24z100

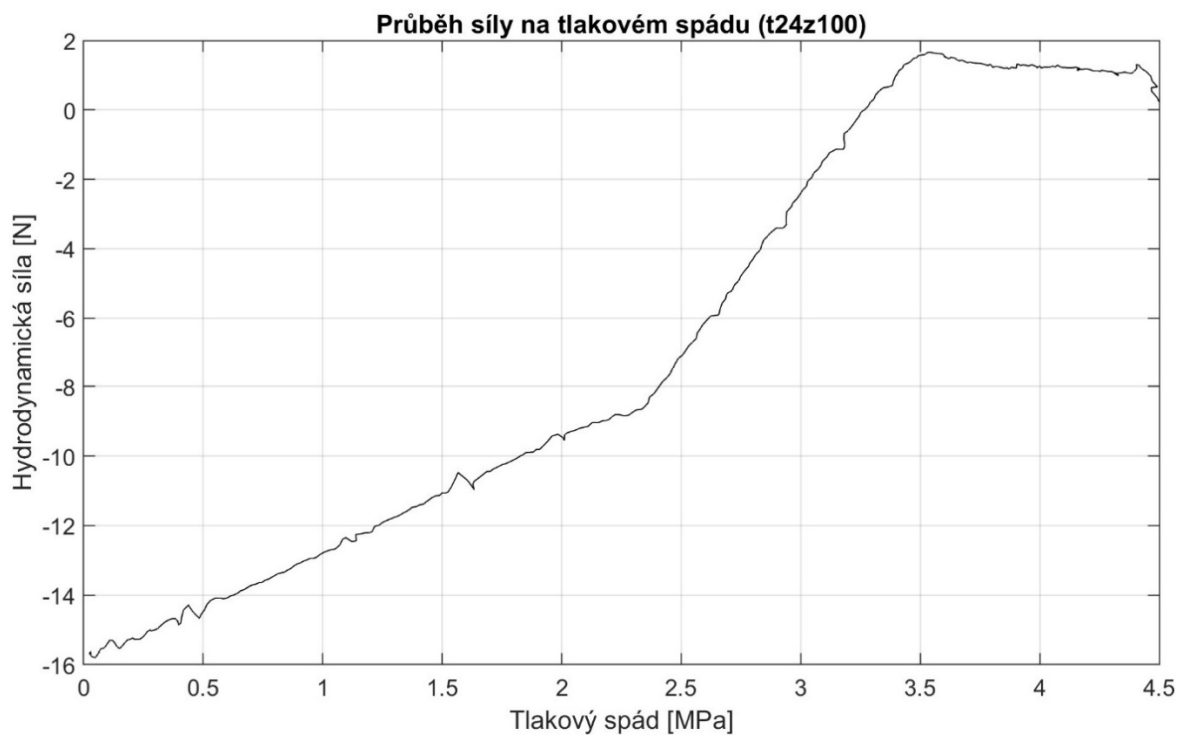


Obr. 42 zachycuje změnu zdvihu kuželky během měnění se tlakového spádu. I přes pevně nastavenou hodnotu zdvihu se během měření hodnota zdvihu měnila. Způsobila to změna tlakového spádu. Konkrétně se zvyšoval tlak p_t , který ovlivnil síly působící na kuželku. V úvahu přicházejí dvě možnosti. Řetězec komponent, které přenášely sílu na senzor síly, má konečnou tuhost. Je možné, že se tato poddajnost negativně podílela na změně zdvihu. Dalším důvodem ke změně zdvihu byla i specifikace samotného senzoru. Ve specifikaci senzoru K14 výrobce uvádí, že při nominálním zatížení na senzoru (50 N) dochází k deformaci menší než 0,15 mm.

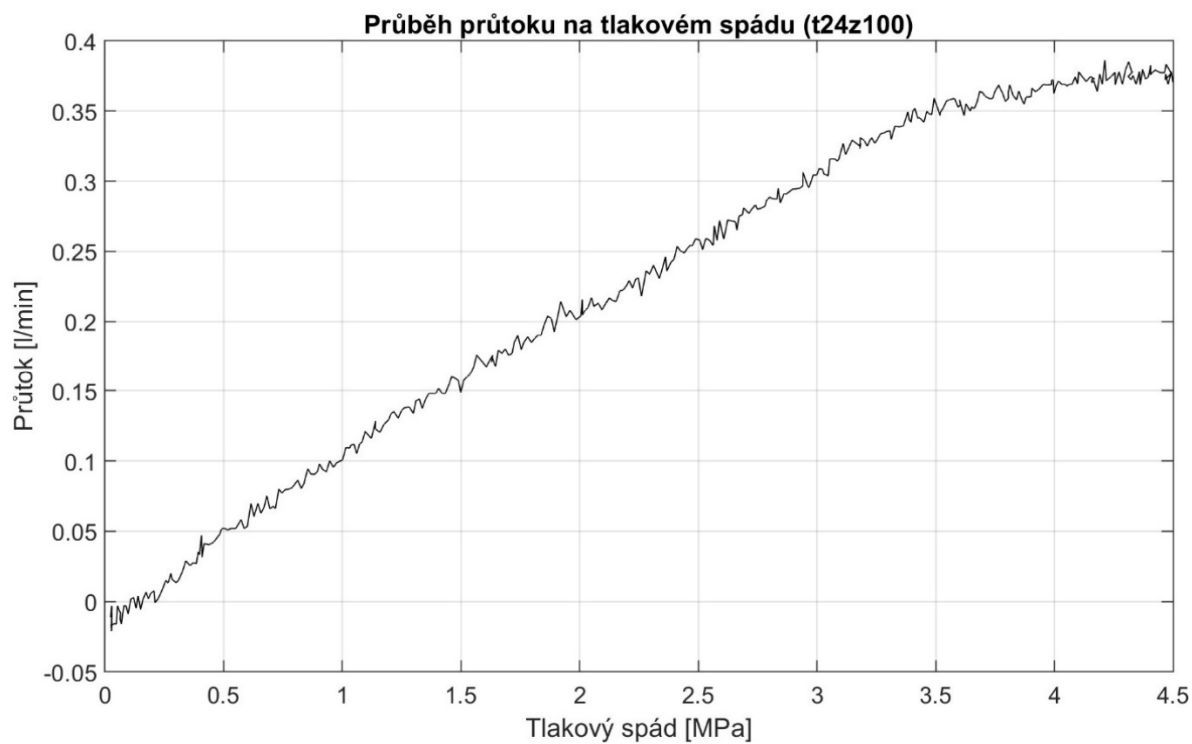


Obr. 42 - Průběh zdvihu na tlakovém spádu pro nastavení t24z100

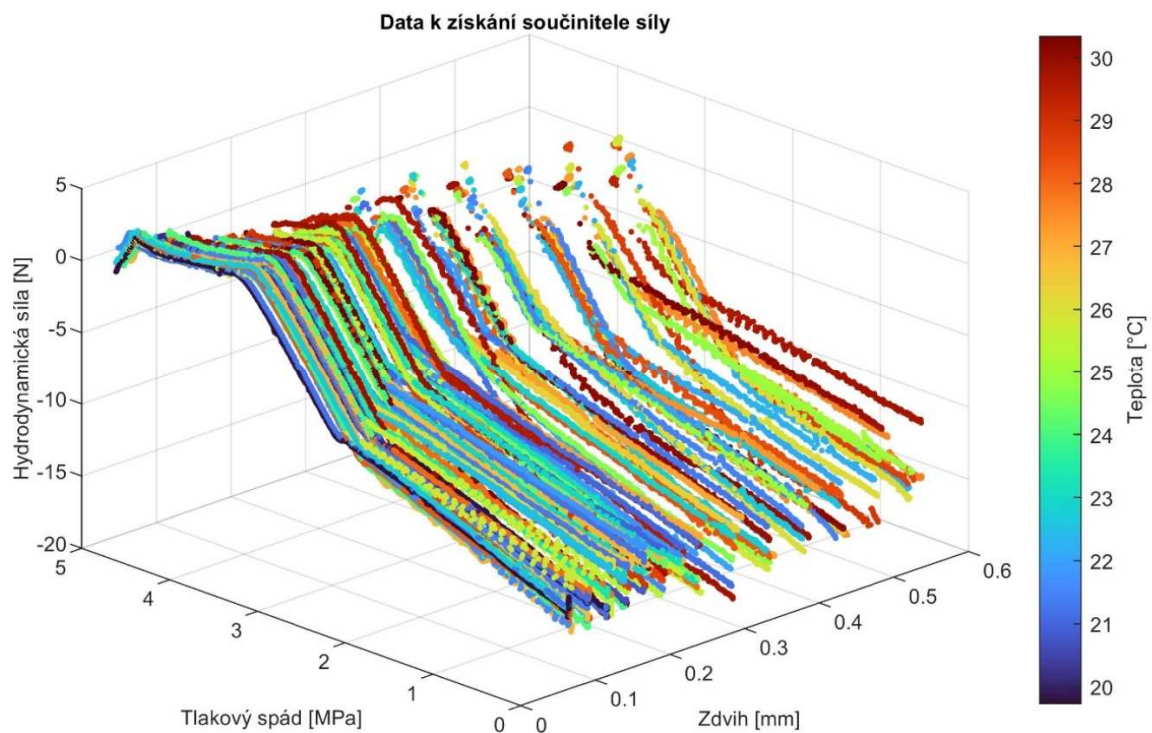
Na Obr. 43 a Obr. 44 jsou zobrazena již ořezaná data z měření t24z100, která byla použita k dalšímu vyhodnocení. Obr. 43 zobrazuje závislost hydrodynamické síly na tlakovém spádu na testovaném ventilu se dvěma výraznými zlomy, které se dále vyskytovaly i ve všech ostatních měřeních. Obr. 44 zobrazuje závislost průtoku na tlakovém spádu. Takto naměřená data byla uložena pro každé měření zvlášť a byla vynesena do společného grafu s barevným odlišením dle teplot. Grafy jsou vidět na Obr. 45 a Obr. 46.



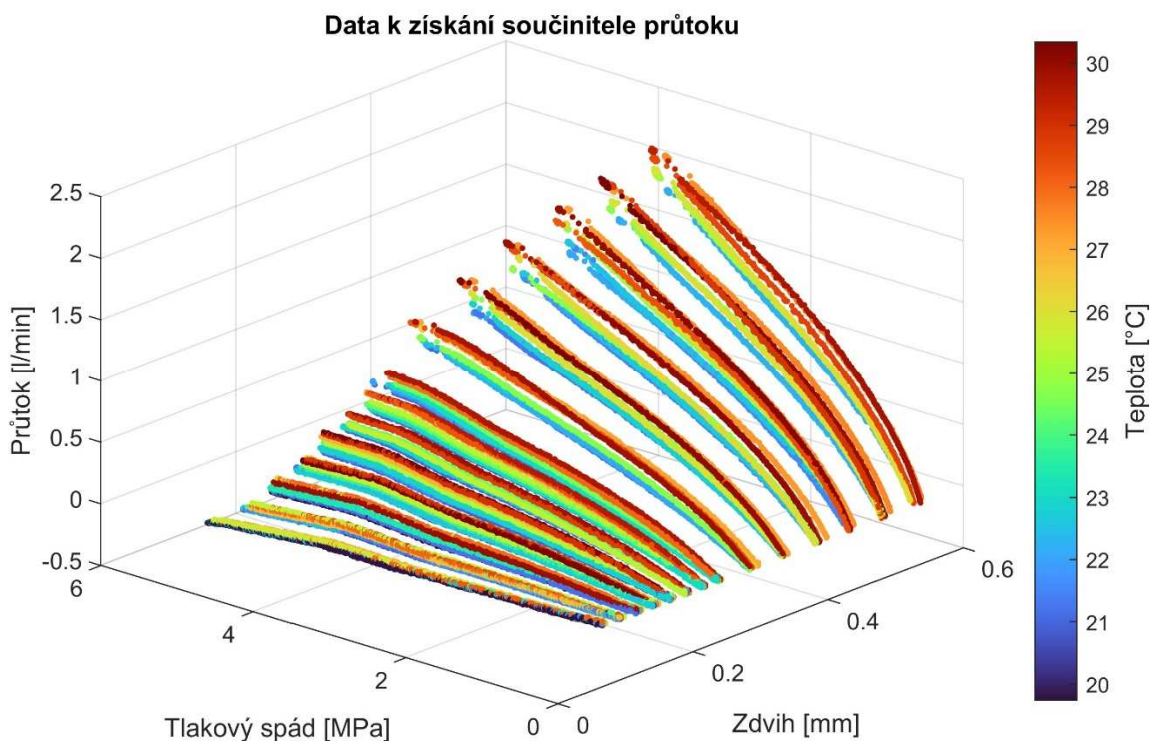
Obr. 43 - Průběh hydrodynamické síly na tlakovém spádu pro nastavení t24z100



Obr. 44 - Průběh průtoku na tlakovém spádu pro nastavení t24z100



Obr. 45 - Naměřená data pro získání součinitele síly



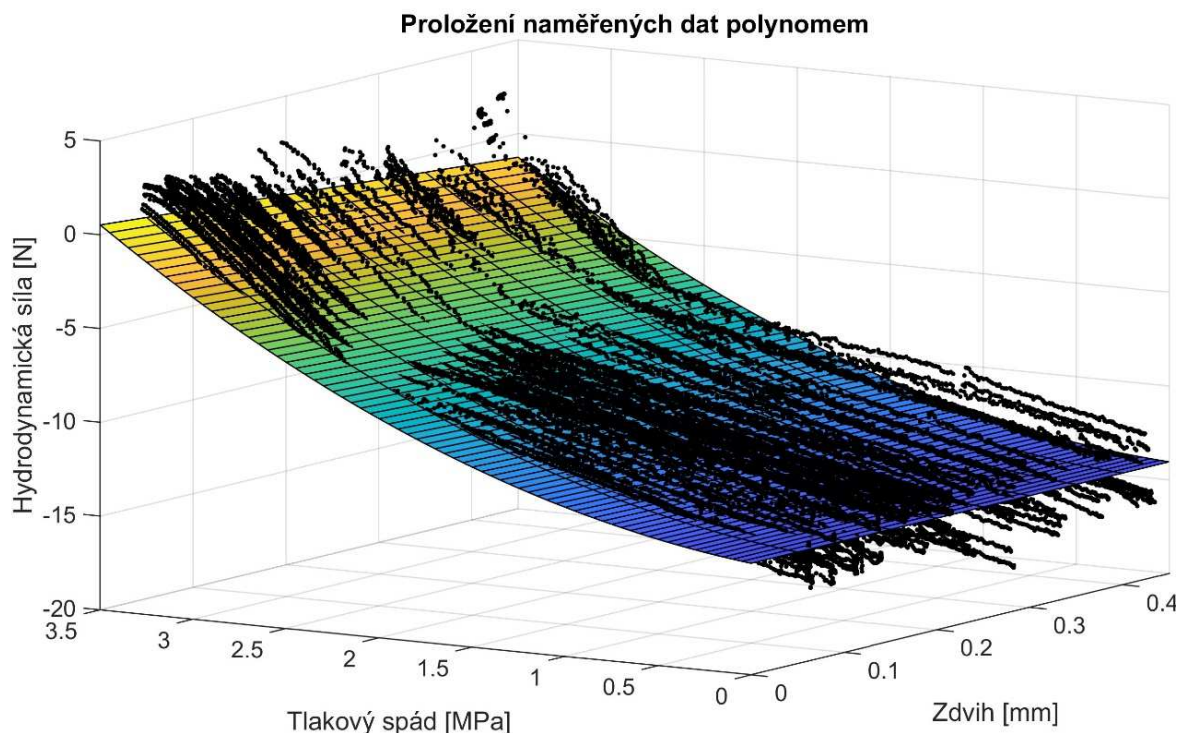
Obr. 46 - Naměřená data pro získání součinitele průtoku



8.3. Identifikace součinitelů

Na základě dat z měření vyobrazených na Obr. 45 a Obr. 46 byla provedena identifikace součinitele síly působící na kuželku K a průtokového součinitele C_d . K jejich identifikaci byly použity rovnice z kapitoly 6 a funkce Curve Fitter v programu MATLAB. Cílem bylo co nejlépe proložit plochu popsanou rovnicemi naměřenými daty. Funkce Curve Fitter k tomu používá metodu nejmenších čtverců.

Data pro určení **součinitele síly K** jsou v závislosti na teplotě vyobrazena na Obr. 45. Je patrné, že teplota při určování součinitele síly neměla nijak významný vliv. V naměřených datech se dále nachází dva významné zlomy, které znemožňují určení jednoho součinitele síly K . Naměřená data byla proto rozdělena do 3 oblastí a pro proložení plochy byla použita rovnice 14. Plochu danou touto rovnicí nebylo možné v rámci rozumné přesnosti proložit naměřenými daty. Proto se pro určení koeficientu síly se přistoupilo na aproximaci plochy pomocí polynomu (viz Obr. 47).





Byla vybrána stabilnější oblast naměřených dat při tlakovém spádu od 3,5 MPa do 0 MPa a při zdvihu kuželky do 0,45 mm. Takto ořezaná naměřená data byla proložena pomocí funkce Curve Fitter polynomem druhého stupně pro Δp a polynomem prvního stupně pro x_p . Výsledný vztah pro koeficient síly zobrazuje rovnice 31:

$$F_h = 0,8673\Delta p^2 - 1,143\Delta p x_p + 1,128\Delta p + 0,01711x_p - 14,05 \quad (30)$$

$$K = \frac{0,8673\Delta p^2 - 1,143x_p\Delta p + 1,128\Delta p + 0,01711x_p - 14,05}{x_p\Delta p} \quad (31)$$

Ani tlakový spád ani zdvih kuželky nejsou veličiny přímo závislé na teplotě. Koeficient determinace R^2 , pro plochu proloženou daty byl $R^2 = 0,93$. Koeficient determinace udává kvalitu regresivního modelu. Hodnota 1 značí perfektní predikci závislé proměnné na proměnné nezávislé [28].

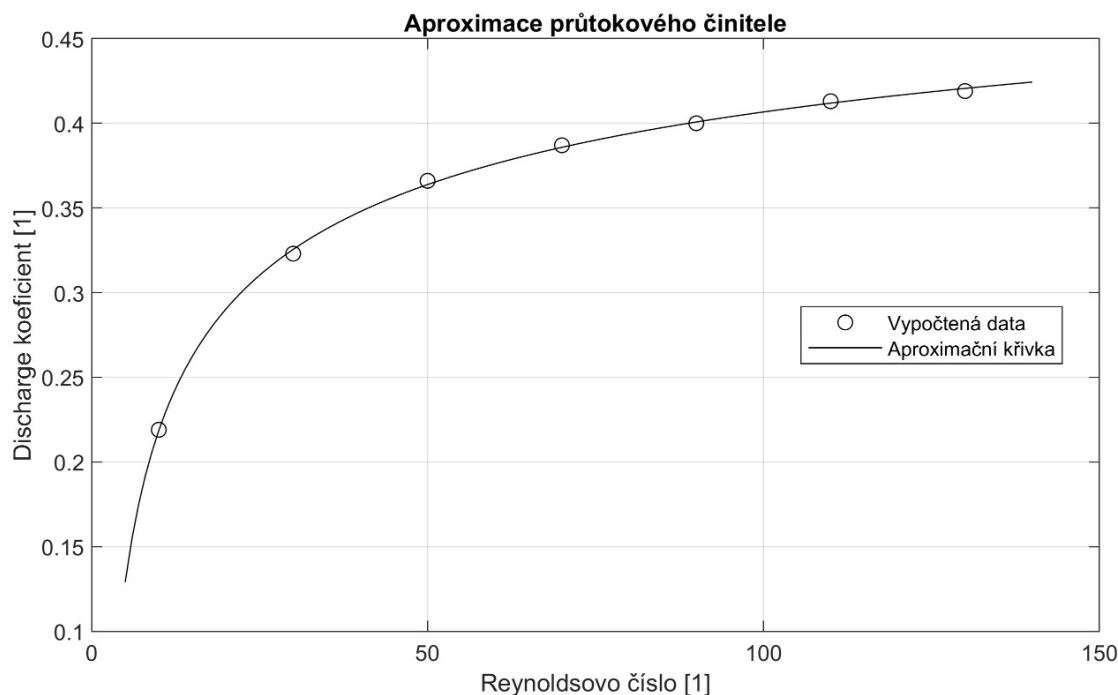
Data pro určení **součinitele průtoku** C_d jsou vykreslena na Obr. 46. Pro proložení plochy byly použity rovnice 22, 23, 25, 26 a 27. Data z Obr. 46 byla rozřazena dle Reynoldsova čísla a pro jednotlivé oblasti byly určeny proměnné C_{dn} a δ , ze kterých byl vypočítán koeficient proudění C_d . Koeficient determinace byl dle Curve Fitteru v rozsahu $R^2 = (0,8 \div 0,86)$. Hodnoty koeficientů proudění z jednotlivých oblastí jsou znázorněny body na Obr. 48. Získané body byly proloženy mocninnou funkcí pro popsání konkrétní závislosti součinitele proudění na Reynoldsově čísle.

Body byly proloženy mocninnou funkcí Reynoldsova čísla. Použitá aproximace pokrývala data s $R^2 = 0,9994$ a je předepsána následující rovnicí:

$$C_d = -0,7537Re^{-0,3198} + 0,5795 \quad (32)$$

$$Re = \frac{\rho \frac{Q}{S} (D_o - D_i)}{\mu} \quad (33)$$

Součinitel průtoku v rovnici 32 je závislý na teplotě, což dokazuje rovnice 33. Ve výpočtu se vyskytuje viskozita, která na teplotě závisí.



Obr. 48 - Vyhodnocení koeficientu průtoku

8.4. Diskuse výsledků

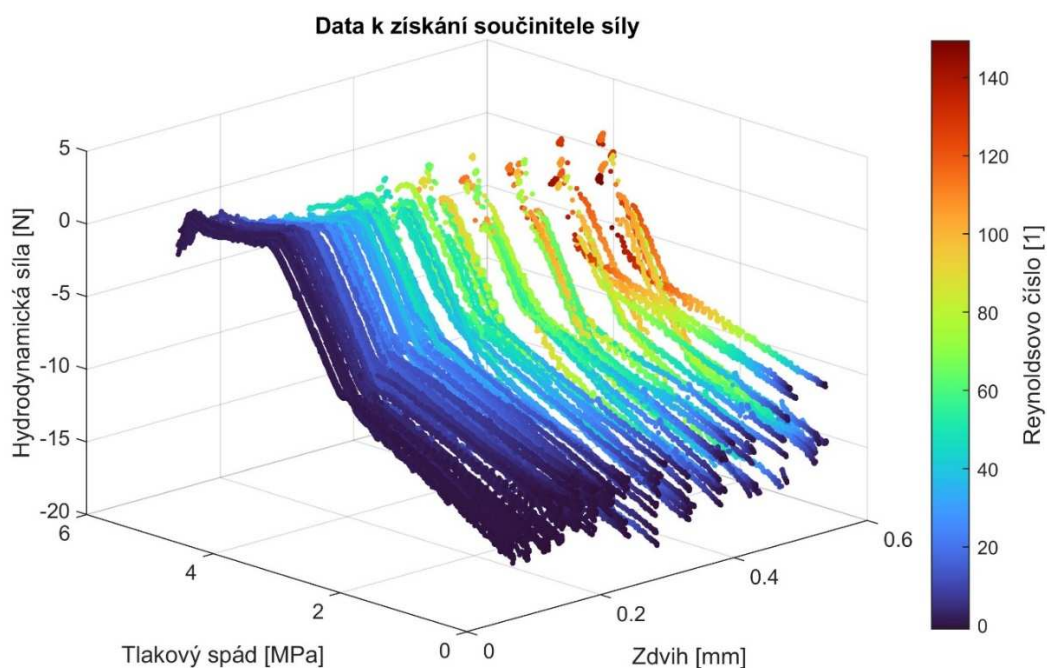
Kapitola 8 nabídla popis měření ventilu a následné určení koeficientů z naměřených dat. V této části budou diskutovány výsledky měření a vyhodnocení obou koeficientů.

Výsledky měření dat pro určení **koeficientu síly** nebyly dle předpokladů. V grafu lze vidět, že závislost síly na teplotě není významná. Značné odchylky dat u vyšších zdvihů kuželky mohly být způsobeny konstrukcí ventilu. Měřený ventil je určen pro průtoky do 1,5 l/min, nicméně pro vyšší zdvihy kuželky byl průtok vyšší. V naměřených datech se nachází dva výrazné zlomy. Oblast mezi zlomy by teoreticky mohla být přechodovou oblastí mezi laminárním a turbulentním prouděním. Proto byla data v Obr. 49 vynesena v závislosti na Reynoldsově čísle. Analýzou výsledku lze tento předpoklad vyloučit.

Při nulovém tlakovém spádu, kdy byl proporcionální tlakový ventil zavřený, nedocházelo k průtoku skrz měřený ventil s pevně nastaveným zdvihem kuželky. Hydrodynamická síla by při absenci proudění měla být nulová. Dle naměřených dat a následnému přepočtu tomu tak nebylo a její hodnota kolísala mezi -10 N a -15 N . Je možné, že se kuželka při nízkých

průtocích dotýkala sedla ventilu a vnášela na sensor síly nežádoucí klopné momenty, které ovlivnily měřenou sílu.

Koeficient síly nebylo možné určit přímo pomocí rovnic z teorie. Proto se přešlo na nepřímé určení koeficientu síly určením rovnice hydrodynamické síly proložení vhodné plochy přes naměřená data, která byla za tímto účelem ořezána. Výsledná rovnice 30 pak platí pouze v oblasti tlakového spádu do 3,5 MPa a zdvihu kuželky do 0,45 mm, tedy v oblasti s nižšími průtoky.



Obr. 49 - Naměřená data pro získání součinitele síly s rozlišením Reynoldsova čísla

Měření dat pro určení **koeficientu průtoku** dopadlo dle očekávání. Již z Obr. 46 byla zřejmá závislost průtoku na teplotě oleje. Hodnoty naměřených dat byly proloženy rovnicemi z matematického modelu. Rovnice v matematickém modelu se zakládají na teorii a funkčních experimentálních vztazích, které se pro podobné typy proudění používají. S těmito vztahy nebylo možné dosáhnout při jejich proložení lepší koeficientu determinace než $R^2 = 0,8$. Proto bylo přistoupeno k jiné metodě (viz kapitola 8.3), kde se dosáhlo nejhorší celkového $R^2 = 0,8$. Určený součinitel průtoku vychází kvantitativně obdobně jako v případě [24]. Data lze porovnat s grafem vytvořeném na Obr. 21. Získaná závislost na Obr. 48 dopadla dle očekávání.



9. Závěr

Práce se zabývala určením koeficientů síly a průtoku v závislosti na teplotě do matematického modelu proporcionálního tlakového ventilu, který je použit v aktivně řízeném HS vedení. Koeficienty slouží pro komplexní matematický model HS vedení, který by eliminoval problémový vliv teploty. Důvodem k vypracování práce byla nestabilita řízení aktivního HS vedení při odlišných teplotách oleje, než pro které bylo nastaveno řízení.

Začátek práce se zabýval rešerší HS vedení a jejich regulací, popisem používaného aktivně řízeného HS vedení v laboratořích Ú12135 a vlivem teploty na HS vedení. HS vedení se používají především v přesných obráběcích strojích nebo těžkých obráběcích strojích. Průtok oleje do aktivně řízeného HS vedení musí být regulován. Výhodou využití proporcionálního tlakového ventilu k řízení HS vedení je především jeho cena, která může být i 4x nižší než cena škrticího ventilu. Na obráběcích strojích s HS vedení je užito těchto ventilů velké množství a použitím levnější verze zvyšuje hospodárnost stroje.

V další části práce byl představen matematický model ventilu SR1P2-A2 a koeficienty, které je nutné určit pro jeho aplikaci. Konkrétně se jednalo o koeficient průtoku a koeficient síly. Matematický model ventilu odhalil, že vliv teploty na koeficient průtoku není lineární. Vliv teploty na koeficient síly byl neznámý. Koeficienty bylo možné určit buď experimentální cestou nebo CFD simulací. Jak u experimentu, tak u CFD simulace se pracuje se zjednodušeními a zanedbáním vlivů, které nelze snadno určit. Byla zvolena cesta experimentu.

Na základě matematického modelu ventilu a rešerše byly stanoveny požadavky pro měření vedoucí k určení koeficientů. Následně byla navržena konstrukce testovacího zařízení, byla zvolena měřidla a byl připraven program pro řízení testovacího zařízení a sběr dat. Provedená rešerše neodhalila žádný případ měření, které by využívalo sensor síly. Určení síly bylo přitom zásadní pro určení koeficientů pro matematické modely. Zhotovená výkresová dokumentace testovacího zařízení experimentu je přiložena v příloze. K řízení byl vytvořen program v LabVIEW.

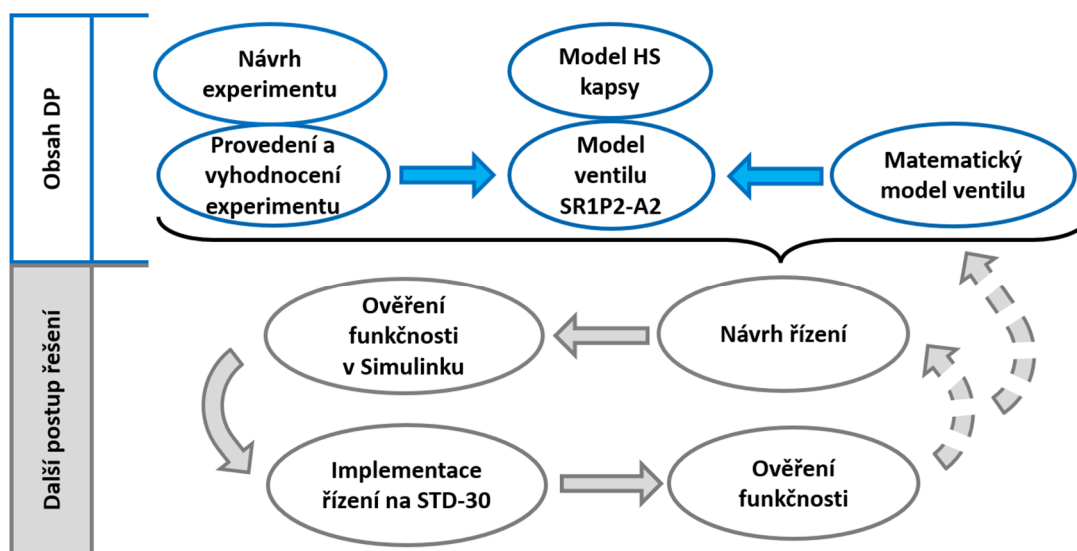
Naměřená data byla vyhodnocena a výsledky měření diskutovány. Koeficient síly vykazuje minimální závislost na teplotě oleje. Měření odhalilo dva zlomy v závislosti hydrodynamické



síly na tlakovém spádu. Příčinu se nepodařilo odhalit. Zároveň nebylo možné odhalit, zda se jedná o chybu měření nebo charakteristiku ventilu. Data zároveň neumožňovala jednoduché určení koeficientu. Z tohoto důvodu byla proložena plocha naměřenými daty a byla určena závislost koeficientu síly na tlakovém spádu a zdvihu kuželky s $R^2 = 0,93$. Výsledný výpočet koeficientu síly podle teoretického vztahu z rešerše neodpovídal očekávaným výsledkům. Koeficient průtoku naopak vyšel dle předpokladů. Hodnota koeficientu průtoku byla určena proložením plochy naměřenými daty v závislosti na Reynoldsově čísle s $R^2 = (0,8 \div 0,86)$. Odsud byly získány koeficienty, které byly přepočteny na koeficient proudění vyjádřený v závislosti na Reynoldsově čísle, které je závislé na viskozitě, která se s teplotou mění. Proložením ploch vyjádřených rovnicemi dle teorie se dosáhlo nejlépe $R^2 = 0,8$.

Určené koeficienty spolu s modely HS vedení a proporcionálního ventilu SR1P2-A2 popisují vliv teploty oleje použitého v hydrostatickém vedení s aktivním řízením výšky škrticí mezery na fyzikálním chování systému HS vedení. Všechny cíle práce tak byly splněny.

Na základě výsledků dosažených v této diplomové práci bude do matematického modelu HS vedení doplněn vztah proměnného koeficientu průtoku. Pro tento matematický model bude navrženo nové řízení a jeho funkčnost se ověří v Simulinku. Následně se model řízení implementuje na HS vedení na standu STD-30 a porovnájí se výsledky s původním řešením (viz Obr. 50).



Obr. 50 - Další postup řešení problematiky



Vzhledem k neočekávanému chování naměřených charakteristik proporcionálního tlakového ventilu SR1P2-A2, zejména pak závislost na hydrodynamické síle, je doporučeno použití jiného ventilu, např. proporcionálního škrticího ventilu nebo regulátoru průtoku.



Seznamy

Seznam literatury

1. **LAZAK, TOMAS, EDUARD STACH, JAN SMOLIK, IVAN DIVIS a TOMAS FORNUSEK.** COMPENSATION OF WORKTABLE MOTION ERROR BY AN ACTIVELY CONTROLLED HYDROSTATIC GUIDEWAY. *MM Science Journal*. 2022(5), 2022, ISSN 18031269. Dostupné z: doi:10.17973/MMSJ.2022_12_2022155.
 2. **ZELENÝ, Jaromír.** Servostatic guidways - a new kind of hydraulically operating guidways for machine tools. In: *Advances in Machine Tool Design and Research: 10th International M.T.D.R. Conference*. University of Birmingham : Pergamon Press, 1969, s. 193-201.
 3. **WHITE, Carl.** New ways to damp vibration on linear axes. *Machine Design [online]*. Fort Mill: Penton, 2013 [cit. 2021-11-27], Dostupné z: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/bearings/article/21832537/new-ways-to-damp-vibration-on-linear-axes>.
 4. **MAREK, Jiří.** *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
 5. **NOVOTNÝ, Lubomír.** Hydrostatika zvyšuje užitnou hodnotu obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum [online]*. 2015, (6) [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydrostatika-zvysuje-uzitnou-hodnotu-obrabecich-stroju>.
 6. **WECK, Manfred.** *Werkzeugmaschinen 2: Konstruktion und Berechnung*. 8. Berlin: Springer, 2006, s. 277-334. ISBN 978-3-540-22502-7.
 7. **WHITE, Carl.** Hydrostatic linear guiding for standard design spaces. *Machine Design [online]*. Penton, 2010 [cit. 2021-12-06]. Dostupné z: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/linear-motion/article/21831756/hydrostatic-linear-guiding-for-standard-design-spaces>.
-



8. **SULITKA, Matěj, Eduard STACH a Martin MAREŠ.** Hydrostatická vedení obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum [online]*. 2013, 7(8) [cit. 2021-11-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/hydrostaticka-vedeni-obrabcich-stroju>.
 9. **PEROVIĆ, Božina.** *Hydrostatische Führungen und Lager*. Berlin: Springer, 2012. ISBN 978-3-642-20297-1.
 10. **MAREŠ, Martin.** *Hydrostatická vedení a uložení*. Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, Praha, 2012.
 11. **Co je to viskozita a viskozitní index.** *Top Oil*. [Online] Kanice: Top Oil Services, 2020 [cit. 2021-12-06]. Dostupné z: <https://www.top-oil.cz/aktuality/29>.
 12. **Průmyslová maziva.** *Oleje.cz: Svět maziv [online]*. [Online] Ekolube, c2021 [cit. 2021-12-10]. Dostupné z: https://www.oleje.cz/obsah/prumyslova_maziva.
 13. **GARCA-COLN, L. S., L. F. DEL CASTILLO a Patricia GOLDSTEIN.** Theoretical basis for the Vogel-Fulcher-Tammann equation. *Physical Review B*. 1989, 40(10), 7040-7044. ISSN 0163-1829. Dostupné z: doi:10.1103/PhysRevB.40.7040.
 14. **SR1P2-A2.** *ARGO-HYTOS [online]*. Vrchlabí: ARGO-HYTOS, 2020 [cit. 2022-01-02]. Dostupné z: <https://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/proporcionalni-technika/sr1p2-a2.html>.
 15. **Proceedings of the 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics.** Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, c2013. ISBN 978-80-248-3136-7. : autor neznámý.
 16. **SLOCUM, Alexander H., Paul A. SCAGNETTI, Nathan R. KANE a Christoph BRUNNER.** Design of self-compensated, water-hydrostatic bearings. *Precision Engineering*. 1995, 17(3), 173-185. ISSN 01416359. Dostupné z: doi:10.1016/0141-6359(94)00015-R.
 17. **MERRIT, Herbert E.** *Hydraulic Control Systems*. 1967. 9780471596172.
-



18. **LAZÁK, Tomáš.** *Active control of hydrostatic pocket throttling gap height.* Praha, 2016. Master thesis. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.

19. *Průběžná zpráva o řešení projektu FV30208 Vertikální frézovací centrum střední velikosti se zvýšenou přesností v roce 2019.* Praha: Ú12135, FS, ČVUT v Praze, 2019 : Nепublikováno.

20. **KIANI-OSHTORJANI, Mehran, Aki MIKKOLA a Payman JALALI.** *Novel bulk modulus model to estimate stiffness in fluid power systems.* *Mechatronics.* 92., 2023, ISSN 09574158. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2023.102987>.

21. **ENGLBERTH, Eduard.** *Studie přímo řízeného tlakového ventilu: (teze disertační práce).* Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2006. ISBN 80-7372-080-9.

22. **TESAR, V., J.R. TIPPETTS, R.W.K. ALLEN a Y.Y. LOW.** *Subdynamic asymptotic behavior of microfluidic valves.* *Journal of Microelectromechanical Systems.* 2005, 14(2), 335-347. ISSN 1057-7157. Dostupné z: [doi:10.1109/JMEMS.2004.839348](https://doi.org/10.1109/JMEMS.2004.839348).

23. **RAMSEY, Mark S.** *Rheology, Viscosity, and Fluid Types. Practical Wellbore Hydraulics and Hole Cleaning.* Elsevier. 2019, 2019, 217-237. ISBN 9780128170885. Dostupné z: [doi:10.1016/B978-0-12-817088-5.00006-X](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-817088-5.00006-X).

24. **MIN, Wei, Cheng LI, Hongyu WANG, Zhi ZHENG, Jianfeng ZHAO a Hong JI.** *Discharge coefficient of pilot poppet valve at low Reynolds number.* *Flow Measurement and Instrumentation.* 2022, Sv. 85, ISSN 09555986. Dostupné z: [doi:10.1016/j.flowmeasinst.2022.102141](https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2022.102141).

25. **GHOLIZADEH, Hossein.** *Modeling and experimental evaluation of the effective bulk modulus for a mixture of hydraulic oil and air.* Saskatoon, 2013. Disertace. University of Saskatchewan, Department of Mechanical Engineering. : Vedoucí práce Burton, Richard T. a Schoenau, Greg J.



26. **JEDLIČKA, Lukáš.** *Vlastnosti přímořízeného tlakového ventilu VPP-06, ARGO HYTOS, a.s. Liberec, 2005. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů.*

27. **Třídy ochrany IP v senzorech.** *Autosen: Senzory, automatizační technologie a řešení pro Průmysl 4.0. [Online] Autosen [cit. 2022-03-11]. Dostupné z: <https://autosen.com/cs/Servis-a-podpora/Aplikace-a-reseni/Tridy-ochrany-IP-v-senzorech>.*

28. **YIN, Ping a Xitao FAN.** *Estimating R² Shrinkage in Multiple Regression: A Comparison of Different Analytical Methods. The Journal of Experimental Education. 2001, 69(2), 203-224. ISSN 0022-0973. Dostupné z: [doi:10.1080/00220970109600656](https://doi.org/10.1080/00220970109600656).*



Seznam obrázků

Obr. 1 - Servostatické vedení navržené roku 1969 [2].....	14
Obr. 2 - Ukázka možné konfigurace HS vedení [3].....	16
Obr. 3 - Otevřené hydrostatické vedení [6]	19
Obr. 4 - Uzavřené hydrostatické vedení [6]	19
Obr. 5 - Hydrostatické vedení saní [6]	19
Obr. 6 - Vnitřní konstrukce kompaktních hydrostatických vozíků [3]	20
Obr. 7 – Řez kapsou v příčném řezu [7]	21
Obr. 8 - Základní typy regulace oleje [9]	22
Obr. 9 - Popis hydrostatické buňky [10]	23
Obr. 10 - Graf popisující viskozitní index [11].....	25
Obr. 11 - Hydrostatické vedení na STD30.....	26
Obr. 12 – Stůl HS vedení zespodu [1].....	27
Obr. 13 - Schematické zobrazení rozložení kapes jednoho bloku vedení.....	28
Obr. 14 - Hydraulické zapojení jedné řízené kapsy [1].....	29
Obr. 15 - Ventil SR1P2-A2 od firmy ARGO-HYTOS [15]	30
Obr. 16 - Průběh charakteristik při odlišných teplotách [19].....	33
Obr. 17 - Graf závislosti výšky škrticí mezery na teplotě na HS vedení	34
Obr. 18 - Řez ventilem SR4P2-B2 s vloženým řídicím ventilem SR1P2-A2.....	37
Obr. 19 – Dvouhmotový systém ventilu SR1P2-A2	38
Obr. 20 – Hodnoty hydrodynamické síly a koeficientu síly z CFD podobného ventilu v [21].....	42
Obr. 21 – Měření hodnot discharge koeficientu [24]	44
Obr. 22 - Hodnota pro bulk koeficient [25]	45
Obr. 23 - Vnitřní uspořádání měření charakteristik ventilu	48
Obr. 24 – Vnější uspořádání měření charakteristik ventilu.....	49
Obr. 25 - Spojení kuželky s tyčkou	51
Obr. 26 - Senzory pro snímání síly v tlaku od firmy Scaime.....	52
Obr. 27 - Varianty konfigurace měření síly a polohy	55
Obr. 28 - Varianty řešení těla ventilu	57
Obr. 29 – Řez návrhem hydraulické kostky	58
Obr. 30 – Řez sestavou finálního návrhu úpravy ventilu z výkresu DP22_02	59



Obr. 31 - Schéma měření.....	62
Obr. 32 – LabVIEW – blokový diagram 1/3.....	65
Obr. 33 – LabVIEW – blokový diagram 2/3.....	66
Obr. 34 – LabVIEW – blokový diagram 3/3.....	67
Obr. 35 – LabVIEW – čelní panel.....	68
Obr. 36 - Použitý agregát	69
Obr. 37 - Sestava experimentu	70
Obr. 38 - Nastavení nulového zdvihu kuželky – kontrolní měření	72
Obr. 39 - Síly působící na kuželku v experimentu	75
Obr. 40 – Průběh měření pro nastavení t24z100 s ukázkou použitých dat	77
Obr. 41 - Průběh teplot pro nastavení t24z100.....	77
Obr. 42 - Průběh zdvihu na tlakovém spádu pro nastavení t24z100.....	78
Obr. 43 - Průběh hydrodynamické síly na tlakovém spádu pro nastavení t24z100.....	79
Obr. 44 - Průběh průtoku na tlakovém spádu pro nastavení t24z100	79
Obr. 45 - Naměřená data pro získání součinitele síly.....	80
Obr. 46 - Naměřená data pro získání součinitele průtoku.....	80
Obr. 47 - Proložení naměřených dat plochou v závislosti na hydrodynamické síle	81
Obr. 48 - Vyhodnocení koeficientu průtoku	83
Obr. 49 - Naměřená data pro získání součinitele síly s rozlišením Reynoldsova čísla.....	84
Obr. 50 - Další postup řešení problematiky	86

Seznam tabulek

Tab. 1 - Označení vstupů a výstupu měření z ústředny CompactRIO	64
Tab. 2 - Seznam senzorů a zařízení s jejich přesností.....	71
Tab. 3 - Seznam příložených výkresů	94

Seznam použitého softwaru

- Microsoft Office 365
 - NX Siemens 12
 - MATLAB 2022b
 - NI LabView 2018 + NI MAX
-



- SensoWin 7.1.9

Seznam příloh

- Výkresová dokumentace:

Tab. 3 - Seznam přiložených výkresů

ČÍSLO VÝKRESU	NÁZEV VÝKRESU
DP22_01K	KUSOVNÍK SESTAVY VENTILU S KOSTKOU
DP22_01	SESTAVA VENTILU S KOSTKOU
DP22_02K	KUSOVNÍK SESTAVY VENTILU
DP22_02	SESTAVA VENTILU
DP22_03K	KUSOVNÍK SPOJENÍ KUŽELKY A TYČE
DP22_03	SPOJENÍ KUŽELKY A TYČE
DP22_10	SPODNÍ TĚLO VENTILU
DP22_11	VODICÍ POUZDRO
DP22_12	PODLOŽKA CARTRIDGE
DP22_13	SPOJKA SENZORU
DP22_14	VRCHNÍ TĚLO VENTILU
DP22_15	NASTAVOVACÍ ŠROUBENÍ
DP22_16	NÁSTAVEC MĚŘENÍ
DP22_17	OBJÍMKA
DP22_18	KUŽELKA VENTILU
DP22_19	TYČ KUŽELKY
DP22_20	ÚPRAVA KOSTKY
DP22_21	VLASTNÍ HYDAULICKÁ KOSTKA



- Elektronické přílohy
 - Naměřená data se soubory k jejich zpracování
 - Výkresová dokumentace + model ve formě „.step“
 - Diplomová práce ve formě pdf
- Přílohy DP (na následujících stranách)

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

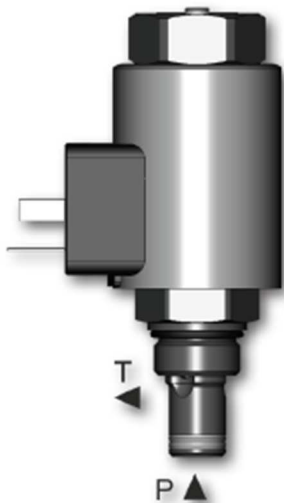
Ústav výrobních strojů a zařízení



Přílohy diplomové práce

**Experimentální stanovení koeficientů pro matematický model ventilu
aktivně řízeného hydrostatického vedení**

Bc. Daniel Hrdinka


Technické parametry

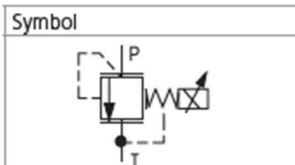
- › Tlak v obvodu se proporcionálně zvyšuje s rostoucím elektrickým řídicím signálem
- › Nízká hystereze a přesné řízení tlaku
- › Velký rozsah vstupního tlaku do 350 bar
- › Řídicí ventil pro ventily SR4P2-B2 a SP4P2-B3 nebo přímo řízený ventil pro malé průtoky do 1,5 l/min
- › Volitelný konektor cívky elektromagnetu: EN 175301-803-A, AMP Junior Timer nebo Deutsch DT04-2P
- › Cívky napájeny jmenovitým stejnosměrným napětím 12 V nebo 24 V
- › Ve standardním provedení je povrch ventilu zinkován, odolnost proti korozi 240 h v NSS podle ISO 9227

Popis funkce

Vestavný, přímo řízený, proporcionální tlakový přepouštěcí ventil s přípojovacím závitem 3/4-16 UNF. Ventil udržuje konstantní tlak v obvodu, úměrný velikosti vstupního řídicího signálu. Ventil nemá mechanické omezení zdvihu a nemůže tak plnit funkci pojistovacího ventilu. Ventil musí být pro zajištění správné funkce řádně odvzdušněn.

Montáž: Doporučujeme montáž ventilu pod úroveň hladiny pracovní kapaliny v nádrži, aby byl vzduch z ovladače vytěsněn a nedošlo k nestabilitě ventilu. Pokud to není možné, měl by být ventil montován ve svislé poloze odvzdušňovacím šroubem vzhůru a při uvedení do funkce řádně odvzdušněn.

Upozornění: zvýšení tlaku v kanálu T způsobí automaticky zvýšení nastaveného otvračího tlaku ventilu v poměru 1:1.

Technická data


Přípojovací závit / komora		3/4-16 UNF-2A / A2 (C-8-2)	
Max. provozní tlak v kanálu P	bar (PSI)	350 (5080)	
Max. provozní tlak v kanálu T	bar (PSI)	100 (1450)	
Maximální průtok	l/min (GPM)	1,5 (0.40)	
Rozsah provozní teploty kapaliny (NBR)	°C (°F)	-30 ... +80 (-22 ... 176)	
Rozsah provozní teploty kapaliny (FPM)	°C (°F)	-20 ... +120 (-4 ... 248)	
Rozsah teploty okolí	°C (°F)	-30 ... +80 (-22 ... 176)	
Hystereze	%	< 5	
Údaje elektromagnetu			
Napájecí napětí	V	12 DC	24 DC
Max. proud	A	1	0,6
Jmenovitý odpor při 20 °C (68 °F)	Ω	6,5 ± 5 %	20,6 ± 5 %
Pracovní cyklus	%	100	
Optimální frekvence PWM	Hz	200	
Zhášedí dioda		BZW06-19B	BZW06-33B
Stupeň krytí podle EN 60529**		IP65 / IP67 / IP69K	
Hmotnost s elektromagnetem	kg (lbs)	0,44 (0.97)	
	Katalogový list	Typ	
Všeobecné technické informace	GI_0060	výrobky a pracovní podmínky	
Typy cívek	C_8007	C19B*	
Těleso pro ventily	vestavné do potrubí	SB_0018	SB-A2*
	modulová deska	SB-04(06)_0028	SB-*A2*
Výkres komory / sdružené nástroje	SMT_0019	SMT-A2*	
Náhradní díly	SP_8010		

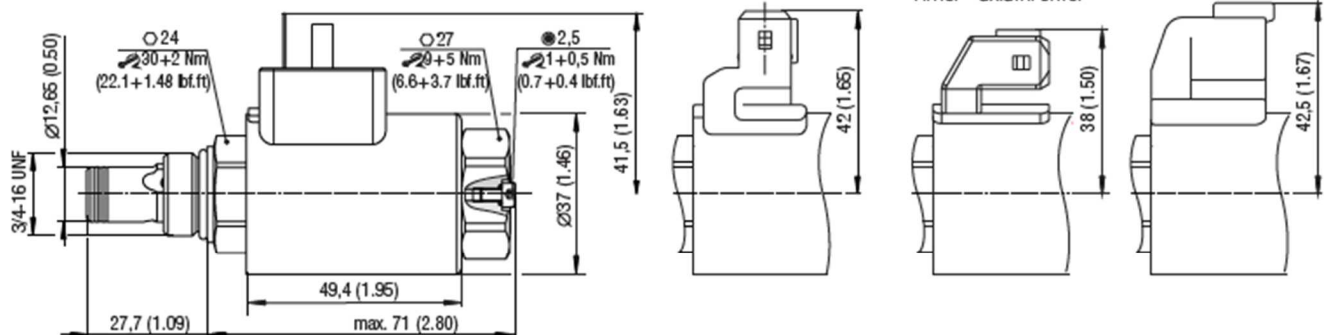
**Uvedený stupeň krytí IP je platný pouze v případě správně připevněného konektoru.

Rozměry v milimetrech (in)
Provedení konektoru cívky

 E1, E2 - IP65
 EN 175301-803-A

 E3, E4 - IP67 AMP Junior
 Timer - radiální směr

 E3A, E4A - IP67
 AMP Junior
 Timer - axiální směr

 E12A, E13A - IP67 / IP69K
 Deutsch DT04-2P


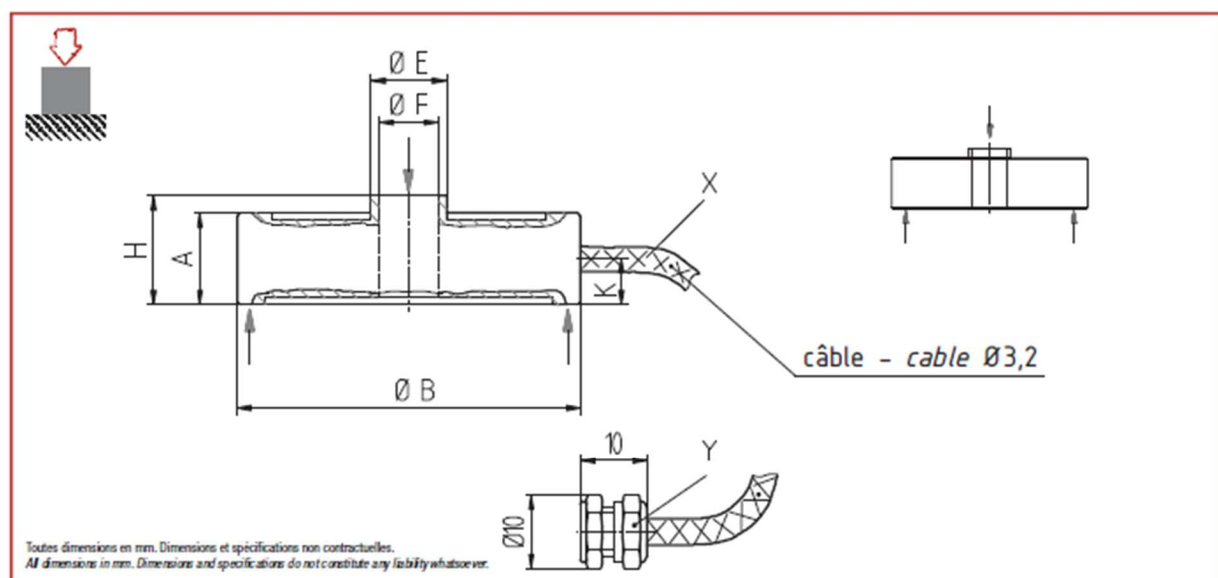
0 ... 0.05 kN à 0 ... 100 kN



- Spécial emmanchement
- Degré de protection IP60
- Acier inox
- For press in force control
- Protection level IP60
- Stainless steel

Câblage - Wiring

+ alim.	+ signal	- signal	- alim.	Cran de calibration	Masse
+ excit.	+ signal	- signal	- excit.	Calibration control	Shield
marron	jaune	blanc	vert	gris	-
brown	yellow	white	green	grey	-



Charge Nominale C.N. [kN]	ØB	ØE	ØF	A	H	K	X	Y
0.05, 0.1, 0.2, 0.5	30	9.0	5.2	8	9.5	4.5	✓	-
1, 2, 5, 10	38	13.5	7	9	10	4.0	✓	-
20, 50	49	23	14	15	16	4.5	-	✓
100	78	42	27	24	25	7.5	-	✓

K14

0 ... 0.05 kN à 0 ... 100 kN

Capteurs de Force - Compression
Compression Force Sensor

Caractéristiques - Specifications

MÉCANIQUES		MECHANICAL	
Charge Nominale (C.N.)	Nominal load (C.N.)	0.05, 0.1, 0.2, 0.5 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100	kN
Force de travail admissible	Service load	130	% C.N.
Force ultime avant rupture	Ultimate load	> 300	% C.N.
Déflexion sous force nominale	Position feedback at nominal load	< 0.15	mm
PRÉCISIONS		ACCURACY	
Erreur de linéarité	Linearity error	±0.4	% C.N.
Hystérésis	Hysteresis	±0.3	% C.N.
Répétabilité	Repeatability	±0.2	% C.N.
ÉLECTRIQUES		ELECTRICAL	
Impédance du pont	Bridge resistance	350	Ω
Résistance d'isolement	Insulation resistance	> 2 x 10 ⁹	Ω
Tension d'alimentation	Supply voltage	2 ... 12	Vcc
Tension d'alimentation max.	Max. supply voltage	15	Vcc
Signal de sortie	Sensitivity	0.8 ... 1.2	mV/V
GÉNÉRALES		GENERAL	
Dérive thermique du signal	Temperature coefficient of sensitivity	±0.02	% C.N./°C
Dérive thermique de zéro	Temperature coefficient of zero signal	±0.02	% C.N./°C
Plage de température compensée	Nominal temperature range compensated	0 ... +60	°C
Plage de température opérationnelle	Service temperature range	-10 ... +70	°C
Degré de protection	Level of protection	IP60	
Matériau	Material	Acier Inox - Stainless steel	
Connexion	Connection	Câble - cable : 3 m	

Options - Options

Cran de calibration	Calibration control	100	% C.N.
Plage de température compensée	Nominal temperature range compensated	-30 ... +100	°C
Signal de sortie	Sensitivity	1.00	mV/V
C.N. Spéciales	Special ranges		

Accessoires - Accessories



eNod3 DIN



CPJ



GM80 PA



SDI-718B

scaime

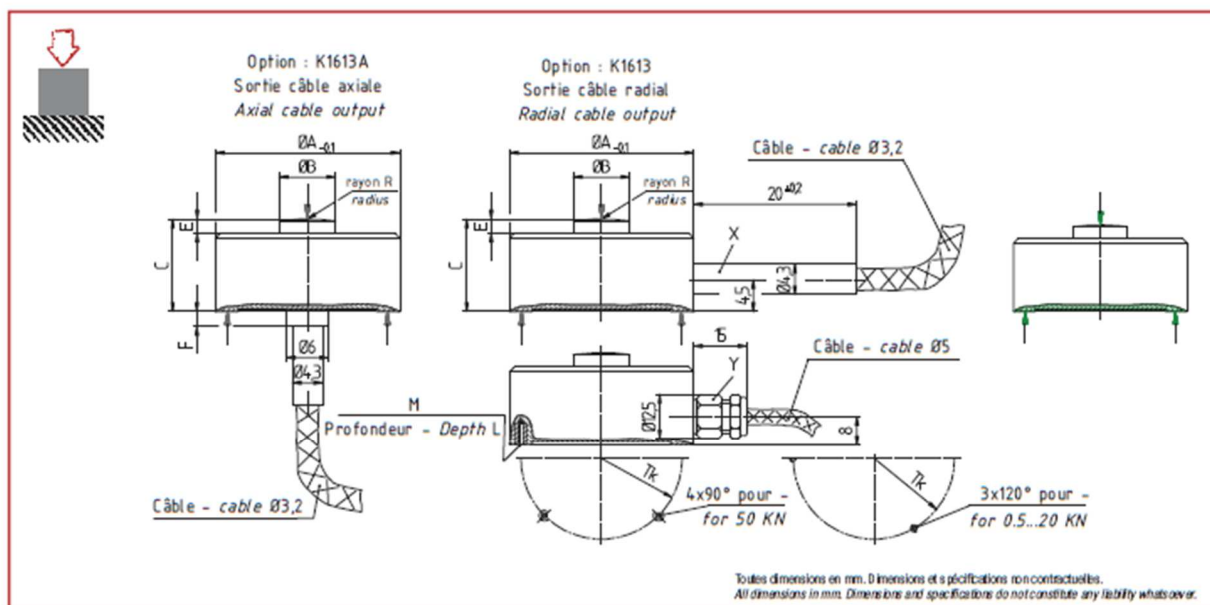
Siège Social - Headquarter: Technosite Altéa - 294, Rue Georges Charpak - 74100 JUVIGNY - FRANCE
 SCAIME SAS - 294, RUE GEORGES CHARPAK - CS 50501 - 74105 ANNEMASSE CEDEX - FRANCE
 Tél. : +33 (0)4 50 87 78 64 - Fax : +33 (0)4 50 87 78 46 - info@scaime.com - www.scaime.com
 Téléchargez tous nos documents sur notre site Internet - Download all our documents on our website



- Construction en acier inoxydable
- Degré de protection IP65
- Faible encombrement
- Capteur miniature
- *Stainless steel construction*
- *Protection level IP65*
- *Very small dimensions*
- *Miniature transducer*

Câblage - Wiring

+ alim.	+ signal	- signal	- alim.	Cran de calibration	Masse
+ excit.	+ signal	- signal	- excit.	Calibration control	Shield
marron	jaune	blanc	vert	gris	-
brown	yellow	white	green	grey	-



Charge Nominale Nominal Force (C.N.) - kN	ØA	ØB	C	E	F	R	M	L	X	Y	ØTK ± 0.1
0.1, 0.2, 0.5, 1, 2, 5, 10, 20	26	8	13	2	2	30	M2	3.5	✓	-	22.75
50	46	16	28	8	-	60	M4	6	-	✓	40

Caractéristiques - Specifications

MÉCANIQUES		MECHANICAL	
Charge Nominale C.N.	Nominal load (C.N.)	voir au recto - see on the front	kN
Force max. sans détérioration	Limit load	130	% C.N.
Force ultime avant rupture	Ultimate load	> 300	% C.N.
Déflexion sous force nominale	Position feedback at nominal load	< 0.15	mm
PRÉCISIONS		ACCURACY	
Erreur de linéarité	Linearity error	±0.3	% C.N.
Hystérésis	Hysteresis	±0.3	% C.N.
Répétabilité	Repeatability	±0.2	% C.N.
ÉLECTRIQUES		ELECTRICAL	
Impédance du pont	Bridge resistance	350	Ω
Résistance d'isolement	Insulation resistance	> 2 x 10 ⁹	Ω
Tension d'alimentation	Supply voltage	2 ... 12	Vcc
Tension d'alimentation max.	Max. supply voltage	15	Vcc
Signal de sortie	Sensitivity	0.8 ... 1.2	mV/V
GÉNÉRALES		GENERAL	
Dérive thermique du signal	Temperature coefficient of sensitivity	±0.02	% C.N./°C
Dérive thermique de zéro	Temperature coefficient of zero signal	±0.02	% C.N./°C
Plage de température compensée	Nominal temperature range compensated	0 ... +60	°C
Plage de température opérationnelle	Service temperature range	-10 ... +70	°C
Degré de protection	Level of protection	IP65	
Matériau	Material	Acier Inoxydable Stainless steel	
Connexion	Connection	Câble 3 m	

Options - Options

Cran de calibration	Calibration control	100	% C.N.
Signal de sortie	Sensitivity	1.00	mV/V
Plage de température compensée	Nominal temperature range compensated	-30 ... +100	°C
Sortie de câble axiale	Axial cable output		
C.N. spéciales	Special ranges	Sur demande - On request	

Accessoires - Accessories



GM80



PAX S



GM80 PA



SDI-718B