Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

David Munzar

STUDIE VLASTNOSTÍ PŘÍMOŘÍZENÉHO TLAKOVÉHO VENTILU VPP2, HYTOS a.s.

Diplomová práce

2005

Technická univerzita v Liberci

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor : Výrobní systémy

Zaměření : Pružné výrobní systémy pro strojírenskou výrobu

STUDIE VLASTNOSTÍ PŘÍMOŘÍZENÉHO TLAKOVÉHO VENTILU VPP2, HYTOS a.s.

KVS – VS – 152

David Munzar

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI
3146134023

Vedoucí práce: Doc. Ing. Josef Cerha, CSc., KVS

Konzultant: Ing. Rudolf Řehák

Počet stran : 60
Počet příloh : 4
Počet obrázků: 32
Počet tabulek : 13
Počet modelů: -
Počet výkresů: 14

V Liberci 6.1.2005

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů Studijní rok: 2003/2004

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	**David Munzar**
obor	**2301T030 Výrobní systémy**
zaměření	**pružné výrobní systémy pro strojírenskou výrobu**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje diplomová práce na téma:

Studie vlastností přímořízeného tlakového ventilu VPP2, HYTOS a.s.

Zásady pro vypracování:
(uveďte hlavní cíle diplomové práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Rozbor úlohy a cíle řešení.
2. Matematický popis chování tlakového ventilu .
3. Sestavení simulačního modelu, jeho verifikace na základě experimentálně zjištěných přechodových charakteristik.
4. Zkoumání vlivu vybraných parametrů na chování ventilu, diskuse získaných výsledků.
5. Návrh úpravy tlakového ventilu a obvodu pro experimentální zjišťování zdvihové charakteristiky.
6. Shrnutí získaných poznatků, závěrečná doporučení.

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Univerzitní knihovna
Voronežská 1329, Liberec
PSČ 461 17

V 128/05 S

KVS/VS
60 s. [22] s. příl.
141 s. tel. příl. - 1/2
Oto. tad. 9.

Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva	50 - 60 stran
- grafické práce	podle potřeby

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

CHMEL, V.: *Simulace přímořízeného tlakového ventilu v prostředí Matlab – Simulink.* (Diplomová práce). FS, TU v Liberci ,2000.

ŠURÍK, J.: *Simulace přímořízeného tlakového ventilu.* (Diplomová práce). FS, TU v Liberci, 2001.

NOSKIEVIČ, P.: *Modelování a identifikace systémů.* Montanex a.s., Ostrava 1999,

Podklady poskytnuté fy. HYTOS a.s. Vrchlabí

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Josef Cerha, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Rudolf Řehák

L.S.

Technická univerzita v Liberci -7-

Doc. Ing. Přemysl Pokorný, CSc.
vedoucí katedry

Doc. Ing. Petr Louda, CSc.
děkan

V Liberci dne 31.10.2003

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

Diplomová práce KVS – VS – 152

TÉMA: **STUDIE VLASTNOSTÍ PŘÍMOŘÍZENÉHO TLAKOVÉHO VENTILU VPP2, HYTOS a.s**

ANOTACE:

Diplomová práce se zabývá teoretickým rozborem a popisem tlakového ventilu VPP2-06 SV/10 a zkoumáním vlivu vybraných parametrů na jeho chování. Sestavení simulačního modelu v prostředí MATLAB-SIMULINK vychází z popsaných matematických vztahů. V závěru práce je ukázán návrh obvodu pro experimentální ověření.

THEME: **STUDY OF THE QUALITY OF THE SINGLE-STAGE RELIEF VALVE VPP2, HYTOS a.s**

ANNOTATION:

The diploma work deals with theoretical analysis and description of relief valve VPP2-06 SV/10 and inquiry into influence of chosen parameters on its behaviour. Composition of simulation model in setting MATLAB-SIMULINK rise from describing mathematical relations. There is shown a proposal circuit for experimental verification at the end.

Desetinné třídění: 620.1; 620.22 - 23
Klíčová slova: tlakový ventil, simulace

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů
Dokončeno: 2005
Archivní označení zprávy:

Počet stran: 60
Počet příloh: 4
Počet obrázků: 32
Počet tabulek: 13
Počet modelů: -
Počet výkresů: 14

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomý, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m s** případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své diplomové práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vyhotovení díla (až do jejich skutečné výše).

Datum: 6.1.2005

Podpis Munzar

Místopřísežné prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Liberci dne 6.1.2005

.....

Poděkování

Na tomto místě bych velice rád poděkoval Doc. Ing. Josefu Crhovi, CSc. za ochotu a pomoc při vedení diplomové práce.

Velký dík patří mým rodičům a blízkým, kteří mě po celou dobu studia podporovali.

Obsah

1. Úvod ... 11
1.1 Cíl práce ... 14
2. Poznámky k matematickému popisu ... 15
2.1 Omezující podmínky ... 15
2.1.1 Soustředné parametry ... 15
2.1.2 Měrná hmotnost ... 15
2.1.3 Kapacita ... 15
2.1.3.1 Vliv nerozpuštěného vzduchu ... 16
2.1.3.2 Vliv deformace potrubí ... 17
2.2 Výchozí rovnice ... 18
2.2.1 Rovnice kontinuity ... 18
2.2.2 Newtonův zákon ... 19
2.2.3 Lineární a nelineární hydraulický odpor ... 20
2.2.4 Svodová propustnost ... 20
2.2.5 Hydraulická kapacita ... 20
3. Matematický popis tlakového ventilu ... 21
3.1 Průtoková rovnice ... 21
3.1.1 Průtok rozváděčem ... 22
3.1.2 Určení parametrů rozváděče ... 23
3.1.3 Průtok kapacitou Q_C ... 25
3.1.4 Průtok proměnnou plochou Q_x ... 26
3.1.5 Průtok tlumičem Q_t ... 28
3.2 Pohybová rovnice ... 32
3.2.1 Tlaková síla ... 32
3.2.2 Tlumící síla ... 33
3.2.3 Síla od pohybujících se prvků ... 33
3.2.4 Síla od viskózního tlumení ... 33
3.2.5 Síla pružiny ... 34
3.2.6 Hydrodynamická síla ... 34
3.2.7 Pohybová rovnice ... 36
3.2.8 Rovnováha sil na kuželce ventilu před jeho otevřením ... 38
4. Rovnice pro sestavení simulačního modelu ... 39
5. Dílčí simulační modely tlakového ventilu ... 40
5.1 Simulační model proporcionálního rozváděče – blok [RPE] ... 40
5.2 Simulační model pro otevírání ventilu – blok [RP] ... 41

5.3 Blok pro výpočet tlaku p_p – blok [p_p] 41
5.4 Blok pro výpočet tlaku p_t a průtoku Q_t – blok [p_t] 42
5.5 Blok pro výpočet rychlosti w a posunutí x – blok [w_x] 42
5.6 Blok pro výpočet hydrodynamické síly – blok [F_{hd}] 43
5.7 Simulační model tlakového ventilu VPP2-06 44
6. Zkoumání vlivu vybraných parametrů na chování ventilu 45
6.1 Vliv průtokového součinitele 47
6.2 Vliv velikosti průtoku Q_v 48
6.3 Vliv velikosti kapacity 49
6.4 Vliv velikosti funkční vůle 50
6.5 Vliv různého buzení 51
6.6 Vliv kompenzace hydrodynamické síly 53
7. Návrh obvodu pro experimentální zjišťování zdvihové charakteristiky 55
8. Závěr 57
Seznam použité literatury 58
Seznam příloh 59
Seznam výkresů 60

Přehled použitých symbolů

Označení	Název	Jednotky
A	Konstanta	mm
a	Zrychlení	ms^{-2}
B	Koeficient průtoku	$m^{5/2}\ kg^{-1/2}$
b	Koeficient viskózního tlumení	$N/m.s^{-1}$
C	Hydraulická kapacita	$N^{-1}m^{5}$
c	Rychlost šíření zvuku v kapalině	ms^{-1}
C_{t0}	Konstantní kapacita prostoru tlumiče	$N^{-1}m^{5}$
C_{tx}	Proměnná kapacita prostoru tlumiče	$N^{-1}m^{5}$
D	Průměr sedla	m
d_0	Vnější průměr potrubí	m
d_1	Průměr dříku	m
d_i	Vnitřní průměr potrubí	m
d_k	Průměr tlumicího válečku	m
$d_{stř}$	Průměr středícího důlku	m
E	Modul pružnosti materiálu (potrubí)	Pa
e	Excentricita mezi válečkem a sedlem	m
e_{max}	Max. excentricita mezi válečkem a sedlem	m
f	Budící frekvence	Hz
F_0	Síla vyvozená předpětím pružiny	N
F_1	Síla v sedle ventilu, která zachycuje sílu F_0	N
F_b	Síla od viskózního tlumení	N
F_{hd}	Hydrodynamická síla	N
F_k	Síla pružiny	N
F_m	Síla od pohybujících se prvků	N
F_p	Tlaková síla	N
F_t	Tlumící síla	N
ΣF_i	Součet odporových sil	N
G	Svodová propustnost	$N^{-1}m^{5}s^{-1}$
G_t	Propustnost tlumiče	$N^{-1}m^{5}s^{-1}$
i	Elektrický proud	A
K	Modul objemové pružnosti	Pa
k	Tuhost pružiny	Nm^{-1}
K_1	Parametr kompenzace hydrodynamické síly	m
K_2	Konstanta hydrodynamické síly	$kg^{1/2}\ m^{-1/2}$
K_e	Ekvivalentní modul objemové pružnosti	Pa
K_i	Konstanta zesílení	mA^{-1}
K_o	Parametr úplné kompenzace ventilu	m
K_R	Konstanta rozváděče	$kg^{-1/2}m^{3/2}$

Označení	Název	Jednotky
K_r	Konstanta rozváděče	$m^{-3}s^{-1}Pa^{-1/2}$
L	Délka funkční vůle	m
l	Délka vedení	m
$l_{stř}$	Délka středícího důlku	m
l_t	Délka tlumicího prostoru	m
m	Hmotnost	kg
M_1/ M_2	Vstupní/výstupní hmotnostní průtok	kgs^{-1}
m_k	Hmotnost pohyblivých částí	kg
m_p	Hmotnost pružiny	kg
n	Násobek plochy S_t	m^{-1}
p	Tlak	Pa
p_0	Atmosférický tlak	Pa
p_1/p_2	Vstupní/výstupní tlak	Pa
p_p	Pracovní tlak v obvodu	Pa
p_T	Tlak v nádrži	Pa
p_t	Tlak v prostoru tlumiče	Pa
p_v	Tlak nastavený na ventilu	Pa
Δp	Tlakový spád na jedné hraně rozváděče	Pa
Δp_{jm}	Jmenovitý celkový tlakový spád na rozváděči	Pa
Δp_{pmax}	Maximální překmitnutí pracovního tlaku	Pa
Q	Průtok	dm^3min^{-1}
Q_1/ Q_2	Vstupní/výstupní objemový průtok	dm^3min^{-1}
Q_b	Průtok od pohybu kuželky	dm^3min^{-1}
Q_C	Průtok způsobený stlačitelností kapaliny	dm^3min^{-1}
Q_{C1}	Průtok kapacitou v prostoru 1 tlakového ventilu	dm^3min^{-1}
Q_{Ct0}	Průtok konstantní kapacitou	dm^3min^{-1}
Q_{Ctx}	Průtok proměnnou kapacitou	dm^3min^{-1}
Q_g	Proud hydrogenerátoru	dm^3min^{-1}
Q_{jm}	Jmenovitý průtok rozváděčem	dm^3min^{-1}
Q_R	Proud tekoucí řídícím prvkem	dm^3min^{-1}
Q_s	Průtok vzniklý od tlakového spádu	dm^3min^{-1}
Q_t	Proud tekoucí kolem tlumicího válečku	dm^3min^{-1}
Q_{tw}	Průtok od pohybující se plochy tlumicího válečku	dm^3min^{-1}
Q_V	Proud tekoucí do tlakového ventilu	dm^3min^{-1}
Q_x	Průtok proměnnou plochou	dm^3min^{-1}
Q_z	Ztrátový průtok	dm^3min^{-1}
R_1	Lineární hydraulický odpor	$Nm^{-5}s$
R_2	Nelineární hydraulický odpor	$Nm^{-5}s$

Označení	Název	Jednotky
s	Laplaceův operátor	-
S_1/S_2	Vstupní/výstupní příčný průřez kanálu	m^2
S_b	Průtočná plocha mezi tlumičem a tělesem sedla	m^2
S_s	Styčná plocha tlumicího válečku s pouzdrem	m^2
S_t	Plocha tlumicího válečku	m^2
$S_{(x)}$	Průtočná plocha	m^2
T	Perioda kmitů přechodové charakteristiky	s
$T_{1,2}$	Časové konstanty přenosu	s
t_m	Čas maximálního překmitnutí	s
t_r	Doba regulace	s
Δt	Časový interval	s
V	Referenční objem	m^3
V_0	Geometrický objem vedení	m^3
V_1	Objem v prostoru tlakového ventilu	m^3
$V_{stř}$	Komolý kužel od středícího vrtáku	m^3
V_{t0}	Konstantní objem tlumicího prostoru	m^3
V_{tc}	Celkový objem tlumicího prostoru	m^3
V_{tx}	Proměnný objem tlumicího prostoru	m^3
V_{vr}	Objem komolého kužele od vrtáku	m^3
w	Rychlost kuželky	ms^{-1}
w_1/w_2	Vstupní/výstupní rychlost proudění kapaliny	ms^{-1}
w_3	Rychlost odraženého proudu od kompenzátoru	ms^{-1}
X	Poměrné posunutí šoupátka	-
x	Posunutí kuželky ventilu	m
x_{jm}	jmenovité (maximální) posunutí šoupátka	m
x_R	Posunutí šoupátka rozváděče	m
α	Procentuelní obsah vzduchu v oleji	-
α_κ	Součinitel kontrakce	-
δ	Vůle mezi válečkem a sedlem	m
η	Dynamická viskozita	m^2s^{-1}
μ	Průtokový součinitel	-
ξ_r	Poměrné tlumení	-
ρ	Měrná hmotnost kapaliny	kgm^{-3}
ρ_1/ρ_2	Vstupní/výstupní měrná hmotnost kapaliny	kgm^{-3}
τ	Tečné napětí	Nm^{-2}
ν	Kinematická viskozita	m^2s^{-1}
φ	Úhel kuželky	grad
ψ	Úhel, pod kterým proud opouští kompenzátor	grad
ω_r	Vlastní frekvence netlumeného kmitání	rad/s

1. Úvod

Tekutinové (hydraulické a pneumatické) mechanismy jsou významným prostředkem, který se uplatňuje při konstrukci nejrůznějších strojů a výrobních zařízení (viz [1]).

Hydraulické mechanismy doznaly značného rozšíření od počátku 50. let, což bylo způsobeno stále se zvyšujícími nároky na výstupní parametry strojů, přičemž se ukázalo, že právě hydraulické mechanismy svými vlastnostmi dokáží splnit kladené požadavky. K těmto vlastnostem patří :

- možnost snadného rozvodu tlakové kapaliny do obtížně přístupných a prostorově nevhodně orientovaných míst, propojení vzájemně se pohybujících uzlů, propojení spotřebičů i na větší vzdálenosti,
- možnost dosažení velkých silových převodů, jednoduchými prostředky dosažitelná transformace rotačního pohybu na přímočarý a naopak, a to vše při malých rozměrech a hmotnostech (poměrný výkon 15 – 20 kW/kg),
- jednoduché plynulé i stupňovité řízení výstupních parametrů (pohybová frekvence, síla, točivý moment, smysl pohybu), a to i za provozu při plném zatížení,
- možnost skladby hydraulických obvodů ze standardizovaných a typizovaných prvků, které jsou vyráběny specializovanými firmami v širokém sortimentu provedení, velikostí a parametrů. Tato skutečnost se v provozu projevuje ve snadnější údržbě, opravách (výměnách) a technické diagnostice,
- v neposlední řadě jednoduchá a spolehlivá ochrana systému před přetížením a to pomocí vhodně vestavěného a seřízeného ventilu.

Hydraulické mechanismy samozřejmě nemají pouze přednosti oproti ostatním typům mechanismů. K negativním vlastnostem lze přičíst zejména :

- značnou citlivost na nečistoty, což klade vysoké nároky zejména na údržbu
- citlivost na změny teploty pracovní kapaliny, která mění své vlastnosti a ovlivňuje tak přesnost činnosti mechanismu (pohybová frekvence, účinnost), vyžaduje se doplnění o zařízení stabilizující teplotu kapaliny,
- možnost vzniku kmitání s rozsahem frekvencí od desítek do tisíců Hz a s tím související hlučnost, která je ovšem srovnatelná s mechanickými převodovkami, spalovacími motory, či elektromotory.

V této diplomové práci je věnována pozornost pouze jednomu hydraulickému prvku, a to tlakovému ventilu.

Tlakové ventily představují základní prvky, u nichž je tlak na výstupu téměř nezávislý na průtoku, které jsou součástí každého hydraulického obvodu a jejichž funkce v něm může být různá. Nejčastěji jsou následující dvě funkce :

- udržování konstantního tlaku, resp. *funkce přepouštěcí*,
- omezení tlaku, resp. *funkce pojišťovací*,

V obou případech je tlakový ventil zařazen paralelně k hydromotoru (obecně paralelně k větvi, ve které má udržovat nebo omezovat tlak) a jeho funkce závisí na hodnotě tlaku p_v, na kterou je seřízen, ve vztahu k pracovnímu tlaku p_p obvodu. Jestliže je tlakový ventil seřízen tak, že :

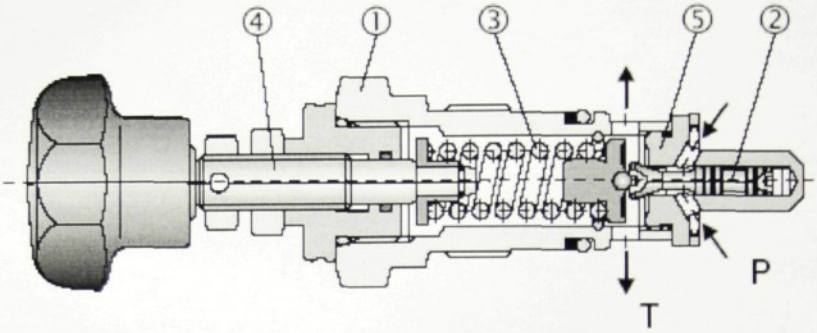
- $p_v = p_p \approx konst$, udržuje tlak na přibližně konstantní hodnotě tím, že přebytečný proud přepouští (odtud přepouštěcí funkce, přepouštěcí ventil) zpět do nádrže,
- $p_v > p_p$,, omezuje pracovní tlak hodnotou p_v , tzn. že v případě $p_v > p_p$ je uzavřen. V případě, že $p_v \leq p_p$ se ventil otevře, odpouští kapalinu do nádrže a další růst tlaku není možný (ventil pracuje po překročení jistého nastaveného mezního, pojistného tlaku, odtud pojišťovací funkce, pojišťovací ventil).

Požadavky na tlakové ventily, plynoucí ze zajišťovacích dvou funkcí, lze shrnout :

- pro přepouštěcí funkci
  - malá změna nastaveného tlaku p_v na průtoku Q_v ventilem (tlaková diference),
  - dobré dynamické vlastnosti, krátká časová konstanta (rychlá reakce na změny průtoku) a stabilita (odpovídá tlumení)
- pro pojišťovací funkci
  - malá změna nastaveného tlaku s průtokem
  - dobré dynamické vlastnosti (rychlá odezva – malé tlakové špičky)
  - nulová svodová propustnost v uzavřeném stavu.

S ohledem na uvedené požadavky se dříve dělaly zvlášť ventily přepouštěcí jako šoupátkové a pojišťovací jako sedlové. V současné době se využívá pro oba případy sedlová konstrukce a nečiní se rozdíly, protože požadavky na dynamické vlastnosti jsou stejné.

Na statické a dynamické vlastnosti tlakových ventilů má vliv také to, zda jsou uspořádány jako *jednostupňové* (přímořízené), nebo *dvoustupňové* (nepřímořízené). Představu o moderním uspořádání tlakových ventilů dávají následující příklady.



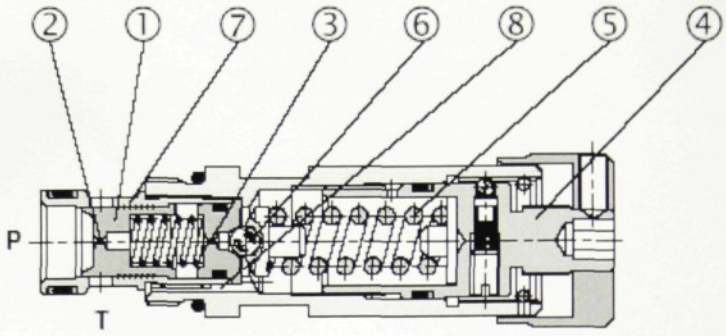
Obr. 1. *Tlakový ventil VPP2-06 (Dn 06, p_{max} 32 MPa, Q_{max} 50 dm^3min^{-1}), Hytos a.s. Vrchlabí*

Na obr.1 je znázorněn přímořízený tlakový ventil VPP2-06 SV/10, který je předmětem této diplomové práce (viz [7]). Skládá se z pouzdra (1), kuželky s tlumicím pístkem (2) a pružiny (3). Nastavení tlaku p_v se provádí ručně šroubem (4). Pružina tlačí kuželku do sedla (5) a drží ventil uzavřen. Vzroste-li tlak v kanálu P nad hodnotu nastavenou předpětím pružiny, kuželka se nadzvedne a přepouští kapalinu z kanálu P do kanálu T. Tlumení pohybu kuželky je zajištěno prouděním kapaliny vůlí mezi tlumicím válečkem a sedlem ventilu. Opěrka je vybavena kompenzátorem pro zachycení hydrodynamické síly tak, aby byl redukován vliv charakteristiky pružiny při nárůstu posunutí kuželky (zlepšení statické tlakové charakteristiky). Pro dosažení optimálního chování v celém rozsahu tlaku je tlakový rozsah rozdělen na šest tlakových stupňů. Doporučuje se volit vždy nejbližší tlakový stupeň.

Pro lepší přenášené výkony i lepší statické charakteristiky se používají dvoustupňové (nepřímořízené) tlakové ventily, obr.2.

Nastavení tlaku se provádí seřizovacím šroubem (4). Ve výchozím stavu je ventil uzavřen. Tlak působí na čelní plochu šoupátka (1) a současně skrz trysku (2) na jeho pružinou zatíženou zadní stranu a dále tryskou (3) na kuličku řídícího ventilu (6). Pokud stoupající tlak v systému dosáhne hodnoty nastavené pružinou (5), řídícím ventilem začne protékat kapalina. Pružinou zatížená strana šoupátka se odlehčí, funkční hrana šoupátka otevře radiální otvory

pouzdra (7) a tlaková kapalina začne proudit z kanálu P do T. Řídící průtok je sveden drážkou (8) do kanálu T.



Obr. 2. *Tlakový ventil VPN1-06 (Dn 06, p_{max} 32 MPa, Q_{max} 70 dm^3min^{-1}), Hytos a.s. Vrchlabí*

1.1 Cíl práce

Na katedře výrobních systémů Fakulty strojní Technické univerzity v Liberci je k dispozici program MATLAB 6.5, jehož součástí je nástavba SIMULINK, určená pro modelování a simulaci dynamických systémů. Poskytuje uživateli snadno a rychle vytvářet modely ve formě blokových schémat. Pomocí SIMULINKu a jeho grafického editoru lze vytvářet modely lineárních, nelineárních v čase diskrétních nebo spojitých systémů přesouváním funkčních bloků ze standardní knihovny. Otevřená architektura programu umožňuje uživateli vytvářet si vlastní funkční bloky a rozšířit tak stávající knihovnu. Cíl práce lze shrnout do následujících bodů :

- vytvořit funkční simulační model vybraného jednostupňového tlakového ventilu,
- ověřit funkčnost modelu na konkrétních případech změny proudu ventilem a dalších parametrů (např. kapacity C, velikosti funkční vůle, průtokového součinitele atd.),
- navrhnout konstrukční úpravy, které umožní měření posunutí kuželky x při statickém měření.

Výsledky práce by měly posloužit k hlubšímu seznámení s prostředím MATLAB – SIMULINK, avšak především k jeho aktivnímu použití při řešení konkrétní úlohy a eventuálních konstrukčních úpravách prvku i ozřejmění skutečností souvisejících s experimenty na fyzikálním modelu. Výsledný model tlakového ventilu by měl posloužit jako jednotlivý prvek při sestavování kompaktního hydraulického obvodu, který lze pak dále zkoumat a posuzovat jeho chování jako celek.

2. Poznámky k matematickému popisu

2.1 Omezující podmínky

Při popisu části nebo celého hydraulického prvku se nevyhneme jistým zjednodušením a omezujícím podmínkám, za kterých bude matematický popis (model) platný. Uvedeme nyní ta (viz [2]), která budou obecně závazná :

2.1.1 Soustředné parametry

Při matematickém popisu bude využito soustředných parametrů. Označíme-li $l[m]$ délku spojovacího vedení (kanálu) mezi sledovanými místy, pak podmínkou pro popis chování vedení soustřednými parametry je, aby

$$l < \frac{c}{2f}, \tag{1}$$

kde $f[Hz]$ ...budící frekvence vyvozená generátorem,

$c[ms^{-1}]$ ...rychlost rázové vlny odpovídající rychlosti šíření zvuku v dané tekutině,

$$c = \sqrt{\frac{K_e}{\rho}}, \tag{2}$$

kde $K_e[Pa]$ ...ekvivalentní modul objemové pružnosti

$\rho[kgm^{-3}]$ ...měrná hmotnost použité kapaliny.

2.1.2 Měrná hmotnost

Měrná hmotnost kapaliny se mění s tlakem a teplotou. Nechá se očekávat, že při sledovaných dějích vznikne teplotní spád, avšak budeme předpokládat, že změna měrné hmotnosti bude velmi malá (např. u oleje OT-T3C se při změně teploty o 20°C změní měrná hmotnost o 1,5%) a neovlivní chování sledovaného prvku.

2.1.3 Kapacita

Ekvivalentní modul objemové pružnosti je závislý na druhu použité kapaliny, na obsahu vzduchu, který je v kapalině vyloučen ve formě bublinek a na deformačních vlastnostech stěn prvků hlavně vedení, které sledovaný objem V_o uzavírají.

2.1.3.1 Vliv nerozpuštěného vzduchu

Vliv nerozpuštěného vzduchu v kapalině (oleji) lze postihnout teoretickým vztahem:

$$\frac{K_e}{K} = \frac{\alpha + \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{\alpha K}{np} + \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}}, \tag{3}$$

kde $K_e[Pa]$ ...ekvivalentní modul objemové pružnosti oleje s nerozpuštěným vzduchem,

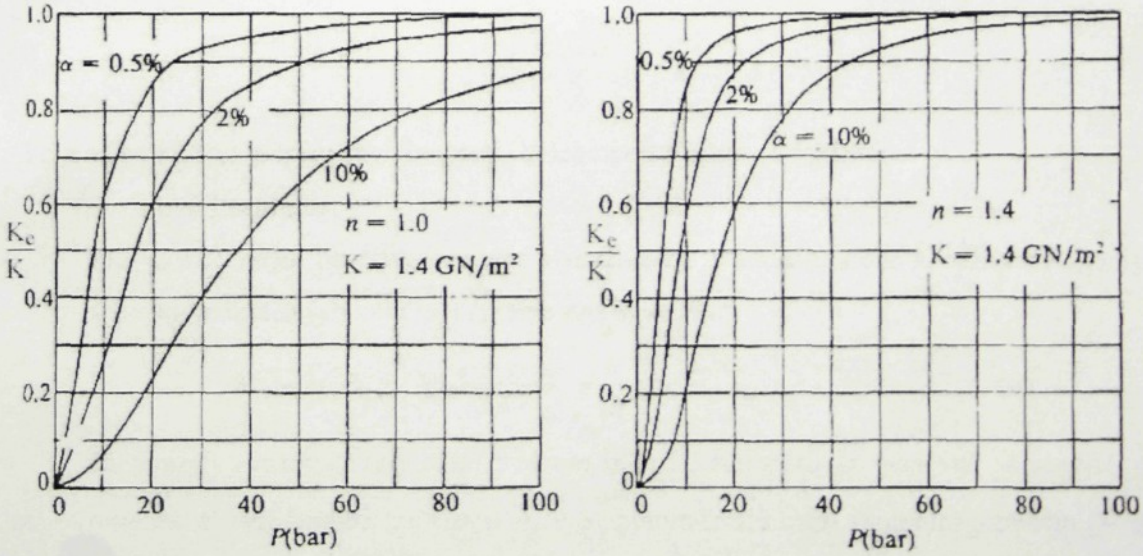
$K[Pa]$ ...modul objemové pružnosti oleje prostého bublinek vzduchu,

α ...poměr objemu nerozpuštěného vzduchu v oleji k objemu oleje při atmosférickém tlaku p_0,

$p[MPa]$ ...tlak ve sledovaném objemu (referenční tlak, kolem kterého dochází ke změnám),

n ...polytropický exponent. Při pomalých změnách můžeme děj považovat za izotermický $n = 1$ a při velmi rychlých změnách za adiabatický $n = 1{,}4$.

Vztah (3) je pro olej o modulu $K = 1{,}4 \cdot 10^9\,Pa$, různý procentuelní obsah nerozpuštěného vzduchu a pro $n = 1$ a $n = 1{,}4$ graficky znázorněn na obr.3.

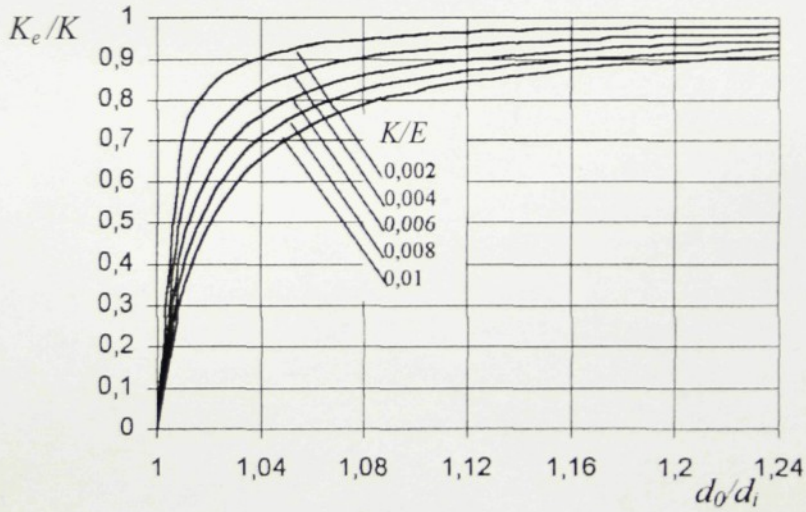


Obr. 3. *Ekvivalentní modul objemové pružnosti směsi olej - vzduch*

Z obr.3 je zřejmé, že vliv nerozpuštěného vzduchu má výrazný vliv na modul objemové pružnosti oleje, zejména při nižších tlacích. Již při tlaku kolem 6 MPa (60 bar) je ekvivalentní modul menší oproti modulu oleje bez bublinek vzduchu o méně než 10%. Výsledky ukázané na obr.3 nelze ovšem zcela přijmout, protože spolu se stoupajícím tlakem dojde k rozpuštění určité části vzduchu, a tudíž hodnoty ekvivalentního modulu budou vyšší. Praktické příklady potvrzují, že reálné hodnoty nerozpuštěného vzduchu nijak dramaticky nesnižují modul objemové pružnosti oleje, zvláště po jisté době chodu obvodu (20 ÷ 30 min), kdy se vlastnosti oleje stabilizují.

2.1.3.2Vliv deformace potrubí

Představu o vlivu deformace stěn trubek dává obr.4, kde jsou uvedeny charakteristiky trubek pro různé K/E a $\mu = 0,25$. Kde Ke je ekvivalentní modul pružnosti systému trubka – kapalina a E modul pružnosti materiálu, z kterého je trubka zhotovena.



Obr. 4. *Ekvivalentní objemový modul pružnosti systému ocelová trubka – kapalina v závislosti na poměru průměru trubky, při parametrickém vyjádření poměru modulů kapaliny a modulu pružnosti oceli viz [1]*

Podíváme-li se na rozměry přesných ocelových bezešvých trubek (doporučené rozměry podle ČSN 42 6710 nebo podle fy PARKER ERMETO), které se v hydraulických mechanismech používají, zjistíme, že poměr vnějšího d_0 a vnitřního d_i průměru se pohybuje vesměs v rozmezí 1,11 až 1,50, případně více takže snížení modulu Ke se pohybuje do 10%.

Z výše uvedených důvodů budeme v našich výpočtech používat modul objemové pružnosti oleje konstantní, nezávislý na tlaku $K = (1{,}4 \div 1{,}6) \cdot 10^9\ Pa$.

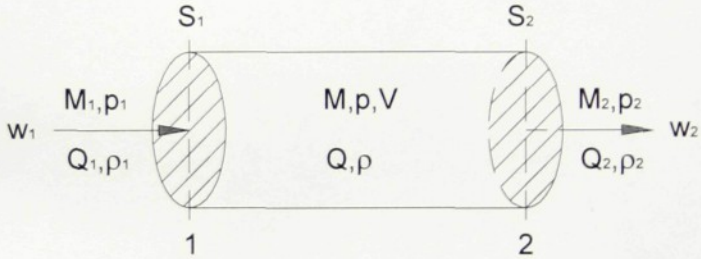
2.2 Výchozí rovnice

Při matematickém popisu chování částí i celého prvku budeme vycházet z :

2.2.1 Rovnice kontinuity

Rovnici, s ohledem na dříve uvedené skutečnosti a v souladu s obr.5, odkud je zřejmý význam jednotlivých veličin, můžeme zapsat ve tvaru

$$M_1 - M_2 = \rho_1 Q_1 - \rho_2 Q_2 = \frac{d}{dt}(\rho V). \tag{4}$$



Obr. 5. *Referenční objem potrubí*

kde $M_1, M_2 [kgs^{-1}]$ ...hmotnostní průtok,

$Q_1, Q_2 [m^3 s^{-1}]$ ...objemový průtok

$p_1, p_2 [Pa]$ ...tlak,

$\rho_1, \rho_2 [kgm^{-3}]$ ...měrná hmotnost,

$S_1, S_2 [m^2]$ ...příčný průřez,

$V [m^3]$ ...referenční objem.

Budeme-li uvažovat, že střední hodnota měrné hmotnosti ρ je i vně sledovaného objemu V (viz kapitola 2.1.2), tzn. $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, potom rozdíl mezi vstupním proudem Q_1 a výstupním proudem Q_2 bude

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho}\frac{d\rho}{dt}. \tag{5}$$

Z definice modulu objemové pružnosti kapaliny plyne relace

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{K_e}, \tag{6}$$

takže po dosazení do vztahu (5) bude

$$Q_1 - Q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{K_e}\frac{dp}{dt}. \tag{7}$$

Vidíme, že rozdíl průtoků je dán dvěmi částmi : změnou sledovaného objemu s časem (např. způsobenou pohybem pístu ve válci) a vlivem stlačitelnosti kapaliny a deformace stěn, který postihneme modulem K_e (viz kapitola 2.1.3).

2.2.2 Newtonův zákon

Budeme využívat jeho způsobu sestavování pohybových rovnic, kdy obecně platí

$$m_k a = \sum_i F_i . \tag{8}$$

Při aplikace rovnice (8) na případ jednorozměrného laminárního proudění podle obr.5 při změně rychlosti proudění (neustálený stav) můžeme psát

$$m_k \frac{dw}{dt} = p_1 S_1 - p_2 S_2 - \sum_i F_i , \tag{9}$$

kde $S_1/S_2[m^2]$ ...vstupní/výstupní příčný průřez,

$m_k[kg]$ ...hmotnost kapaliny ve sledovaném objemu,

$w[ms^{-1}]$ ...střední rychlost proudění

$\sum_i F_i$ ...součet odporových sil.

Téhož zákona využijeme ke stanovení hydrodynamických sil, které působí na námi sledovaný systém při změně směru proudu. V ustáleném stavu, tj. při konstantní působící síle F a hmotnosti m a při zavedení $a = \frac{dw}{dt}$, lze rovnici (8) integrovat. Změní-li se za časový interval $\Delta t = t_2 - t_1$ rychlost sledované kapaliny o hmotnosti m z hodnoty w_1 na w_2, potom

$$F\Delta t = m(w_2 - w_1), \tag{10}$$

a při stálé měrné hmotnosti ρ (v ustáleném stavu je $Q_1 = Q_2$) bude

$$F = \rho Q_2 (w_2 - w_1) . \tag{11}$$

Dále využijeme pojmů vyplívajících z elektrohydraulické analogie:

2.2.3 Lineární a nelineární hydraulický odpor

Hydraulický odpor udává vztah mezi tlakovým úbytkem (spádem) Δp a průtokem Q

$$\Delta p = R_1 Q \text{ , respektive } \Delta p = R_2 Q , \tag{12}$$

kde $R_1[Nm^{-5}s]$ ...lineární hydraulický odpor,

$R_2[Nm^{-8}s]$ ...nelineární hydraulický odpor.

2.2.4 Svodová propustnost

Vyjadřuje vztah mezi působícím tlakovým spádem Δp a ztrátovým průtokem Q_z

$$Q_z = G\Delta p , \tag{13}$$

kde $G[N^{-1}m^5s^{-1}]$ ...svodová propustnost .

2.2.5 Hydraulická kapacita

Postihuje vliv stlačitelnosti kapaliny a deformace stěn referenčního objemu.

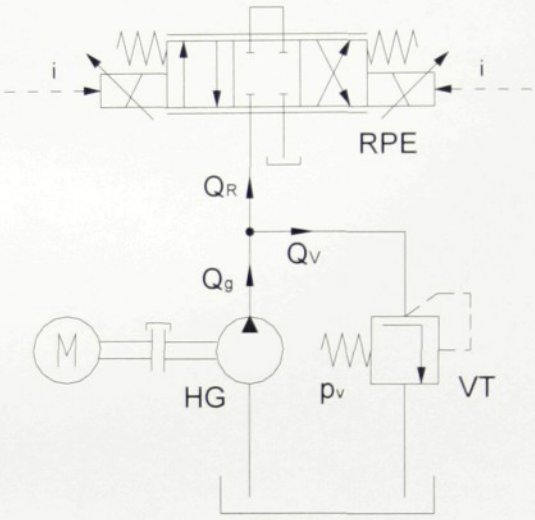
Pro případ podle obr.5, viz též vztah (7), je hydraulická kapacita

$$C = \frac{V}{K_e} , \tag{14}$$

kde $C[N^{-1}m^5]$ ...hydraulická kapacita .

3. Matematický popis tlakového ventilu

Při matematickém popisu vycházíme ze schématu uvedeného na obr.6, které ukazuje zabudování tlakového ventilu v obvodu. Obvod se skládá z hydrogenerátoru HG, k němu je do série připojen proporcionální rozvaděč RPE a paralelně k oběma prvkům je připojen zkoumaný tlakový ventil VT (VPP2-06 SV/10).

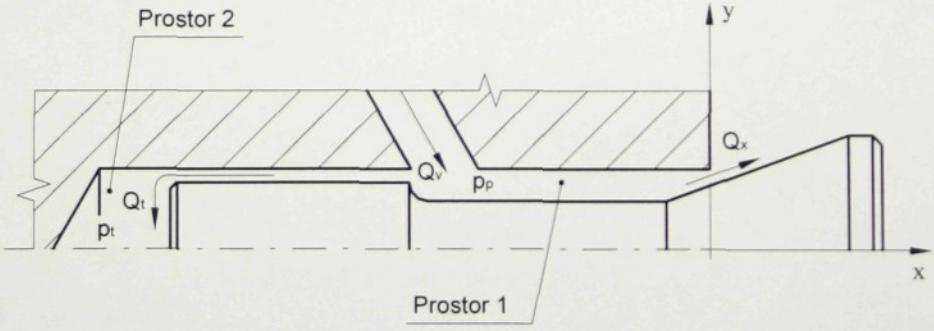


Obr. 6. *Experimentální zapojení pro sestavení průtokové rovnice*

3.1 Průtoková rovnice

Z obr.6 je zřejmé, že proud hydrogenerátoru Q_g pokrývá proud Q_R tekoucí řídícím prvkem, proud Q_C způsobený stlačitelností kapaliny o objemu V_0 a proud Q_V tekoucí do ventilu, tedy

$$Q_g - Q_R - Q_C - Q_V = 0. \tag{15}$$



Obr. 7. *Znázornění uložení kuželky v tělese sedla s vyznačením prostorů 1 a 2, tlaků a všech proudů uvnitř ventilu*

Při stanovení proudu tlakovým ventilem Q_V vycházíme ze vztahu (7) a z obr.7 (viz č.v. 551 0081 a č.v. 551 0060), kdy pro prostor 1 můžeme psát rovnici kontinuity

$$Q_V - Q_x - Q_t = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1}{K}\frac{dp_p}{dt}, \tag{16}$$

kde $V_1[m^3]$ ...celkový objem v prostoru 1 (konstantní), tzn., že pro první výraz pravé strany můžeme psát

$$\frac{dV_1}{dt} = 0, \tag{17}$$

z tohoto vyplývá, že k průtoku vlivem pohybujících se ploch nebude docházet. Pro druhý výraz pravé strany platí

$$\frac{V_1}{K}\frac{dp_p}{dt} = \frac{V_1}{K}\dot{p}_p = Q_{c1}, \tag{18}$$

což je vlastně proud kapacitou v prostoru 1 tlakového ventilu, ale tento průtok je již započítáván do celkového kapacitního proudu systému Q_C, jelikož geometrický objem V_0 zahrnuje kromě objemu vedení také objemy prostorů prvků, tedy i tlakového ventilu.

Po úpravě můžeme psát vztah (16) ve tvaru

$$Q_V - Q_x - Q_t = 0. \tag{19}$$

Proud Q_V tekoucí do tlakového ventilu tedy pokrývá proud Q_x, který je závislý na geometrii průtočného průřezu, posunutí kuželky a na velikosti pracovního tlaku a proud Q_t tekoucího tlumičem, takže rovnici (15) můžeme zapsat ve tvaru

$$Q_g - Q_R - Q_C - Q_x - Q_t = 0. \tag{20}$$

3.1.1 Průtok rozváděčem

Proporcionální rozváděč se používá pro symetrické řízení pohybové frekvence hydromotorů. Řídící hrany vytvářejí stejné hydraulické odpory resp. propustnosti $G_{(x)}$ závislé na posunutí šoupátka, takže podle [7] pro průtok rozváděčem můžeme psát

$$Q_R = \mu S_{(x)}\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} = K_R x_R^{\,2}\sqrt{2\Delta p}, \tag{21}$$

kde $K_R[kg^{-1/2}m^{3/2}]$ ...konstanta rozváděče zahrnující geometrii průtočného průřezu, průtokové poměry a měrnou hmotnost kapaliny,

$2\Delta p[MPa]$ ...celkový tlakový spád na rozváděči tj. na obou řídících hranách,

$x_R[m]$ ...posunutí šoupátka rozváděče.

Jmenovitý průtok rozváděčem Q_{jm} je podle [7] definován

$$Q_{jm} = K_R x_{jm}^{\ 2} \sqrt{\Delta p_{jm}}\ , \tag{22}$$

kde $x_{jm}[m]$ ...jmenovité (maximální) posunutí šoupátka,

$\Delta p_{jm}[MPa]$ ...jmenovitý celkový tlakový spád na rozváděči, tedy na obou hranách.

Uděláme-li poměr obou vztahů (21) a (22), můžeme vyjádřit okamžitý průtok rozváděčem

$$Q = \frac{Q_{jm}}{\sqrt{\Delta p_{jm}}} \left(\frac{x}{x_{jm}} \right)^2 \sqrt{2\Delta p} = K_r X^2 \sqrt{2\Delta p}\ , \tag{23}$$

kde X ...poměrné posunutí šoupátka,

$K_r[m^{-3}s^{-1}Pa^{-1/2}]$ ...konstanta rozváděče.

Otevírání (zavírání) proporcionálního rozváděče lze realizovat obdobně jako u normálního rozváděče přenosovou funkcí vyjadřující dynamiku rozváděče při transformaci vstupního signálu, proudu na cívky proporcionálního magnetu, na posunutí šoupátka. Pro další budeme tento přenos uvažovat jako proporcionální se zpožděním druhého řádu, tedy

$$\frac{X}{i}(s) = \frac{K_i}{\frac{s^2}{\omega_r^{\ 2}} + \frac{2\xi_x}{\omega_r} s + 1} = \frac{K_i}{T_1 T_2 s^2 + (T_1 + T_2)s + 1}\ , \tag{24}$$

kde $K_i = x_{jm}/i_{jm}$ ...zesílení,

$\omega_r[rad/s]$ ...vlastní frekvence netlumeného kmitání,

ξ_r ...poměrné tlumení,

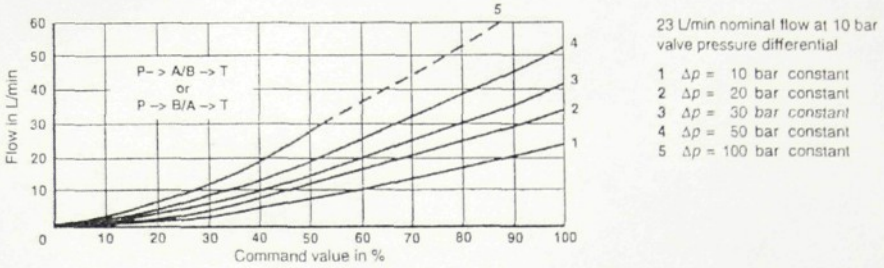
$T_1 = 1/\omega_r\ [s]$ ...časová konstanta rozváděče.

3.1.2 Určení parametrů rozváděče

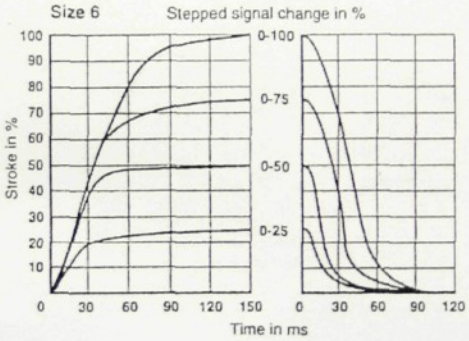
Na základě experimentálně získaných hodnot byly uvažovány průtokové poměry proporcionálního rozváděče 4WRE 6V o jmenovitém průtoku $Q_{jm} = 23\ dm^3\ \mathrm{min}^{-1}$ a jmenovitém tlakovém spádu $\Delta p_{jm} = 1MPa$ (viz obr.8), z nichž můžeme stanovit konstantu rozváděče.

Takže

$$K_r = \frac{Q_{jm}}{\sqrt{\Delta p_{jm}}} = \frac{23 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \sqrt{1 \cdot 10^6}} = 3{,}833.10^{-7}\, m^3 s^{-1} Pa^{-1/2}, \tag{25}$$



Obr. 8. *Charakteristika* $Q_R(X)|\Delta p$ *rozváděče 4WRE 6*

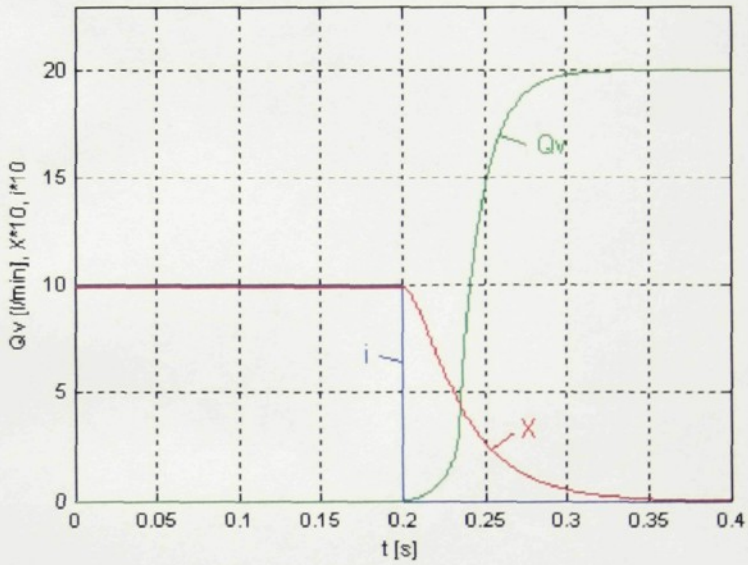


Obr. 9. *Přechodová charakteristika rozváděče 4WRE 6*

Identifikací přechodové charakteristiky z obr.9 podle [5] byly získány časové konstanty přenosu $T_1 = 9{,}44 \cdot 10^{-3}\, s$, $T_2 = 30 \cdot 10^{-3}\, s$

$$\frac{X}{i}(s) = \frac{1}{0{,}2832 \cdot 10^{-3}\, s^2 + 39{,}44 \cdot 10^{-3}\, s + 1}. \tag{26}$$

Na obr.10 je průběh průtoku ventilem Q_V a bezrozměrné posunutí šoupátka X při skokové změně budícího proudu $(1 \rightarrow 0)$ získaných simulačním blokem RPE.



Obr. 10. *Graf časového průběhu proudu i, bezrozměrného posunutí šoupátka X rozváděče 4WRE 6 a budícího proudu tekoucího do tlakového ventilu Q_v při proudu Q_g = 20 dm^3min^{-1} dodávaného generátorem do obvodu*

3.1.3 Průtok kapacitou Q_C

Je daný kapacitními vlastnostmi vedení a prostorů prvků, můžeme ho zapsat ve tvaru

$$Q_C = C\dot{p}_p = \frac{V_0}{K}\dot{p}_p . \tag{27}$$

Pro kapacitu platí vztah

$$C = \frac{V_0}{K} = \frac{\pi d_i^2}{4} l , \tag{28}$$

kde $V_0[m^3]$ ...geometrický objem vedení mezi hydrogenerátorem řídícím prvkem a tlakovým ventilem,včetně prostorů prvků, které jsou s vedením spojeny,

$d_i[m]$ ...vnitřní průměr vedení,

$l[m]$ ...délka vedení,

Tab.1 podává přehled o velikostech kapacity vztažené na *1m* délky vedení pro různé moduly objemové pružnosti kapaliny a pro různé vnitřní průměry trubek.

Modul objemové pružnosti oleje $K[Pa]$	Kapacita $C \cdot 10^{-14}[N^{-1}m^5]$ vztažená na $1m$ délky					
	$K_e = K$			$K_e = 0,9K$		
	vnitřní průměr trubky $d_l[mm]$					
	8	10	13	8	10	13
$1,4.10^9$	3,590	5,610	9,481	3,989	6,233	10,53
$1,6.10^9$	3,142	4,909	8,296	3,491	5,454	9,218

Tab.1

3.1.4 Průtok proměnnou plochou Q_x

Jedná se o proud proměnným odporem, který je dán obecně průtokovou rovnicí ve tvaru

$$Q_x = \mu S_{(x)} \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p_p - p_T\right)}, \tag{29}$$

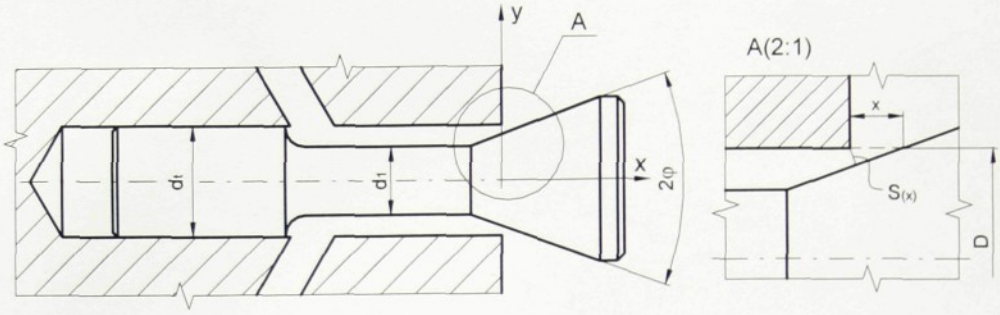
kde μ ...je průtokový součinitel, který zahrnuje veškeré ztráty při průtoku kapaliny daným odporem. Vyšetření průtokového součinitele představuje velmi rozsáhlé experimenty, které musejí zahrnovat tvar průtokového průřezu ve vztahu ke geometrii vstupní hrany a závislost na Reynoldsově čísle. Jistou představu dává [3], kde pro úhel kuželky $\varphi = 30°$ a $45°$, průtoky $(6 \div 30) dm^3 min^{-1}$ a tlaky $(1 \div 5) MPa$ byl experimentálně zjišťován průtokový součinitel, jehož hodnota se pohybovala v rozmezí $\mu = 0,6 \div 0,9$,

$S_{(x)}[m^2]$ ...průtočná plocha,

$p_p[Pa]$ ...pracovní tlak v systému,

$p_T[Pa]$ ...atmosférický tlak v nádrži, uvažujeme tedy nulový přetlak.

Při stanovení průtočné plochy vycházíme z obr.11.



Obr. 11. *Posunutí kuželky se znázorněním průtočné plochy $S_{(x)}$*

Průtočná plocha je vlastně povrch pláště komolého kužele a je dána výrazem

$$S_{(x)} = \pi D x \sin\varphi - \frac{\pi}{2} x^2 \sin\varphi \sin 2\varphi . \tag{30}$$

Jak vidíme je tato plocha dána dvěma členy, lineárním a kvadratickým, závislým na posunutí kuželky x. Pro rozměry kuželky tlakového ventilu (viz č.v. 551 0060 a 5510081), $D = 5mm$ a $\varphi = 20°$, jsou hodnoty obou členů výrazu (30) shrnuty v tab.2.

Pokud posunutí kuželky ventilu x bude menší než $1mm$, což se nechá očekávat, bude chyba při aproximaci menší než 7%, můžeme kvadratický člen vztahu zanedbat. V modelu použijeme tedy pro výpočet průtočné plochy výraz

$$S_{(x)} = \pi D x \sin\varphi = 5{,}37 \cdot 10^{-3}\, x = A x , \tag{31}$$

posunutí kuželky x [mm]	lineární člen $\pi D x \sin\varphi$ [mm^2]	kvadratický člen $\frac{\pi}{2} x \sin\varphi \sin 2\varphi$ [mm^2]	Chyba při aproximaci [%]
0,1	0,537244	0,0034533	0,65
0,2	1,074488	0,0138134	1,30
0,4	2,148976	0,0552534	2,64
0,6	3,223464	0,1243202	4,01
0,8	4,297952	0,2210136	5,42
1,0	5,3724398	0,3453338	6,87

Tab.2

Pro průtok proměnným odporem tlakového ventilu můžeme po substituci (31) do (29) psát

$$Q_x = \mu A x \sqrt{\frac{2}{\rho} p_p} = B x \sqrt{p_p}\,, \tag{32}$$

Hodnoty koeficientu průtoku B pro měrnou hmotnost kapaliny $\rho = 860\ kgm^{-3}$ a různé hodnoty průtokového součinitele μ jsou v tab.3.

μ	0,6	0,7	0,8	0,9
$B \cdot 10^{-4}$	1,554	1,814	2,073	2,332

Tab.3

3.1.5 Průtok tlumičem Q_t

Při stanovení průtoku tlumičem vyjdeme ze vztahu (7), z obr.7 a z výkresů kuželky (č.v. 551 0081) a sedla (č.v. 551 0060), kdy pro prostor 2 můžeme tedy psát rovnici kontinuity

$$Q_t = \frac{dV_{tc}}{dt} + \frac{V_{tc}}{K}\frac{dp_t}{dt}\,, \tag{33}$$

kde $V_{tc}[m^3]$ ...celkový objem prostoru pod tlumícím válečkem, je dán součtem konstantního objemu V_{t0}, tedy objemu při nulovém posunutí kuželky a proměnným objemem V_{tx}, který vzniká po otevření kuželky

$$V_{tc} = V_{t0} + V_{tx} = V_{t0} + S_t x\,, \tag{34}$$

$p_t[MPa]$ ...tlak v prostoru tlumiče,

$S_t[mm]$ ...plocha tlumicího válečku,

$$S_t = \frac{\pi d_t^2}{4} = 1{,}9635 \cdot 10^{-5} m^2\,,$$

$$V_{t0} = \frac{\pi d_t^2}{4} l_t + \frac{\pi d_{stř}^2}{4} l_{stř} + V_{vr} + V_{stř} = 1{,}0553 \cdot 10^{-7} m^3\,,$$

kde $l_t[m]$ ...vzdálenost od konce tlumicího válečku ke konci otvoru v tělese sedla při nulovém posunutí, $l_t = 4{,}6mm$,

$l_{stř}[m]$ ...délka středícího důlku,

$d_t[m]$ ...průměr tlumicího válečku,

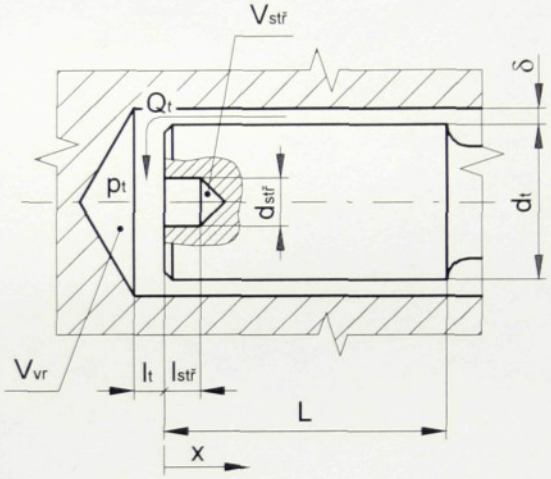
$d_{stř}[m]$ ...průměr středícího důlku,

$V_{vr}[m^3]$ ...objem komolého kužele vzniklého od špičky vrtáku,

$V_{stř}[m^3]$ ...komolý kužel vzniklý při navrtávání středícím vrtákem do tlumicího válečku,

Takže po substituci (33) do (34) můžeme psát

$$Q_t = S_t \dot{x} + \frac{V_{t0} + S_t x}{K} \dot{p}_t = S_t w + \left(\frac{V_{t0}}{K} + \frac{S_t}{K} x \right) \dot{p}_t , \tag{35}$$



Obr. 12. *Souosé uložení válečku*

Ze vztahu (35) je patrné, že průtok tlumičem je dán součtem tří průtoků a to průtokem od pohybující se plochy tlumicího válečku Q_{tw}, průtokem konstantní kapacitou Q_{Ct0} a průtokem proměnnou kapacitou a prostoru tlumiče Q_{Ctx}

$$Q_{tw} = S_t w , \tag{36}$$

$$Q_{Ct0} = \frac{V_{t0}}{K} \dot{p}_t = C_{t0} \dot{p}_t , \tag{37}$$

$$Q_{Ctx} = \frac{V_{tx}}{K} \dot{p}_t = C_{tx} \dot{p}_t , \tag{38}$$

kde $C_{t0}[N^{-1}m^5]$ ...konstantní kapacita v prostoru tlumiče,

$C_{tx}[N^{-1}m^5]$ ...proměnná kapacita, která vzniká při pohybu kuželky.

Při podrobném porovnávání pohybových přechodových charakteristik modelů tlakového ventilu s využitím průtoku proměnnou kapacitou a bez použití tohoto průtoku jsem dospěl k závěru, že výchylka kuželky se u obou případů ustálí na stejné hodnotě. Rozdíl je pouze v přechodových oblastech při maximální výchylce a to jen řádově v μm. Proto můžeme proměnný průtok kapacitou zanedbat a zjednodušit tak výraz (35) na

$$Q_t = S_t w + \frac{V_{t0}}{K} \dot{p}_t , \tag{39}$$

Proud tlumičem můžeme také stanovit z laminárního proudění válcovými mezerami, přičemž vzájemná poloha tlumicího válečku a tělesa sedla může být buď souosá nebo výstřední.

a) Při souosém uložení tlumicího válečku je průtok funkční vůlí Q_t dán vztahem

$$Q_t = \frac{\pi d_t \delta^3}{12\eta L}\left(p_p - p_t\right) - \frac{\pi d_t \delta}{2}\dot{x} = \frac{\pi d_t \delta^3}{12\nu\rho L}\left(p_p - p_t\right) - \frac{\pi d_t \delta}{2} w , \tag{40}$$

kde $\delta[m]$ ...velikost spáry,

$\eta[Pas]$ ...dynamická viskozita,

$\nu[m^2 s^{-1}]$ ...kinematická viskozita,

$L[m]$ ...délka funkční vůle,

Jak vidíme ze vztahu (40) je průtok tlumičem Q_t dán rozdílem dvou průtoků a to průtokem od tlakového spádu Q_s a průtokem vzniklým od pohybu kuželky Q_b

$$Q_s = \frac{\pi d_t \delta^3}{12\nu\rho L}\left(p_p - p_t\right), \tag{41}$$

$$Q_b = \frac{\pi d_t \delta}{2} w . \tag{42}$$

Rovnici (40) můžeme také zapsat ve tvaru

$$Q_t = G_t\left(p_p - p_t\right) - S_b w , \tag{43}$$

kde $G_t[N^{-1} m^5 s^{-1}]$ ...propustnost tlumiče,

$S_b[m^2]$ ...průtočná plocha mezi válečkem tlumiče a tělesem sedla,

$w[ms^{-1}]$ ...rychlost pohybu kuželky.

Na základě rozměrů tlumicího válečku (viz č.v. 551 0081 a č.v.551 0060), tedy průměru $d_t = 5mm$, délky funkční vůle $L = 9mm$, velikosti spáry, která se může pohybovat v rozmezí $\delta = (45 \div 50)\mu m$ a za předpokladu, že kinematická viskozita oleje bude při provozní teplotě rovna $\nu = 32 \cdot 10^{-6} m^2 s^{-1}$, potom můžeme stanovit propustnost G_t a průtočnou plochu S_b, jejichž hodnoty jsou shrnuty v tab.4.

Vůle	min	střední	max
$\delta[\mu m]$	45	47,5	50
$G_t \cdot 10^{-13}[N^{-1}m^5 s^{-1}]$	4,82	5,66	6,62
$S_b \cdot 10^{-7}[m^2]$	3,53	3,73	3,93

Tab.4

Porovnáme-li plochu tlumicího válečku S_t s průtočnou plochou S_b viz tab.5, můžeme konstatovat, že plocha S_b dosahuje maximálně 2% plochy S_t, tzn. že průtok od pohybu kuželky je zanedbatelný a v našich výpočtech budeme uvažovat průtok tlumičem Q_t daný pouze tlakovým spádem, tedy

$$Q_t = G_t(p_p - p_t). \tag{44}$$

Vůle	min	střední	max
$\delta[\mu m]$	45	47,5	50
$S_b/S_t[\%]$	1,8	1,9	2,0

Tab.5

b) Někdy může docházet vlivem nedostatečného radiálního vyvážení k navalování válečku a ke vzniku excentrického uložení (viz obr.13), kdy průtok funkční vůlí je definován výrazem

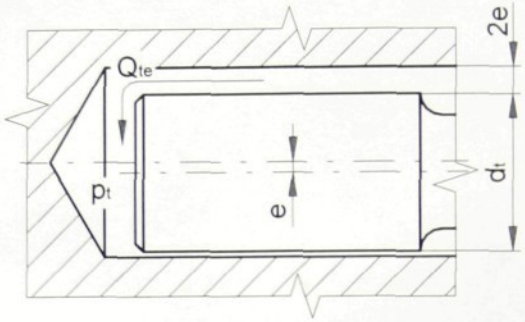
$$Q_{te} = G_t\left[1 + 1{,}5\left(\frac{e}{\delta}\right)^2\right](p_p - p_t). \tag{45}$$

Budeme-li však uvažovat výstřední uložení s maximální excentricitou, kdy $e_{max} = \delta$ potom bude

$$Q_{te} = 2{,}5 G_t(p_p - p_t), \tag{46}$$

Ze (43) vyplývá, že průtok s maximální výstředností je 2,5 krát větší než u souosé válcové mezery, tedy

$$Q_{te} = 2{,}5 Q_t . \tag{47}$$



Obr. 13. *Výstřední uložení tlumicího válečku*

Shrneme-li získané výsledky, můžeme průtokovou rovnici (20), resp.dílčí proudy zapsat ve tvaru :

$$Q - C\dot{p}_p - Bx\sqrt{p_p} - Q_t = 0 , \tag{48}$$

$$Q_t = G_t(p_p - p_t) = S_t\dot{x} + C_{t0}\dot{p}_t . \tag{49}$$

3.2 Pohybová rovnice

Hlavními složkami sil, které budou působit na kuželku jsou: tlaková síla F_p, tlumící síla F_t, síla od pohybujících se prvků F_m, síla od viskózního tlumení F_b, síla pružiny F_k a hydrodynamická síla F_{hd}.

$$F_p + F_t = F_m + F_b + F_k - F_{hd} . \tag{50}$$

3.2.1 Tlaková síla

Při uzavřeném ventilu působí tlak p_p na ploše S_t, po otevření ventilu $x > 0$ začne tlak působit na plochu S_0, která vznikne posunutím kuželky a na plochu S_t začne působit tlak p_t. Po odeznění přechodového děje bude tlak opět $p_t = p_p$, takže $S = S_0 + S_t$. Vzhledem k malým posunutím budeme předpokládat, že plocha S_0 narůstá s posunutím lineárně a definujeme ji jako násobek S_t, tedy

$$S_0 = S_t n x , \tag{51}$$

pro tlakovou sílu platí

$$F_p = S_0 p_p . \tag{52}$$

3.2.2 Tlumící síla

Je to síla v prostoru pod tlumicím válečkem, která vlastně otevírá tlakový ventil a tlumí kmitání kuželky, je dána vztahem

$$F_t = S_t p_t . \tag{53}$$

3.2.3 Síla od pohybujících se prvků

Je dána součinem zrychlení $\ddot{x}$, resp. $\dot{w}$ pohybujících se prvků a součtem jejich hmotností, tedy hmotností kuželky včetně opěrky m_k a 1/3 hmotnosti pružiny m_p, tedy

$$m = m_k + \frac{1}{3} m_p = \left(10 + \frac{1}{3} \cdot 11\right) = 13{,}69 \cdot 10^{-3} kg , \tag{54}$$

vztah pro sílu je

$$F_m = m\ddot{x} = m\dot{w} . \tag{55}$$

3.2.4 Síla od viskózního tlumení

Jak již bylo uvedeno (viz. kapitola 3.1.5), proudění tekutiny ve válcové spáře uvažujeme laminární, tzn. že se částice pohybují ve vrstvách, jenž proudí s rozdílnou rychlostí. Na stykových plochách těchto vrstev vzniká tečné napětí, které způsobuje vnitřní tření nebo též viskozitu.

Vnitřní tření většiny tekutin se řídí Newtonovým zákonem lineární závislosti tečného napětí na gradientu rychlosti proudění ve směru kolmém k proudění

$$\tau = \eta \frac{dw}{dy} . \tag{56}$$

Pro sílu viskózního tření platí

$$F_b = \tau S_s = \eta S_s \frac{dw}{dy} = \eta S_s \frac{w}{\delta} = bw , \tag{57}$$

kde $S_s[m^2]$ ...styčná plocha tlumicího válečku s pouzdrem,

$$S_s = \pi d_t L , \tag{58}$$

$\eta[m^2s^{-1}]$ ...dynamická viskozita velmi závisí na teplotě, přičemž u kapalin s rostoucí teplotou klesá. Častěji jsou však kapaliny charakterizovány kinematickou viskozitou

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}. \tag{59}$$

Na základě uvedených vztahů je koeficient tlumení b definován

$$b = \frac{\pi d_t L \nu \rho}{\delta}. \tag{60}$$

Hodnoty koeficientu tlumení pro různé hodnoty δ jsou uvedeny v tab.6.

$\delta[\mu m]$	45	47,5	50
$b[N/ms^{-1}]$	0,08645	0,08191	0,07781

Tab.6

3.2.5 Síla pružiny

Síla od pružiny je dána součinem tuhosti pružiny k a posunutí kuželky x (tuhost pružiny podle parametrů uvedených na výkresu č.v. 551 0340 je $k = 49{,}362 \cdot 10^3\, Nm^{-1}$ a silou F_0, takže

$$F_k = F_0 + kx, \tag{61}$$

Síle F_0 vyvozené předpětím pružiny odpovídá seřízení tlaku na požadovaný pracovní tlak p_v, tedy

$$F_0 = S_t\, p_v, \tag{62}$$

Substitucí (62) do (61) získáme

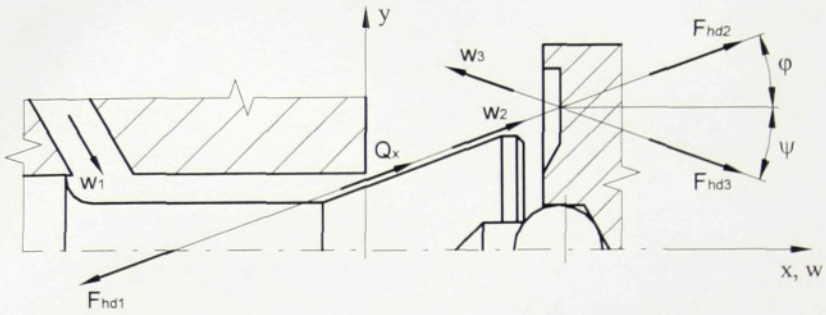
$$F_k = S_t\, p_v + kx. \tag{63}$$

3.2.6 Hydrodynamická síla

Při vyšetřování silového působení proudu kapaliny na kuželku vyjdeme ze známé skutečnosti, že impuls síly ($F\,dt$) se rovná změně hybnosti ($m\,dw$). Vzhledem k malým otevřením kuželky lze počáteční hybnost zanedbat ($w_1 << w_2$) a psát pro hydrodynamickou sílu při ustáleném proudění, podle [1]:

$$F_{hd} = \rho w_2 Q_x, \tag{64}$$

Působení hydrodynamických sil na kuželku zkoumaného ventilu je schématicky znázorněno na obr.14.



Obr. 14. *Hydrodynamické síly působící na kuželku*

Pro výslednou hydrodynamickou sílu F_{hdx} působící v osovém směru, za předpokladu, že rychlost proudu se nemění ($w_2 = w_3$), resp. její změna je velmi malá a při pohybu kuželky rychlostí $\dot{x}$ můžeme psát

$$F_{hd} = F_{hd1x} + F_{hd2x} + F_{hd3x}, \tag{65}$$

Pro jednotlivé axiální složky platí :

$$F_{hd1x} = -Q_x \rho w_2 \cos\varphi, \tag{66}$$

$$F_{hd2x} = Q_x \rho (w_2 \cos\varphi - \dot{x}), \tag{67}$$

$$F_{hd3x} = Q_x \rho (w_3 \cos\psi - \dot{x}) = Q_2 \rho (w_2 \cos\psi - \dot{x}), \tag{68}$$

Radiální složky hydrodynamické síly se vyruší .

Dosazením rovnic (66), (67) a (68) do (65) dostaneme výraz pro výslednou hydrodynamickou sílu

$$F_{hd} = Q_x \rho (w_2 \cos\psi - 2\dot{x}). \tag{69}$$

Pro rychlost w_2 platí

$$w_2 = \frac{Q_x}{\mu S_{(x)}} = \frac{Q_x}{\alpha S_{(x)}}, \tag{70}$$

kde $S_{(x)}[m^2]$ ...průtočná plocha, viz. (31),

$Q_x[m^3 s^{-1}]$ ...průtok proměnnou plochou Q_x,

μ ...průtokový součinitel, který se stanoví ze vztahu

$$\mu = \frac{\varphi \alpha_k}{\sqrt{1-\alpha^2\left(\frac{S_{(x)}}{S_C}\right)}}, \tag{71}$$

Pro malý poměr $S_{(x)}/S_C$ je však součinitel μ přibližně roven součiniteli kontrakce proudu α_K. S_C je průtočný průřez daný plochou mezikruží ohraničenou průměrem sedla $D = 5mm$ a průměrem dříku $d_1 = 3,1mm$.

Po substituci (70) do (69) a úpravě bude

$$F_{hd} = \rho \frac{Q_x^{\,2}}{\mu S_{(x)}} \cos\psi - 2\rho Q_x \dot{x}, \tag{72}$$

Vztah pro hydrodynamickou sílu má po zjednodušení tvar

$$F_{hd} = 2\mu A x p_p \cos\psi - 2\mu A x \sqrt{2\rho p_p}\,\dot{x}, \tag{73}$$

$$F_{hd} = K_1 p_p x - K_2 x \dot{x} \sqrt{p_p}, \tag{74}$$

kde

$$K_1 = 2\mu A \cos\psi, \tag{75}$$

$$K_2 = 2\mu A \sqrt{2\rho}. \tag{76}$$

3.2.7 Pohybová rovnice

Při respektování dílčích vztahů (52), (53), (55), (57), (63), (74), které dosadíme do (50) obdržíme pohybovou rovnici ve tvaru

$$S_0 p_p + S_t p_t = m\ddot{x} + b\dot{x} + kx + p_v S - F_{hd}, \tag{77}$$

po další úpravě

$$S_t(nx+1)(p_p - p_v) - S_t(p_p - p_t) = m\ddot{x} + b\dot{x} + kx - (K_1 p_p - K_2 \dot{x} p_p)x, \tag{78}$$

v ustáleném stavu bude $\ddot{x} = \dot{x} = 0$ a $p_p = p_t$, takže rovnice (78) se změní na

$$S_t(nx+1)(p_p - p_v) = (k - K_1 p_p)x, \tag{79}$$

Jestliže by měl být ventil plně kompenzován, potom $p_p = p_t$, tzn., že skutečný tlak p_p se musí rovnat nastavenému tlaku p_v, tzn. tlaková diference $\Delta p = p_p - p_v = 0$, takže z předchozí rovnice plyne

$$k - K_1 p_v = 0 \,, \quad \text{resp.} \quad K_1 = \frac{k}{p_v} = konst.\,, \tag{80}$$

obecně

$$K_{oi} = \frac{k_j}{p_{vi}}\,, \tag{81}$$

kde j ...odpovídá zvolenému tlakovému stupni,

i ...odpovídá seřízení ventilu,

$K_o[m]$ ...parametr ustálené stacionární hydrodynamické síly pro úplnou kompenzaci ventilu.

Stanovení parametru K_1 nám dovolí počáteční nastavení. Parametry K_1 a K_2 jsou spolu s dalšími zajímavými hodnotami uvedeny v tab.7.

Tlakový stupeň 10		
μ	0,6	0,7
K_2	0,267	0.312
K_{max} $(\cos\psi = 1)$	$6{,}44.10^{-3}$	$7{,}52.10^{-3}$
K_o $(p_v = 10\ MPa)$	$4{,}9362.10^{-3}$	
ψ	40,00°	48,96°

Tab.7

Ze vztahu (80) můžeme určit pro známou tuhost pružiny k ventilu a jeho seřízení p_v velikost parametru K, který dovoluje z (75) stanovit pro známé μ a A velikost cos ψ, resp. úhel ψ.

kde ψ ...velikost úhlu paprsku, pod kterým opouští kompenzátor. Paprsek vlastně kopíruje plochu vybraní v kompenzátoru. Stanovením jeho velikosti můžeme ovlivňovat úhel sklonu této plochy.

3.2.8 Rovnováha sil na kuželce ventilu před jeho otevřením

Při uzavřeném ventilu, tj. při nulových počátečních podmínkách, kdy $t < 0$ je $x(0) = 0$, $Q_v = 0$ a $p_t(0)$ je menší nebo roven tlaku p_v, na který je ventil seřízen $p_t(0) \leq p_v$. Síla předpětí pružiny F_0 odpovídá nastavenému tlaku p_v

$$F_0 = S p_v, \tag{82}$$

tato síla je zachycena v sedle ventilu a platí

$$-F_0 + F_1 = 0. \tag{83}$$

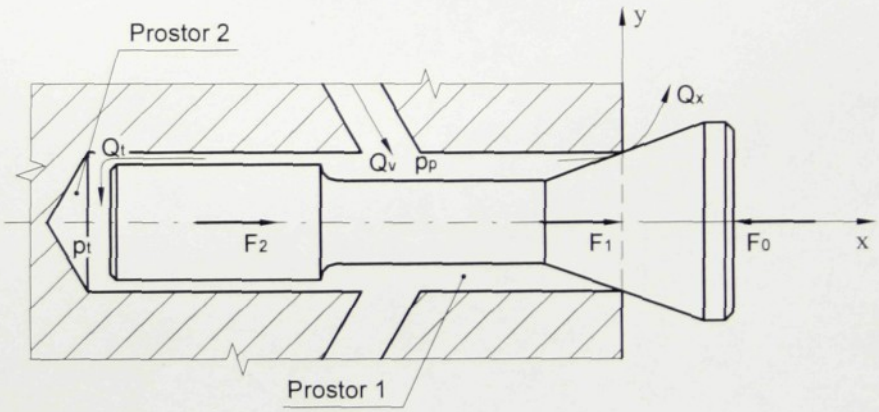
Jakmile začne do již zaplněného prostoru ventilu přitékat proud Q_v, začne se zvyšovat tlak p_t a dá vzniknout síle F_2, takže

$$-F_0 + F_2 = -F_1, \tag{84}$$

V okamžiku, kdy $F_1 = 0$ nebo

$$-F_0 + F_2 \geq 0, \text{ resp. } p_t \geq p_v, \tag{85}$$

Začne se kuželka pohybovat ve smyslu kladné osy x a tlak p_t začne odpovídat pohybovému stavu.



Obr. 15. *Rovnováha sil na kuželce ventilu před jeho otevřením*

4. Rovnice pro sestavení simulačního modelu

Pro sestavení modelu musíme diferenciální rovnice upravit pro metodu snižování řádu derivace.

a) z pohybové rovnice (78) vyjádříme druhou derivaci posunutí

$$\ddot{x} = \frac{1}{m}\left\{\left[S_t(nx+1)(p_p - p_v) - S_t(p_p - p_t)\right] - b\dot{x} - kx + F_{hd}\right\}, \tag{86}$$

úpravou dostaneme

$$\ddot{x} = \frac{1}{m}\left\{S_t\left[nx(p_p - p_v) - (p_v - p_t)\right] - b\dot{x} - kx + F_{hd}\right\}. \tag{87}$$

a doplníme o rovnici

$$w = \dot{x}. \tag{88}$$

b) z průtokové rovnice (48) vyjádříme derivaci pracovního tlaku

$$\dot{p}_p = \frac{1}{C}\left(Q - Bx\sqrt{p_p} - Q_t\right), \tag{89}$$

a z rovnice (49) derivaci tlaku v tlumiči

$$\dot{p}_t = \frac{1}{C_t}\left[G_t(p_p - p_t) - S_t\dot{x}\right], \tag{90}$$

přičemž

$$Q_t = G_t(p_p - p_t). \tag{91}$$

c) dále využijeme vztah pro hydrodynamickou sílu

$$F_{hd} = \left(K_1 p_p - K_2 w\sqrt{p_p}\right)x. \tag{92}$$

5. Dílčí simulační modely tlakového ventilu

5.1 Simulační model proporcionálního rozváděče – blok [RPE]

Uzavírání příp. otevírání rozváděče je realizováno pomocí přenosové funkce, vztah (24), která vyjadřuje dynamiku rozváděče při skokové změně vstupního proudu i (vstup 3) z hodnoty 1 na 0. Takto získaná veličina je umocněna a vynásobena konstantou rozvaděče K_r, poté je násobena hodnotou $\sqrt{p_p}$ na bloku *Product*. Získaný výsledek je vlastně proud rozváděčem Q_R , který je popsán rovnicí (23) a dále je přiváděn na vstup (c) do přepínače *Switch*, na jehož výstupu mohou být podle přiváděné hodnoty budícího proudu, vstup (b) tyto veličiny :

Q_g je-li $i \geq 1$, nebo

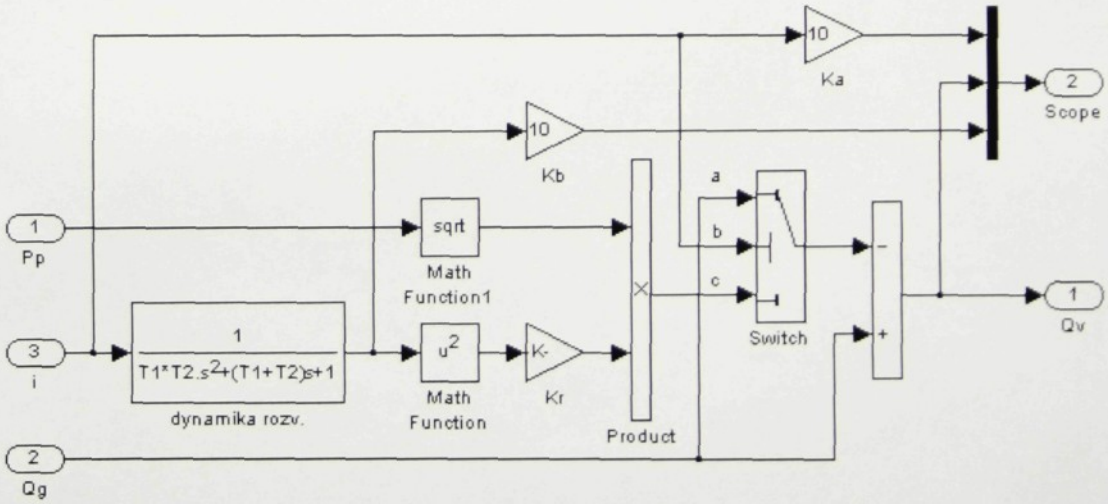
Q_R je-li $i = 0$,

Z čehož vyplývá, že proud tlakovým ventilem Q_v (výstup 1), který vzniká následným rozdílem proudu hydrogenerátoru Q_g a proudu rozváděče Q_R, může nabývat těchto hodnot :

$Q_v = Q_g - Q_R$ je-li $i = 0$, nebo

$Q_v = 0$ je-li $i \geq 1$

Na výstupu 2 je zobrazována dynamika rozváděče, proud rozváděčem Q_V a skoková změna budícího proudu i.



Obr. 16. *Model proporcionálního rozváděče*

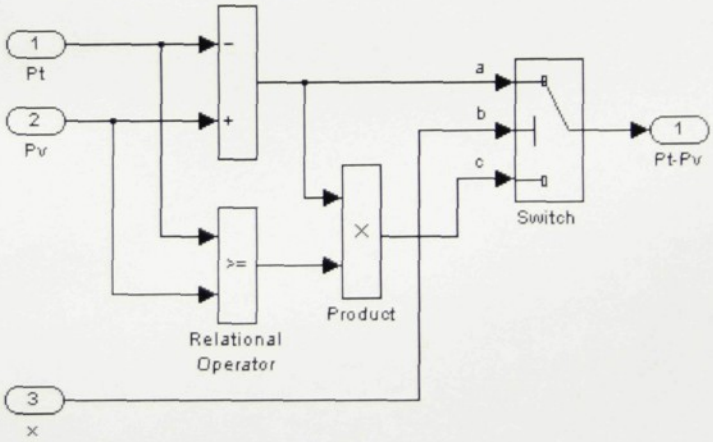
5.2 Simulační model pro otevírání ventilu – blok [RP]

Blok simulující otevírání ventilu s respektováním rovnice (85) je na obr.17. Na vstup 1 je přiváděn tlak p_t z prostoru tlumiče, který otevírá kuželku. Na vstup 2 je přivedena hodnota nastaveného tlaku p_v (konstanta) a na vstup 3 aktuální posunutí kuželky ventilu. Z obou tlaků je vytvářen rozdíl a jeho okamžitá hodnota je vyvedena na vstup (a) do přepínače *Switch*. Současně jsou tlaky porovnávány a výstup z porovnávacího bloku *Relational Operator* může nabývat hodnot :

0 při $p_t < p_v$ nebo

1 při $p_t \geq p_v$,

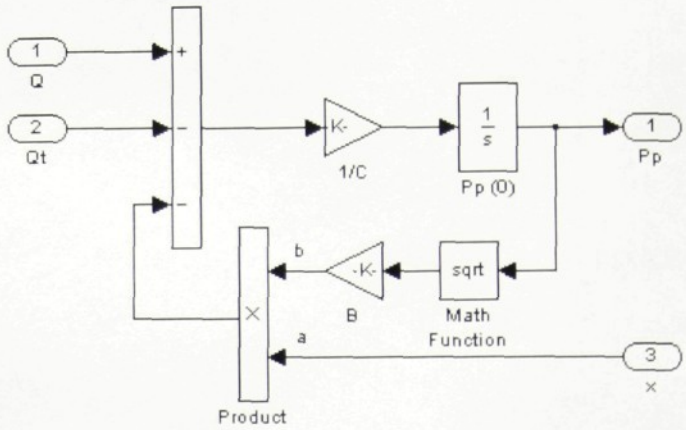
tyto hodnoty jsou poté násobeny rozdílem tlaků (blok *Product*) a výsledek je veden na vstup přepínače (c), který reaguje na otevření ventilu x (vstup b). Otevření ventilu musí být větší než nějaká malá zadaná hodnota např. $x \geq 1.10^{-6}\ mm$.



Obr. 17. *Subsystém otevírání ventilu*

5.3 Blok pro výpočet tlaku p_p – blok [p_p]

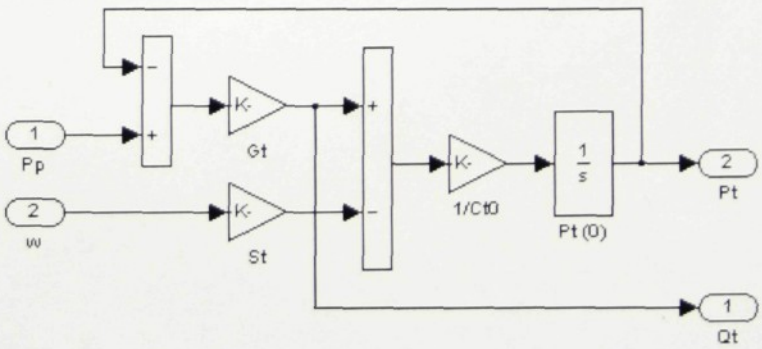
Tento blok na obr.18 odpovídá řešení rovnice (89), kde na vstup 1 je přiváděn průtok Q_v, jenž je simulován v bloku RPE (viz obr.16). Další veličiny jsou průběžně počítány a přiváděny na vstupy 2 – proud tlumičem Q_t a na 3 – posunutí kuželky x, které je dále přiváděno na vstup (a) bloku *Product* a následně vynásobeno hodnotou na vstupu (b), která odpovídá součinu konstanty B a $\sqrt{p_p}$. Výsledek je sumarizován společně s průtoky Q_v a Q_t . Výsledná součtová hodnota je podělena kapacitou systému C a posléze integrována při počáteční hodnotě $p_p(0)$. Výstupem je pracovní tlak p_p.



Obr. 18. *Subsystém pro výpočet tlaku p_p*

5.4 Blok pro výpočet tlaku p_t a průtoku Q_t – blok [p_t]

Tlak v tlumiči p_t je řešením diferenciální rovnice (90) a proud Q_t je počítán pomocí vztahu (91). Na vstup 1 je přiváděn průběžný tlak p_p a od něj je odečítán vypočítávaný tlak p_t. Tento rozdíl je dále násoben propustností tlumiče G_t. Tím vzniká proud Q_t, od kterého je odečítán proud pohybujícího se tlumiče, daný součinem rychlosti pohybu kuželky w (vstup 2) a plochy tlumicího válečku S_t. Vzniklý rozdíl je podělen kapacitou C_{t0} a poté integrován při zadané počáteční podmínce $p_t(0)$. Proud Q_t je vyveden na výstup 1 a tlak p_t na výstup 2.

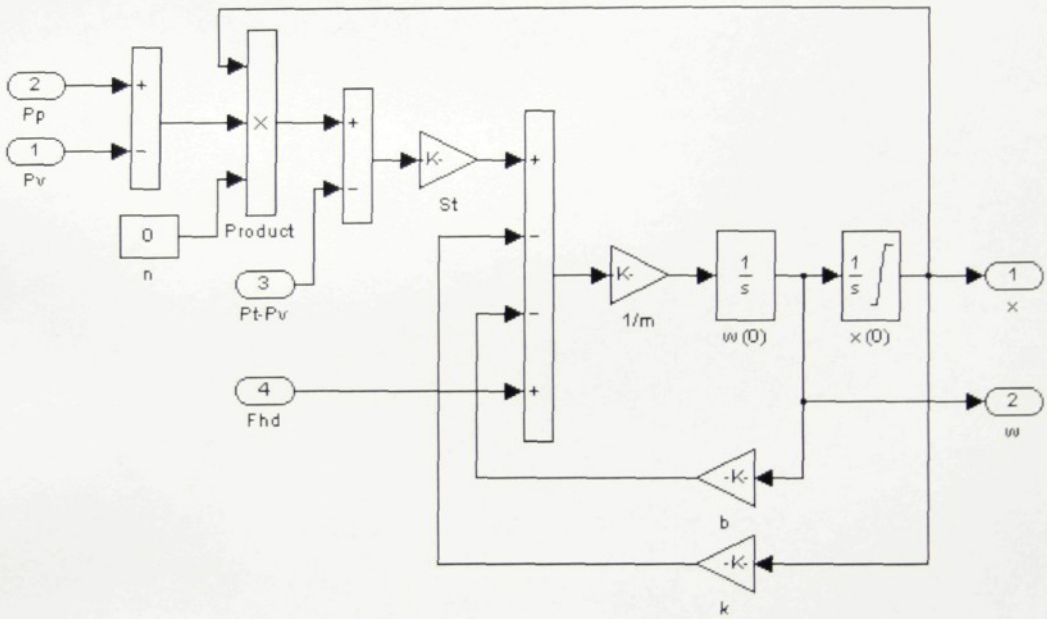


Obr. 19. *Subsystém pro výpočet tlaku p_t a proudu Q_t*

5.5 Blok pro výpočet rychlosti *w* a posunutí *x* – blok [w_x]

Odpovídá řešení diferenciálních rovnic (87) a (88) a jeho schéma je shrnuto v subsystému w_x na obr.20. Na vstup 2 je přiváděn pracovní tlak p_p od kterého je odečítán tlak p_v (vstup 1). Tento rozdíl je dále násoben konstantou n a vypočítávanou hodnotou okamžité výchylky x,

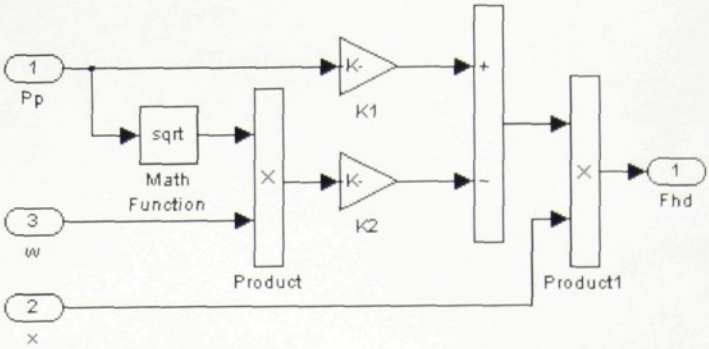
posléze je takto vzniklý součin odečítán rozdílem tlaků $p_t - p_v$. Výsledek je násoben plochou tlumícího válečku S_t a sumarizován společně s veličinami $k.x$, b.w a hydrodynamickou silou F_{hd}. Výsledný součet je násoben hodnotou $1/m$ a posléze integrován při počáteční podmínce $w(0)$ a opět při počáteční podmínce $x(0)$. Získané veličiny, tedy okamžitá rychlost pohybu kuželky w a výchylka x jsou vyvedeny na výstupy 1(x) a 2 (w). Na integrátoru pro výpočet posunutí je zavedena omezující podmínka zdola hodnotou 0, protože může být pouze $x \geq 0$.



Obr. 20. *Subsystém pro výpočet posunutí x a rychlosti w kuželky ventilu*

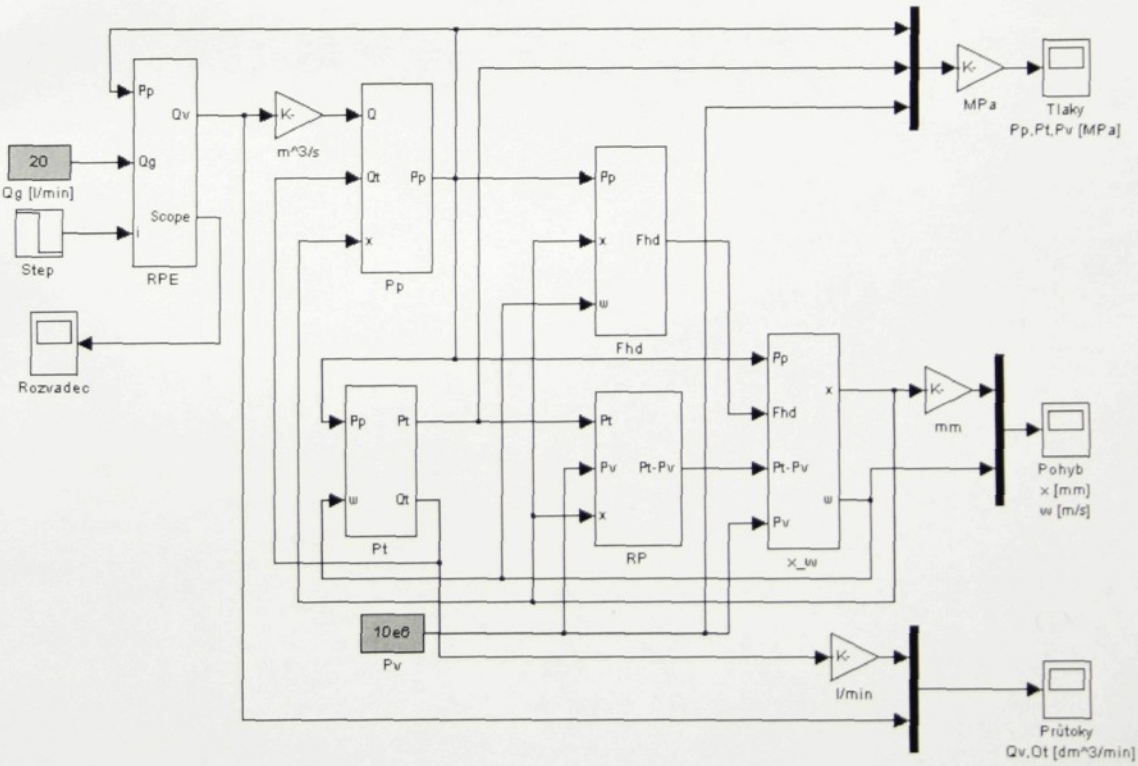
5.6 Blok pro výpočet hydrodynamické síly – blok [F_{hd}]

Blok počítá aktuální hodnotu hydrodynamické síly F_{hd} podle vztahu (92) viz obr.21. Pracovní tlak p_p je přiváděn na vstup 1 a násoben parametrem K_1. Výsledek je odečítán od hodnoty, která vzniká součinem rychlosti kuželky w (vstup 3), $\sqrt{p_p}$ a parametru K_2. Výsledný rozdíl je násoben okamžitým posunutím x a tímto je získána hodnota hydrodynamické síly.



Obr. 21. *Subsystém hydrodynamické síly F_{hd}*

5.7 Simulační model tlakového ventilu VPP2-06



Obr. 22. *Model tlakového ventilu VPP2-06*

V simulačním modelu tlakového ventilu na obr.22 je využito všech výše uvedených subsystémů, které jsou odpovídajícím způsobem zapojeny. Na vstupy jsou přiváděny :

- nastavitelný tlak p_v [Pa],
- proud hydrogenerátoru Q_g [l/min],
- průběh budícího proudu na rozvaděči $i \in (1 \rightarrow 0)$.

Na výstupy jsou souhrnně vyvedeny :

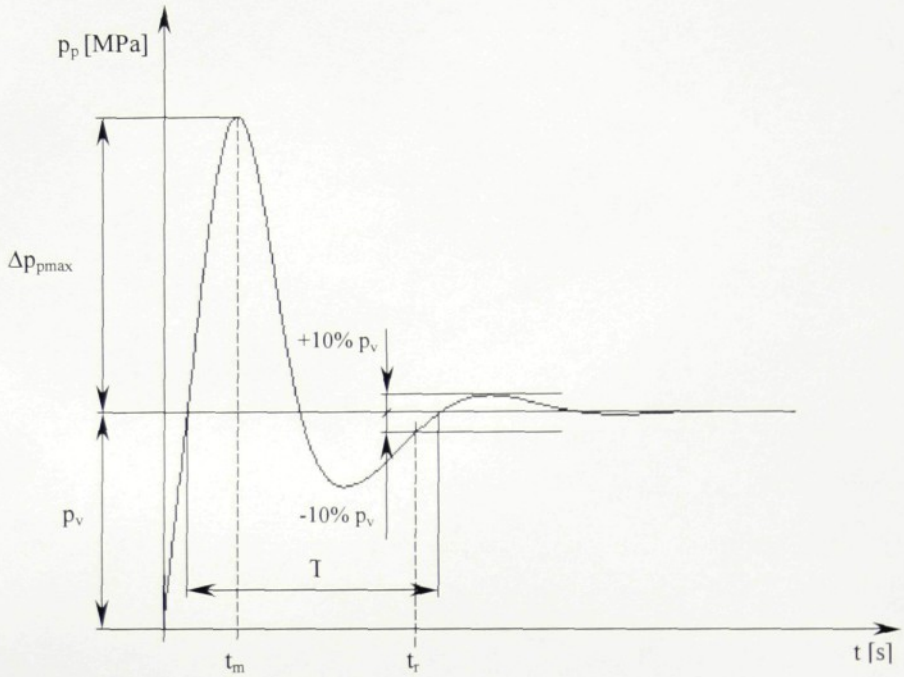
- tlaky p_p, p_t, p_v [MPa],
- pohybové veličiny x [mm], w[m/s],
- průtoky Q_t, Q_v [l/min],
- diagnostika proporcionálního rozvaděče (viz blok *Rozvadec*).

Ve schématu na obr.22 jsou různé zesilovače, které slouží k převodu jednotek.

6. Zkoumání vlivu vybraných parametrů na chování ventilu

V této části diplomové práce se budeme zabývat chováním ventilu, především v přechodové oblasti, při změně vybraných parametrů. Při tomto budeme vycházet z „referenčního" modelu obsahující tyto základní hodnoty :

$Qv = 20\ dm^3 min^{-1}$	...proud dodávaný hydrogenerátorem do obvodu,
$p_v = 10\ MPa$	...tlak nastavený na ventilu,
$C = 3{,}14 \cdot 10^{-14} N^{-1} m^5$	...kapacita systému odpovídající délce potrubí $1m$ a světlosti $d_t = 8mm$ při modulu pružnosti kapaliny $K = 1{,}6 \cdot 10^9\ Pa$,
$\mu = 0{,}6$	...tomuto průtokovému součiniteli bude odpovídat při měrné hmotnosti oleje $\rho = 860\ kgm^{-3}$ koeficient průtoku $B = 1{,}5545 \cdot 10^{-4}$. Budeme jej využívat pro výpočet pracovního tlaku p_p.
$\delta = 45\ \mu m$	...této funkční vůli odpovídá koeficient tlumení $b = 0{,}07781 N/ms^{-1}$ a svodová propustnost tlumícího válečku $G_t = 4{,}83 \cdot 10^{-13} N^{-1} m^5 s^{-1}$ při kinematické viskozitě $\nu = 32 \cdot 10^{-6} m^2 s^{-1}$.
$n = 0\ m^{-1}$	...násobek plochy S_t jsme neuvažovali, jelikož nejsme schopni přesně určit tento koeficient.



Obr. 23. *Ukazatelé kvality regulace z přechodové charakteristiky regulačního obvodu*

Ventil budeme uvažovat plně zakompenzovaný (tzn. s nulovou tlakovou diferencí) o parametru $K_1 = 4{,}9362 \cdot 10^{-3}$ a buzený skokovou funkcí $0 \rightarrow 20\, dm^3 min^{-1}$, což má simulovat náhlé najetí pístu přímočarého motoru na víko válce.

Z průběhu přechodové charakteristiky regulačního obvodu, která je odezvou regulované veličiny tj. pracovního tlaku p_p na skokovou změnu budícího proudu Q_v (viz obr.23), zjišťujeme podle [5] následující ukazatele kvality regulace :

$\Delta p_{pmax}[MPa]$	...hodnota maximálního překmitnutí pracovního tlaku, měřená od nastaveného tlaku p_v ,
$t_m[s]$	...čas, při kterém dojde k maximálnímu překmitnutí,
$T[s]$	...perioda kmitů přechodové charakteristiky,
$t_r[s]$	...doba regulace, která se rovná době, za kterou trvale klesne regulační odchylka pod 10% ustálené hodnoty výstupu.

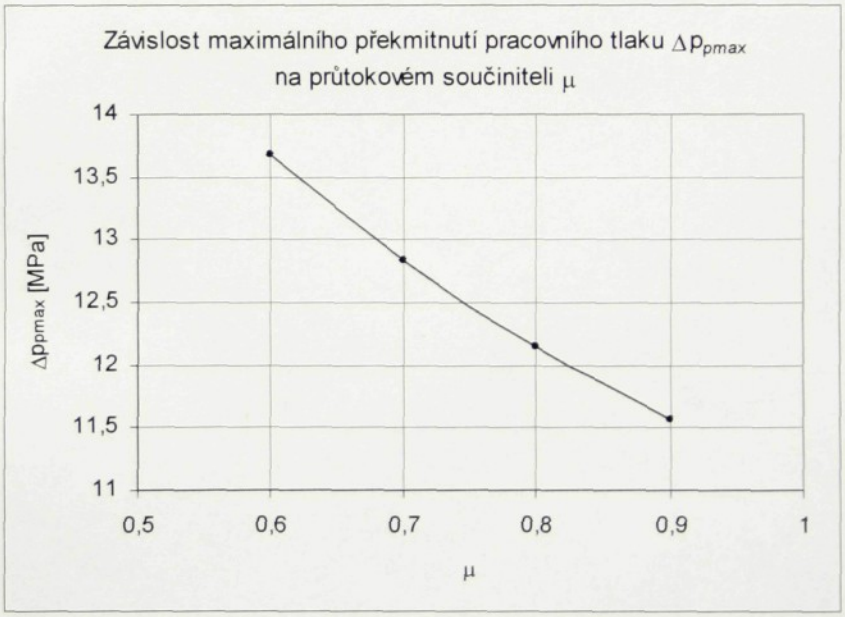
V našem případě budeme provádět identifikaci přechodové charakteristiky z průběhu pracovního tlaku p_p .

6.1 Vliv průtokového součinitele

V této části budeme zkoumat vliv změny průtokového součinitele μ na velikost překmitnutí pracovního tlaku Δp_{pmax}. Průtokový součinitel budeme měnit na referenčním modelu v rozmezí hodnot $\mu = (0,6 \div 0,9)$, což se projeví změnou součinitele průtoku B (viz tab.3).

μ	Δp_{pmax} [MPa]	t_m [s]	T [s]	t_r [s]
0,6	13,677	$2,9.10^{-3}$	0,01	0,01
0,7	12,839	$2,8.10^{-3}$	$9,4.10^{-3}$	$9,4.10^{-3}$
0,8	12,151	$2,7.10^{-3}$	$8,7.10^{-3}$	$8,9.10^{-3}$
0,9	11,572	$2,6.10^{-3}$	$8,2.10^{-3}$	0,0112

Tab.8



Obr. 24. *Maximální překmitnutí pracovního tlaku Δp_{pmax} v závislosti na velikosti průtokového součinitele μ*

Z výsledků simulace (viz příloha 1 obr.1) můžeme konstatovat, že se zvyšováním průtokového součinitele μ se systém chová jako měkčí, dochází ke snižování hodnoty maximálního překmitnutí pracovního tlaku a k jeho ustálení na požadované hodnotě nastaveného tlaku p_v za delší dobu.

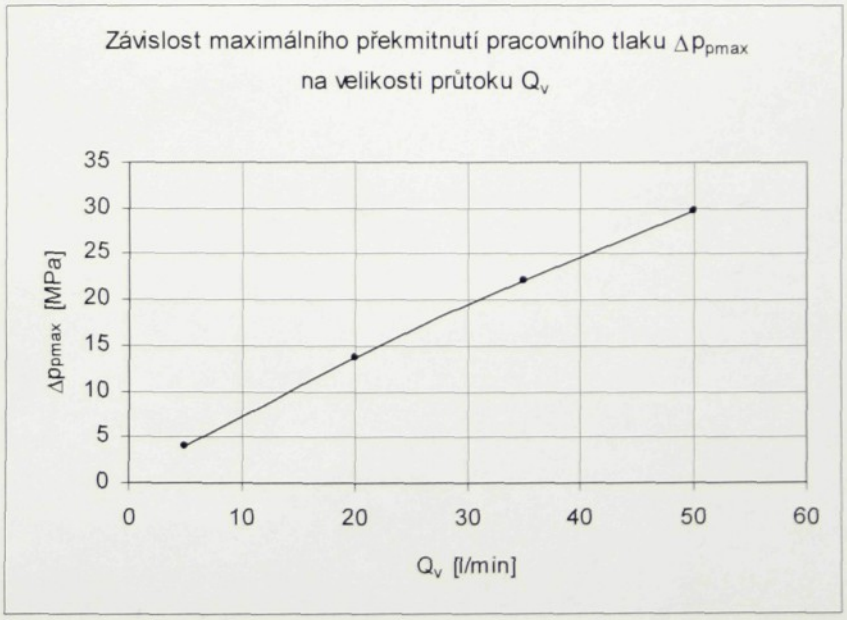
Z obr.24 dále zjišťujeme, že maximální překmitnutí pracovního tlaku Δp_{pmax} je přibližně v lineární závislosti na průtokovém součiniteli.

6.2 Vliv velikosti průtoku Q_v

Tento experiment budeme provádět na referenčním modelu s tím, že budeme měnit velikost skokové změny budícího proudu v rozmezí těchto hodnot $Q_v = (5 \div 50)$ viz tab.9.

Q_v $[dm^3 min^{-1}]$	Δp_{pmax} $[MPa]$	t_m $[s]$	T $[s]$	t_r $[s]$
5	3,9174	$6{,}1.10^{-3}$	$9{,}9.10^{-3}$	0,022
20	13,675	$2{,}9.10^{-3}$	0,01	0,01
35	22,058	$2{,}3.10^{-3}$	0,0115	$9{,}4.10^{-3}$
50	29,693	$2{,}0.10^{-3}$	-	$8{,}8.10^{-3}$

Tab.9



Obr. 25. *Maximální překmitnutí pracovního tlaku Δp_{pmax} v závislosti na velikosti budícího proudu Q_v*

Z průběhu tlaku (viz příloha 1 obr.2) je zřejmé, že se zvyšováním hodnoty budícího proudu Q_v bude docházet v přechodových oblastech k většímu překmitu tlaku a k jeho rychlejšímu ustálení, tzn., že systém se bude jevit jako tvrdší.

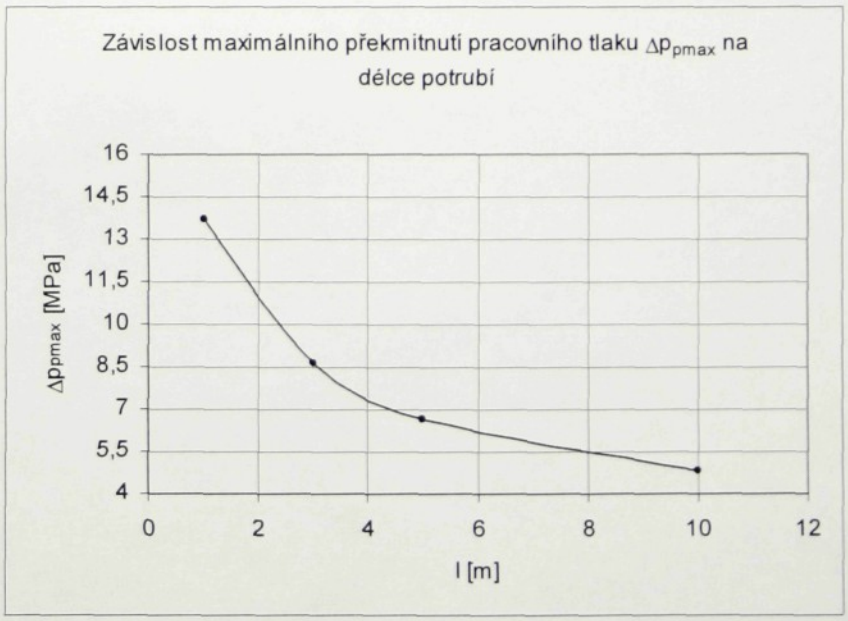
Z grafu na obr.25 je patrné, že maximální překmit tlaku Δp_{pmax} je přibližně lineárně závislý na velikosti průtoku tlakovým ventilem Q_v.

6.3 Vliv velikosti kapacity

Vliv změny kapacity na systém budeme zkoumat spíše při změnách délek potrubí. V úvahu budeme brát potrubí o světlosti $d_i = 8mm$ a následující hodnoty jeho délek $(1m, 3m, 5m, 10m)$, což odpovídá velikostem kapacit v systému $C = (3,14;\ 9,42;\ 15,71;\ 31,42)\cdot 10^{-14}\ N^{-1}m^5$.

$l\ [m]$	$\Delta p_{pmax}\ [MPa]$	$t_m\ [s]$	$T\ [s]$	$t_r\ [s]$
1	13,675	$2{,}9.10^{-3}$	0,01	0,01
3	8,632	$6{,}4.10^{-3}$	0,0166	0,0254
5	6,6253	$9{,}5.10^{-3}$	0,0212	0,0417
10	4,812	0,0164	0,0298	0,0641

Tab.10



Obr. 26. *Maximální překmitnutí pracovního tlaku Δp_{pmax} v závislosti na délce potrubí*

Výsledky simulace (viz příloha 1 obr.3) ukazují, že s rostoucí délkou potrubí tzn., že se zvyšující se kapacitou dochází ke snižování překmitu pracovního tlaku a k jeho pomalejšímu ustálení. Dochází vlastně k tomu, že systém pomaleji reaguje na změny a při nějaké větší kapacitě může dojít k tomu, že by se kuželka tlakového ventilu v podstatě neotevřela, což je nežádoucí jev.

6.4 Vliv velikosti funkční vůle

V tomto experimentu si nejprve budeme všímat vlivu souosého uložení tlumicího válečku v tělese sedla na zatlumení ventilu, při velikostech vůle $\delta = (0{,}02;\ 0{,}03;\ 0{,}45;\ 0{,}05;\ 0{,}06)$. Ve druhé části se zabýváme vlivem výstředního uložení s maximální excentricitou na průběh tlakové charakteristiky při stejných velikostech vůlí.

a) Souosé uložení

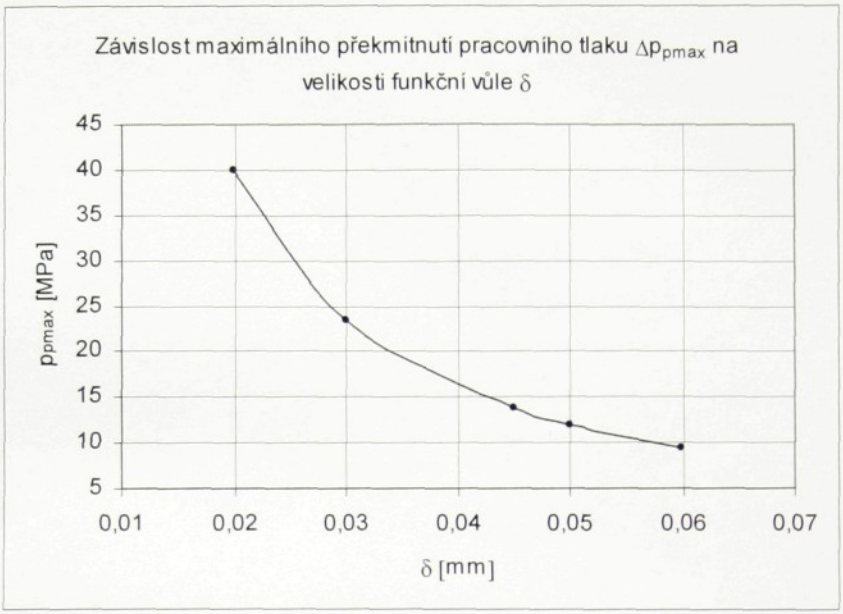
$\delta\,[mm]$	$\Delta p_{pmax}\,[MPa]$	$t_m\,[s]$	$T\,[s]$	$t_r\,[s]$
0,02	40	$6{,}4.10^{-3}$	-	0,0157
0,03	23,411	$4{,}2.10^{-3}$	0,0239	0,0179
0,045	13,693	$2{,}9.10^{-3}$	0,01	0,01
0,05	11,932	$2{,}6.10^{-3}$	$8{,}4.10^{-3}$	0,011
0,06	9,46	$2{,}3.10^{-3}$	$6{,}3.10^{-3}$	$9{,}4.10^{-3}$

Tab.11

b) Výstřední uložení při maximální excentricitě

$\delta\,[mm]$	$\Delta p_{pmax}\,[MPa]$	$t_m\,[s]$	$T\,[s]$	$t_r\,[s]$
0,02	39,8	$6{,}4.10^{-3}$	-	0,0157
0,03	23,169	$4{,}2.10^{-3}$	0,0242	0,0187
0,045	13,406	$2{,}9.10^{-3}$	0,01	0,01
0,05	11,633	$2{,}6.10^{-3}$	$8{,}5.10^{-3}$	$8{,}6.10^{-3}$
0,06	9,14	$2{,}3.10^{-3}$	$6{,}3.10^{-3}$	$9{,}1.10^{-3}$

Tab.12



Obr. 27. *Maximální překmitnutí pracovního tlaku Δp_{pmax} v závislosti na velikosti funkční vůle δ*

Se snižováním velikosti funkční vůle (viz příloha 1 obr.4 a obr.5) dochází k většímu překmitu pracovního tlaku a k jeho pomalejšímu ustálení, což je dáno především velkým hydraulickým odporem, který vůle představuje.

Z podrobného zkoumání tab.11 a tab.12 zjišťujeme, že při výstředním uložení tlumicího válečku dochází k menším překmitům tlaku p_p než je tomu při uložení souosém, ale rozdíl těchto hodnot není nijak dramatický a liší se řádově jen v desetinách MPa, proto je v obr.27 znázorněna pouze závislost maximálního překmitnutí Δp_{pmax} na velikosti funkční vůle δ.

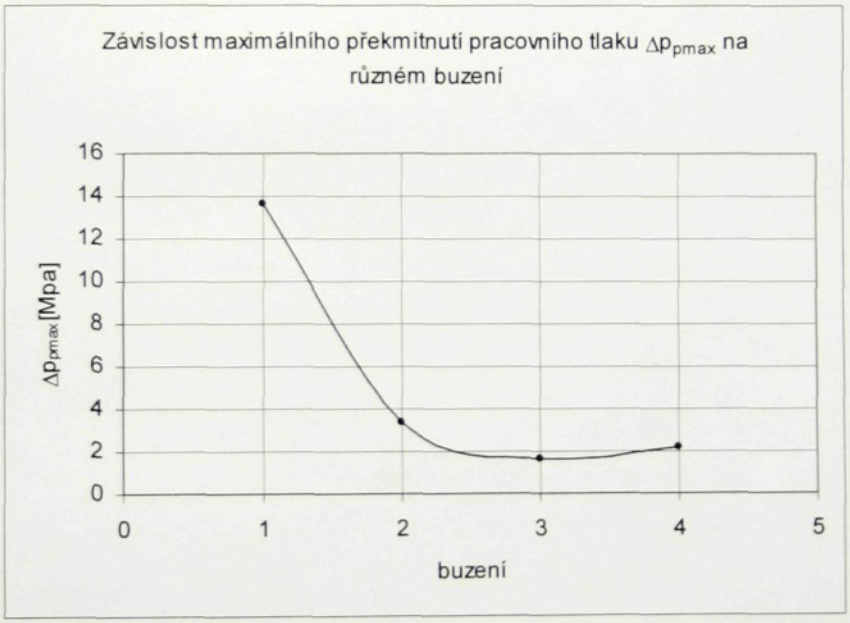
6.5 Vliv různého buzení

Tento experiment je založen na čtyřech různých řídících prvcích, kterými budeme vytvářet budící proud tekoucí do tlakového ventilu Q_v. Nejprve budeme provádět skokovou změnu budícího proudu z hodnoty $0 \rightarrow 20\ dm^3min^{-1}$, jedná se vlastně o referenční model, jehož výsledky simulace budeme srovnávat s výsledky simulací dosaženými pomocí dalších řídích prvků. Druhý řídící prvek využívá dynamiku pohybu šoupátka proporcionálního rozváděče s tím, že dochází ke skokové změně vstupního proudu i z hodnoty 1 na 0 (tzn. zapnuto – vypnuto). Pro další prvek (označený rozv. – rampa) budeme také používat tuto dynamiku ale řídící proud bude regulován náběhovou rampou. V poslední řadě budeme náš hydraulický

odvod řídit pomocí proporcionálního rozváděče (označený RPE) a vstupní řídící proud i měnit skokem z $1 \rightarrow 0$ (viz obr.10).

	skok	rozv.-skok	rozv.-rampa	RPE
Δp_{pmax} $[MPa]$	13,675	3,352	1,618	2,176
t_m $[s]$	$2{,}9.10^{-3}$	0,0161	0,0373	0,0345
T $[s]$	0,01	$9{,}5.10^{-3}$	$9{,}8.10^{-3}$	-
t_r $[s]$	0,01	0,0275	0,0482	-

Tab.13

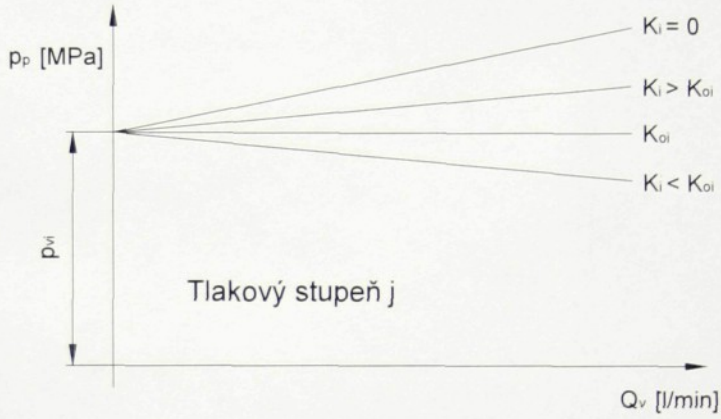


Obr. 28. *Maximální překmitnutí pracovního tlaku Δp_{pmax} v závislosti na různém druhu buzení*

Čím strmější (rychlejší) je náběh budícího proudu Q_v (viz příloha 1 obr.6) tím dochází k většímu překmitu pracovního tlaku. Z uvedených skutečností vyplývá, že způsob řízení pohybu motorů v hydraulických obvodech má rozhodující vliv na chování tlakového ventilu. Případ skokové změny přichází v úvahu jedině tehdy, když najede píst přímočarého motoru na víko válce, nebo ovládaný mechanismus se náhle zastaví a to ještě při velmi malé kapacitě.

6.6 Vliv kompenzace hydrodynamické síly

Zde budeme zkoumat vliv parametru K_I na tlakovou diferenci, která se projeví ve statické charakteristice $p_p = p(Q)$. Ze vztahu (75) je patrné, že parametr K_I charakterizuje velikost ustálené hydrodynamické síly a tím i velikost kompenzace tlakového ventilu.



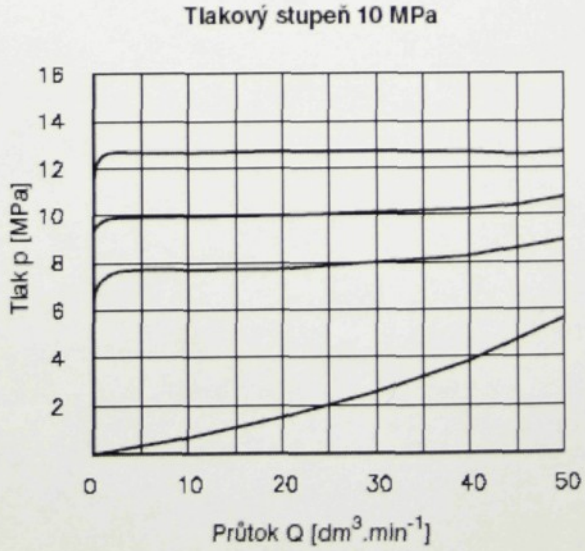
Obr. 29. *Statická charakteristika se znázorněním různých druhů kompenzací hydrodynamické síly*

kde $K_i = 0$ ...ventil bez kompenzace,

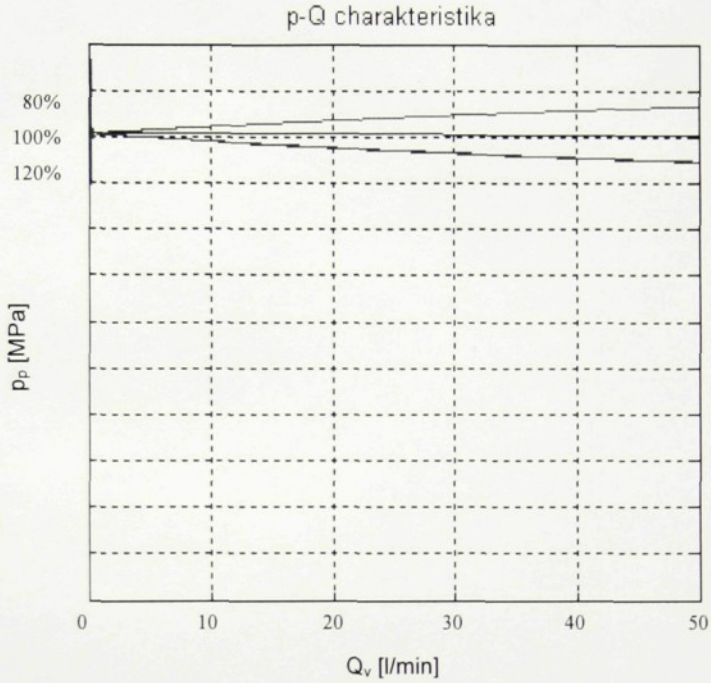
$K_i > K_{oi}$ ...ventil s jistou kompenzací,

$K_i < K_{oi}$ ...překompenzování ventilu,

K_{oi} ...ventil s ideální kompenzací.



Obr. 30. *Statická charakteristika pro tlakový stupeň 10 udávaná výrobcem (Hytos a.s. Vrchlabí)*



Obr. 31. *Statická charakteristika se znázorněním ideální kompenzace a kompenzací ventilu při 20%-ním snížení a zvýšení parametru K_l*

Na obr.31 je znázorněna statická charakteristika, ze které jsou patrné velikosti tlakových diferencí, které jsme docílili při 20%-ním snížení a zvětšení parametru K_l.

Příklady z praxe potvrzují, že při úplné kompenzaci tlakového ventilu dochází zpočátku k jeho rozkmitaní a k nestabilitě celého systému, proto je přípustná určitá tlaková diference, při které nedochází k tak výraznému kmitání.

7. Návrh obvodu pro experimentální zjišťování zdvihové charakteristiky

V této kapitole je podán návrh na konstrukční úpravu tlakového ventilu a také návrh na sestavení zkušebního obvodu (viz obr.32) pro zjišťování zdvihové charakteristiky $x = x(Q_v)|_{p_v}$ a tlakových charakteristik tlakového ventilu, tedy pro ověření správnosti sestaveného simulačního modelu. Budeme měřit tyto veličiny :

a) posunutí kuželky x měříme pomocí indukčního snímače. K zajištění přenosu pohybu kuželky ke snímači je provedena úprava šroubu (č.v. 4-KVS-VS-152-01-04) a opěrky (č.v. 4-KVS-VS-152-01-03) a to tak, že v opěrce (č.v. 551 0020) je vyvrtán slepý otvor, do něhož je nalepen drát o průměru *3mm*, který je dále volně průchozí průběžným otvorem ve šroubu. Konec drátu je opatřen závitem a pomocí spojky je připojen k indukčnímu snímači.

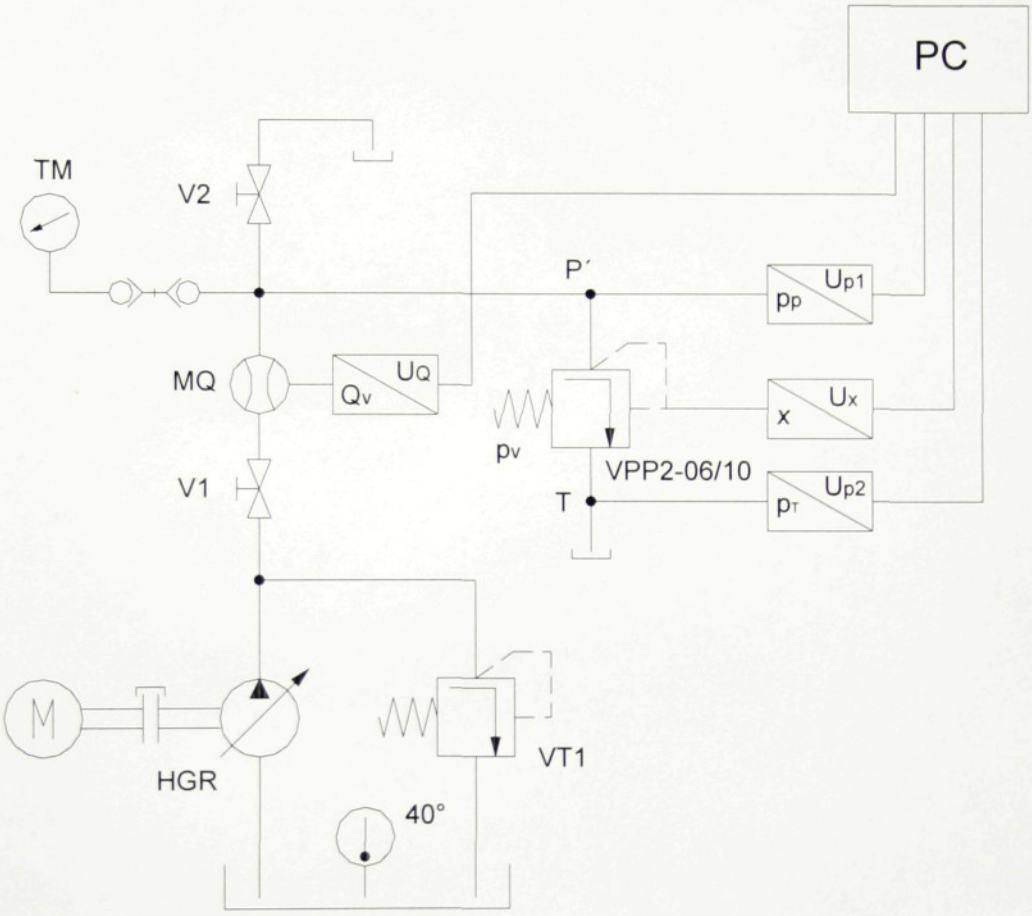
b) proud Q_v můžeme měnit pomocí regulačního generátoru HGR. Měříme ho pomocí průtokoměru KRACHT.

c) pracovní tlak p_p snímáme na vstupu tlakového ventilu. V otvoru P´ desky pro připojení ventilu do potrubí VPP2-06-xG/x (viz Příloha 2 a č.v. 552 001 0) je zašroubován měřící přípoj HFM MK R1/4, ke kterému je připojen snímač tlaku RD SENSORS DMP 333, jehož měřící rozsah je $(0 \div 400)bar$.

d) tlak p_T je snímán na výstupu ventilu, kdy do otvoru T desky VPP2-06-xG/x je zašroubováno speciální šroubení (č.v. 3-KVS-VS-152-01-05), do něho je kolmo napojen měřící přípoj (viz příloha 4) a na něj je přišroubován manometr RD SENSORS DMP 333.

Signály z těchto snímačů jsou připojeny k počítači.

Při vlastním pokusu je potřeba nejprve tlakový ventil seřídit, a to tak, že regulační hydrogenerátor nastavíme tak, aby do systému dodával proud $Q_g=6\ dm^3min^{-1}$, po té uzavřeme ventil V2, a tím veškerý proud poteče přes sledovaný tlakový ventil. Na něm potom můžeme pomocí předpětí pružiny nastavit požadovaný tlak p_v. Před případným přetížením je obvod chráněn pojišťovacím ventilem (VT1).



Obr. 32. *Zkušební hydraulický obvod*

8. Závěr

V této diplomové práci jsme se zabývali studií chování přímořízeného tlakového ventilu VPP2-06 SV/10. Na základě výkresové dokumentace poskytnuté výrobcem a matematického popisu byl sestaven simulační model v prostředí MATLAB – SIMULINK 6.5, který je popsán v kapitole 5. Model tlakového ventilu jsme budili skokovou změnou budícího proudu, což mělo simulovat najetí pístu přímočarého motoru na víko válce, tedy nejhorší možnou havárii.

V kapitole 6. je ukázáno chování ventilu při změně některých vstupních parametrů, jako např. změna průtočného součinitele, změna kapacity, změna velikosti funkční vůle mezi tlumícím válečkem a tělesem sedla, atd. Z výsledků simulací lze konstatovat, že simulační parametry byly zvoleny správně a i samotný simulační model byl sestaven tak aby odpovídal skutečnému tlakovému ventilu, který má v praxi udržovat konstantní tlak v systému. Ale abychom si mohli být správností výsledků získaných ze simulačního modelu jisti, bylo by třeba si správnost některých parametrů ověřit fyzikálním experimentem na skutečném tlakovém ventilu.

V kapitole 7. je podán návrh na konstrukční úpravou tlakového ventilu, která by umožnila snímat polohu kuželky při měření statické charakteristiky a také na sestavení obvodu pro experimentální ověření dynamických vlastností reálného tlakového ventilu.

Seznam použité literatury

[1] Brož, J.: Studie vlastností přímořízeného tlakového ventilu VPP1-06, Hytos a.s. (Diplomová práce). FS, TU Liberec 2004.

[2] Chmel, V.: Simulace přímořízeného tlakového ventilu v prostředí MATLAB – SIMULINK. (Diplomová práce). FS, TU Liberec 2000.

[3] Cerha, J.: Vliv tvaru funkčního prvku tlakového ventilu na koeficient rozložení tlaku a průběh Statické tlakové charakteristiky. Hydraulika 4, 1977, č.4.

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

[5] Švec, J.- Kotek, Z.- Strejc, V.: Teorie automatického řízení. SNTL Praha 1969.

[6] Noskievič, J.: Hydromechanika. VŠB Ostrava 1986.

[7] Firemní podklady: HYTOS a.s. Vrchlabí, REXROTH BOSCH GROUP, PARKER ERMETO ORIGINAL.

Seznam příloh

Příloha 1 Vliv vstupní parametrů na průběh přechodové charakteristiky $p = p(t)$

Příloha 2 Katalogový list HC 5062, 2/99
Přímořízené přepouštěcí ventily VPP2 – 06

Příloha 3 Katalogový list Hydrotechnik KG
Minimess – system STECKKUPPLUNG

Příloha 4 Katalogový list HANSA FLEX Hydraulikschlauche
Měřící přípoj HFM MK R

Seznam výkresů

551 0020	Opěrka 06
551 0050	Pouzdro 06
551 0060	Sedlo 06
551 0081	Kuželka 06
551 0111	Šroub
551 0340	Pružina
551 9060	Přepouštěcí ventil
552 001 0	Těleso - M
2-KVS-VS-152-01-01	Ventil
4-KVS-VS-152-01-02	Opěrka s drátem
4-KVS-VS-152-01-03	Opěrka
4-KVS-VS-152-01-04	Šroub
3-KVS-VS-152-01-05	Šroubení
4-KVS-VS-152-01-06	Měřící drát

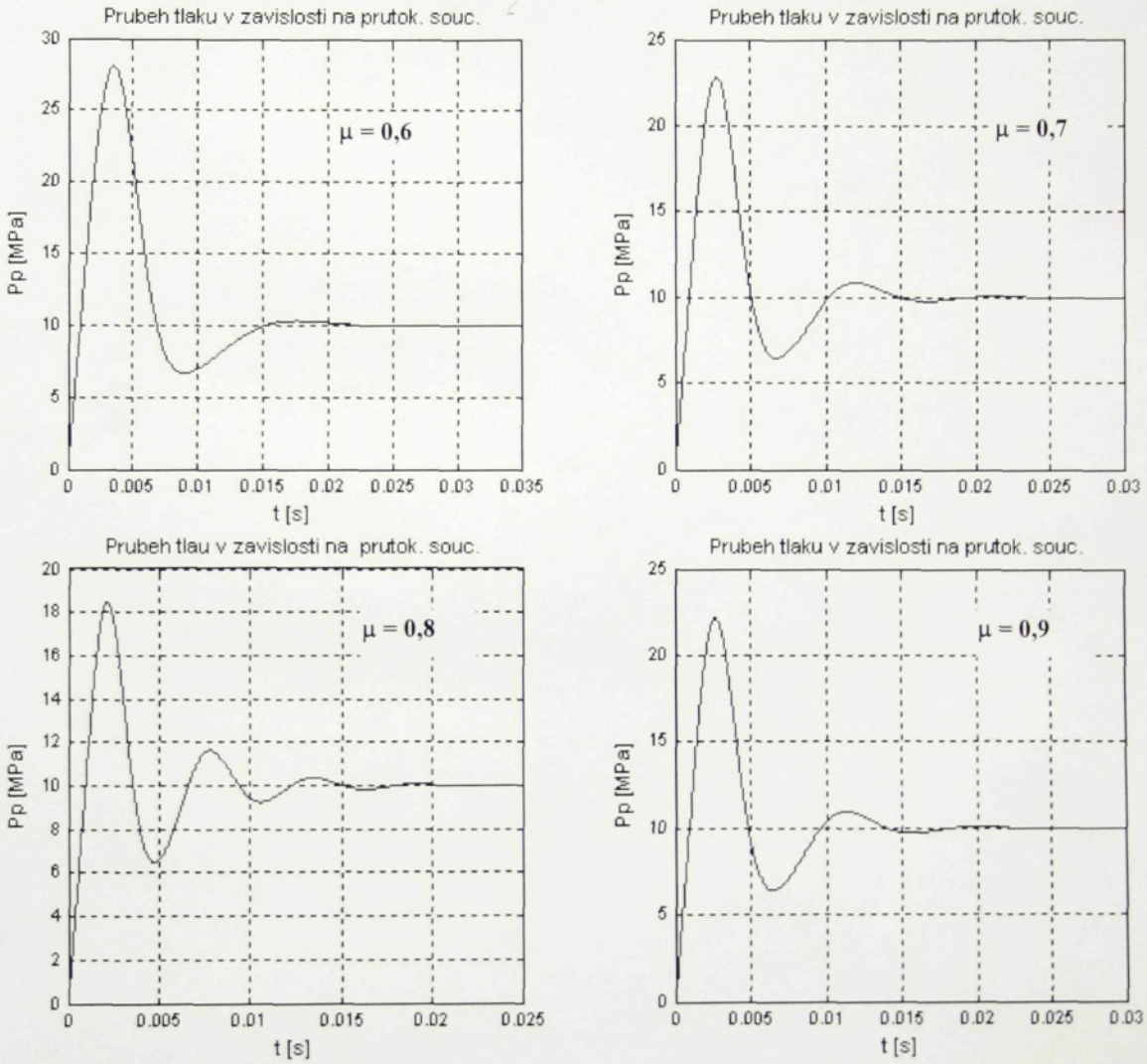
PŘÍLOHA 1

Vliv vstupních parametrů na průběh přechodové charakteristiky p = p(t)

Obsah

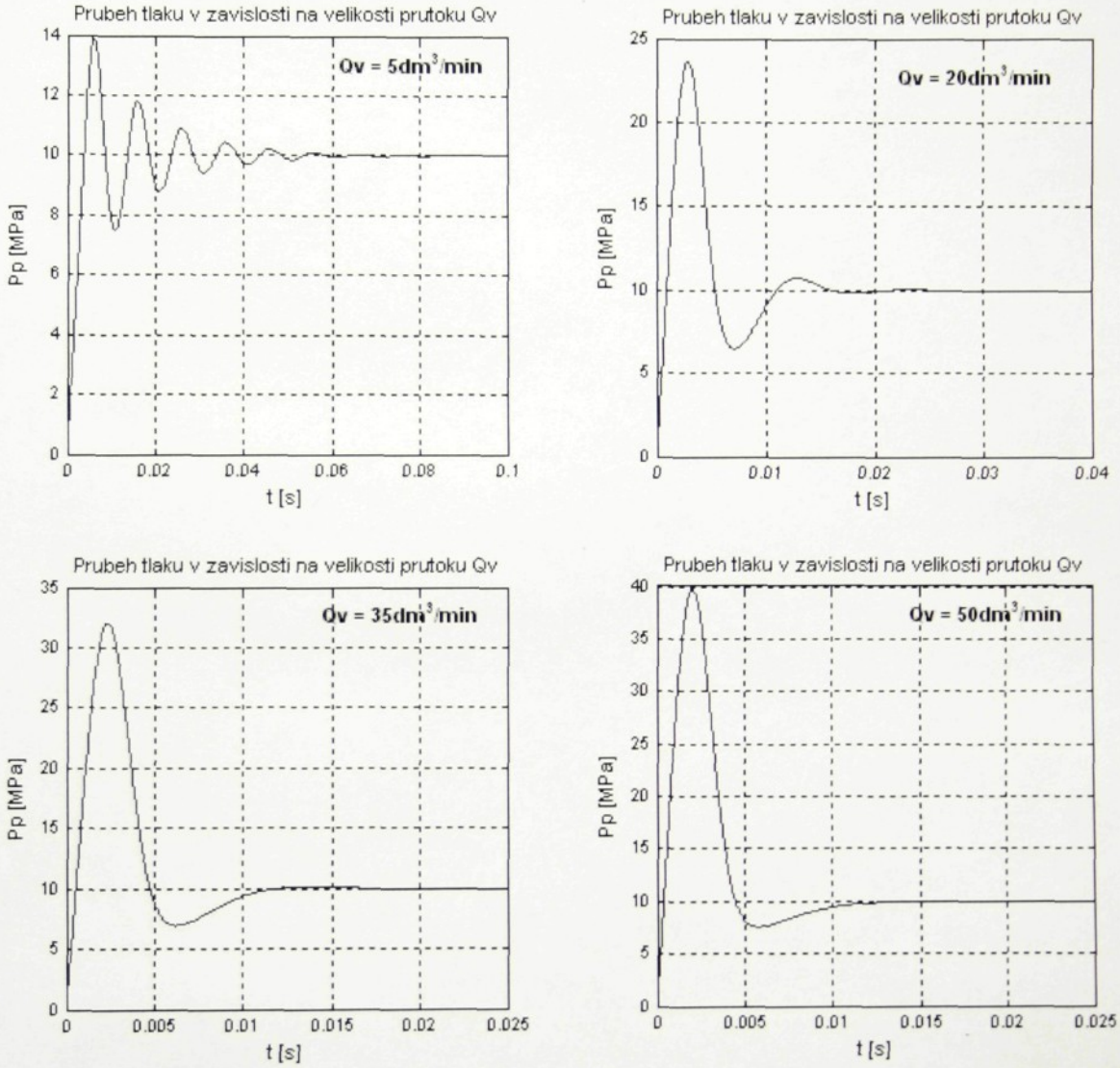
1. Vliv průtokového součinitele 2
2. Vliv velikosti průtoku Q_v 3
3. Vliv velikosti kapacity 4
4. Vliv velikosti funkční vůle 5
5. Vliv různého buzení 9

1. Vliv průtokového součinitele



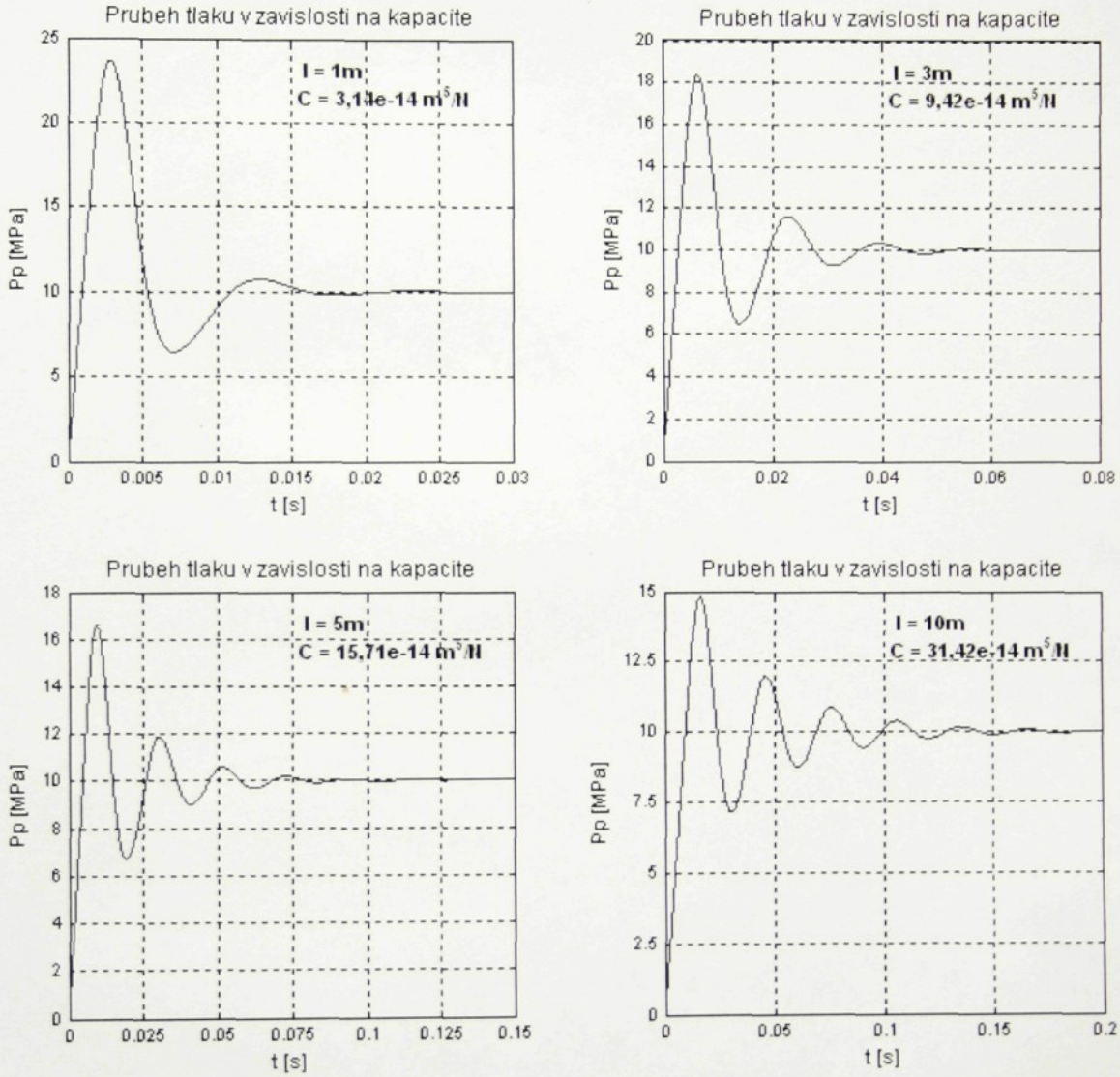
Obr. 1. *Vliv průtokového součinitele μ na průběh tlakové charakteristiky*

2. Vliv velikosti průtoku Q_v



Obr. 2. *Vliv velikosti průtoku Q_v na průběh přechodové charakteristiky*

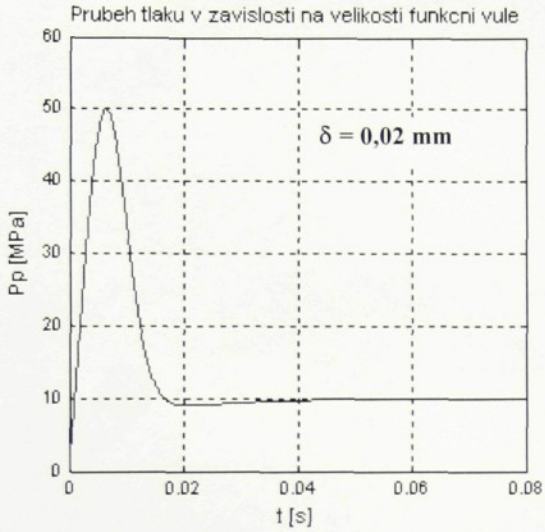
3. Vliv velikosti kapacity

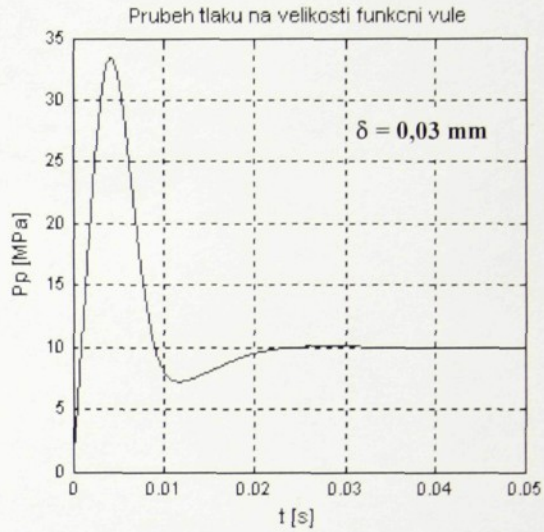


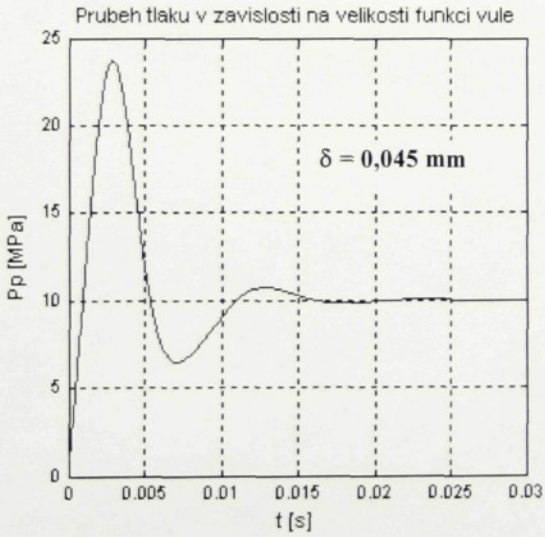
Obr. 3. *Průběh pracovního tlaku v závislosti na velikosti kapacity*

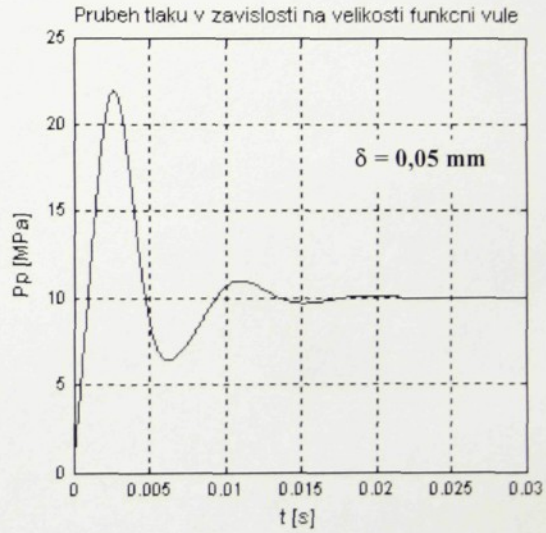
4. Vliv velikosti funkční vůle

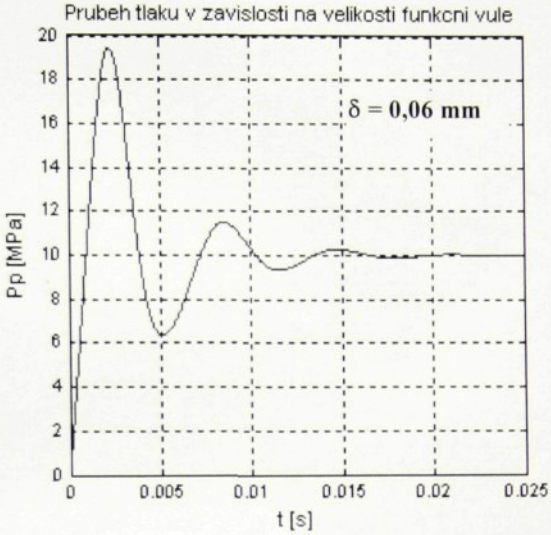
a) Souosé uložení





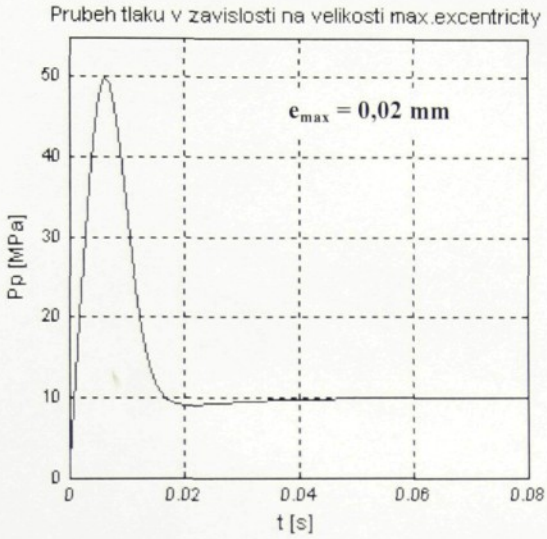


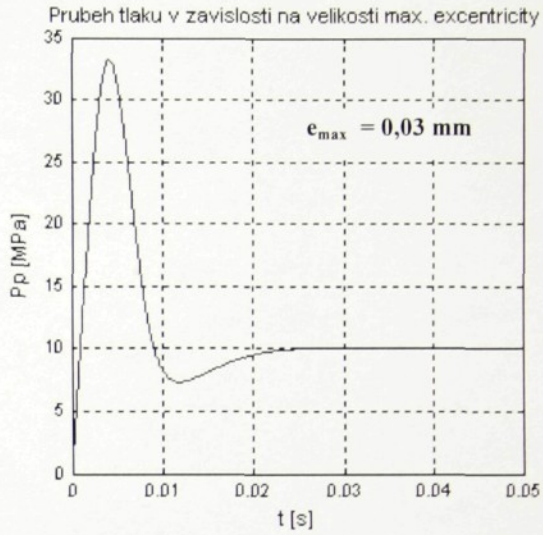


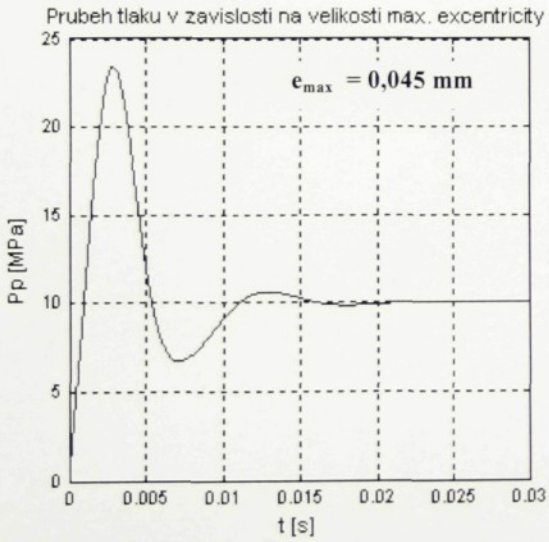


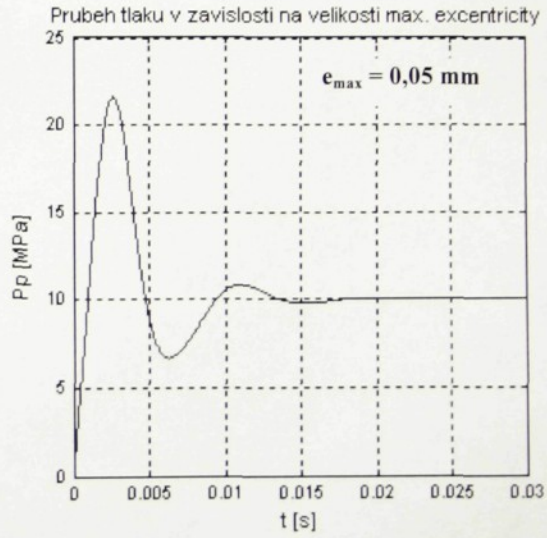
Obr. 4. *Průběh pracovního tlaku v závislosti na velikosti funkční vůle δ*

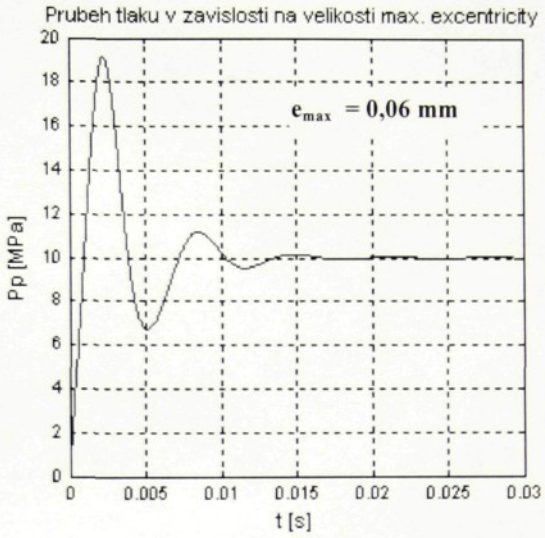
b) Výstřední uložení při maximální excentricitě





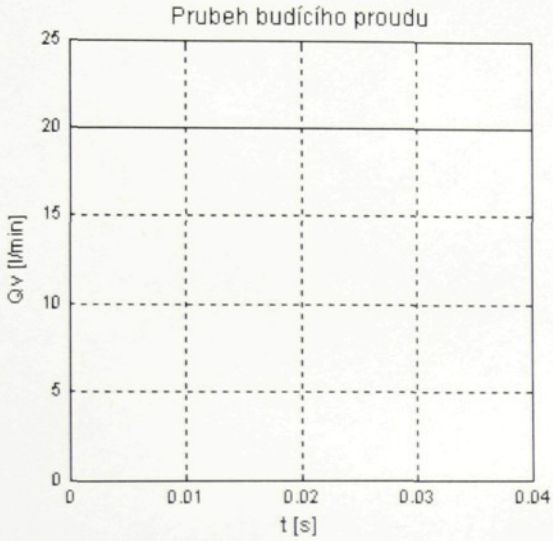


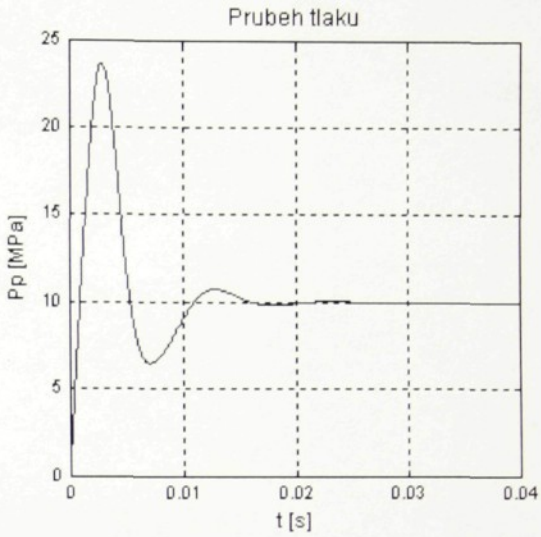


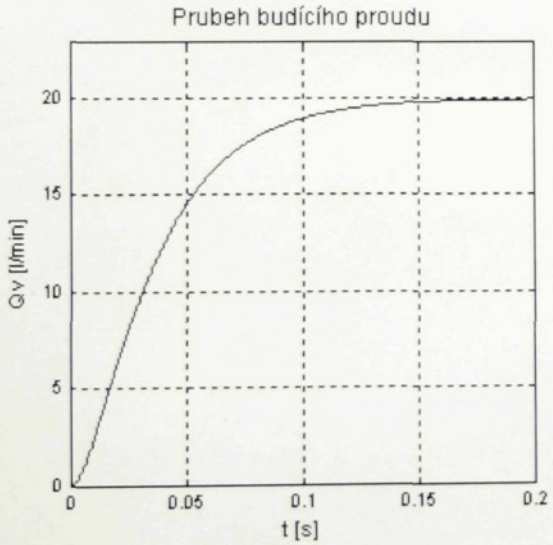


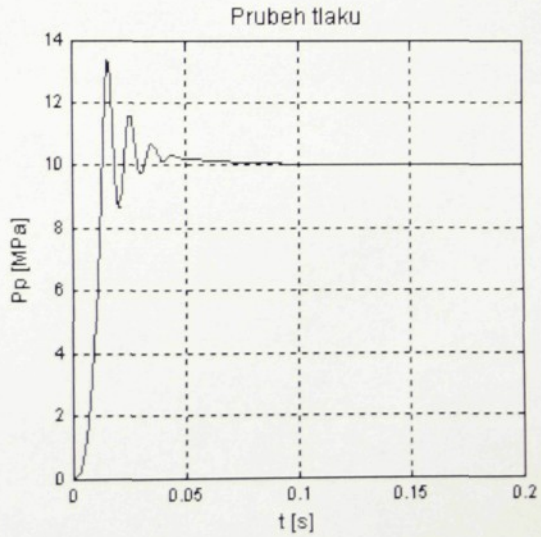
Obr. 5. *Průběh pracovního tlaku v závislosti na maximální excentricitě* e_{max}

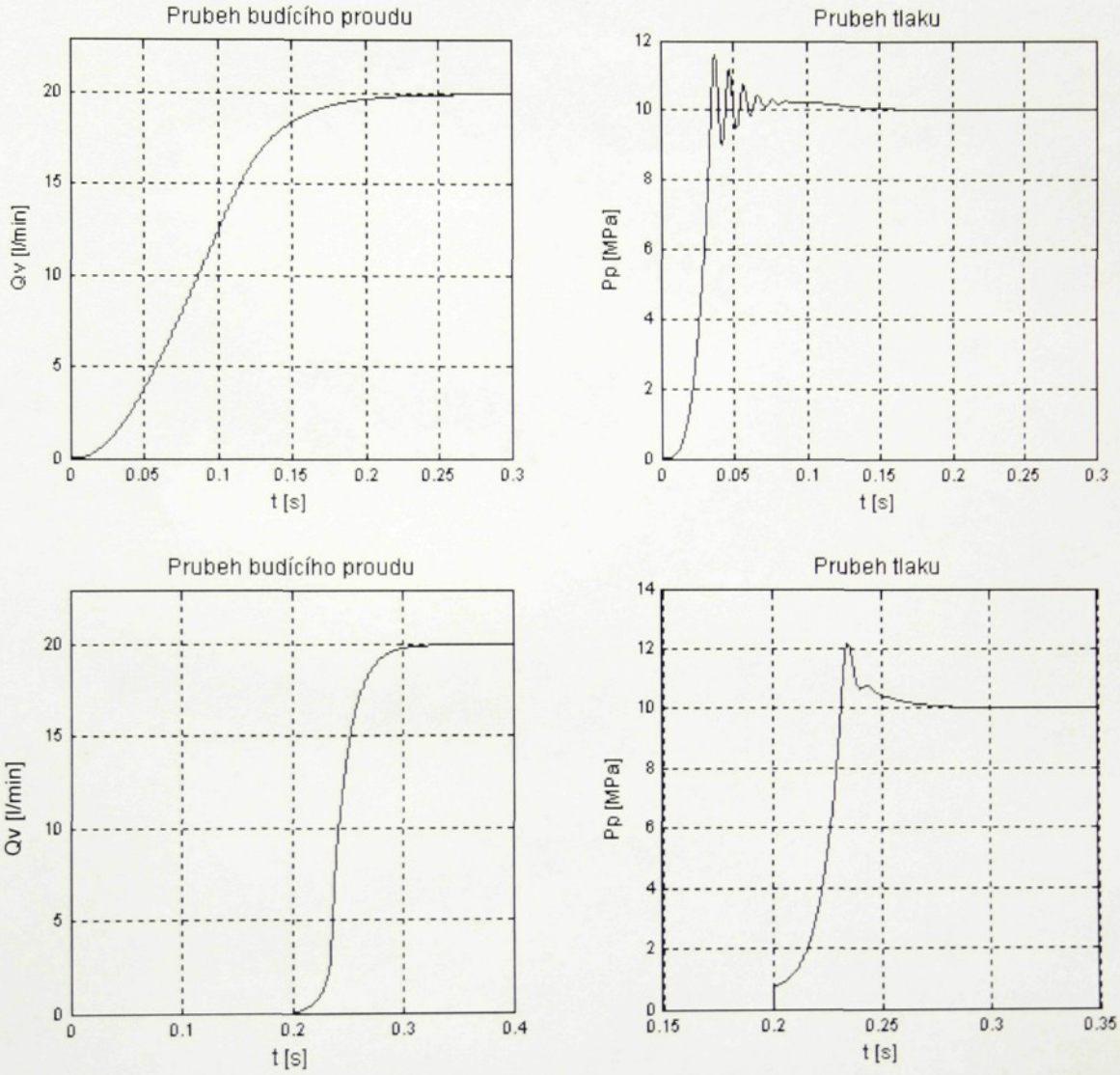
5. Vliv různého buzení











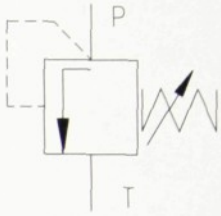
Obr. 6. *Průběh pracovního tlaku v závislosti na různém druhu buzení*

PŘÍLOHA 2

Katalogový list HC 5062, 2/99

Přímořízené přepouštěcí ventily VPP2 – 06

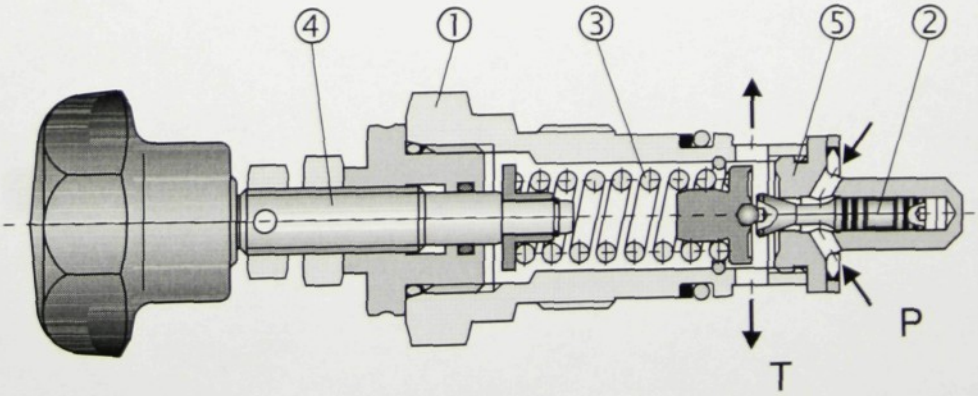
HYTOS	PŘÍMOŘÍZENÉ PŘEPOUŠTĚCÍ VENTILY **VPP2-06**			HC 5062 2/99
	D_n 06	p_{max} 32 MPa	Q_{max} 50 $dm^3.min^{-1}$	Nahrazuje HC 5062 3/97



- Vestavné provedení pro našroubování do bloku
- Provedení do potrubí s metrickým nebo trubkovým závitem
- Provedení na desku
- Čtyři provedení nastavovacího prvku
- Šest tlakových stupňů
- Připojovací desky - viz katalogový list HC 0002

Popis konstrukce a funkce

Přímořízené ventily VPP 2 se používají jako pojišťovací nebo přepouštěcí ventily v hydraulických obvodech pracujících ve velkém rozsahu průtoku a tlaku.
Ventil sestává z pouzdra (1), kuželky s tlumicím pístkem (2) a pružiny (3). Nastavení tlaku se provádí ručně šroubem (4). Pružina tlačí kuželku do sedla (5) a drží ventil uzavřen. Vzroste-li tlak v kanálu P nad hodnotu nastavenou předpětím pružiny, kuželka se nadzvedne a přepouští kapalinu z kanálu P do kanálu T. Pro dosažení optimálního chování v celém rozsahu tlaku je tlakový rozsah rozdělen na šest tlakových stupňů. Doporučuje se volit vždy nejbližší vyšší tlakový stupeň. Konstrukce ventilu dovoluje jeho vestavbu do bloku, do potrubí a na desku. Provedení do potrubí a připojovací desky mohou být dodány s metrickými nebo trubkovými závity.



Typový klíč

VPP2-06 ☐ ☐ / ☐

Přímořízené přepouštěcí ventily

Jmenovitá světlost

Tlakový stupeň

2,5	Nastavitelný tlak 2,5 MPa
6,3	Nastavitelný tlak 6,3 MPa
10	Nastavitelný tlak 10 MPa
16	Nastavitelný tlak 16 MPa
25	Nastavitelný tlak 25 MPa
32	Nastavitelný tlak 32 MPa

Nastavovací prvek

Šroub s vnitřním šestihranem 5 mm	S
Otočná rukojeť	R
Otočná rukojeť válcová bez zámku	O
Otočná rukojeť válcová se zámkem	Z

Provedení

V	Vestavné
M	Do potrubí s metrickým závitem
G	Do potrubí s trubkovým závitem
P	Na desku

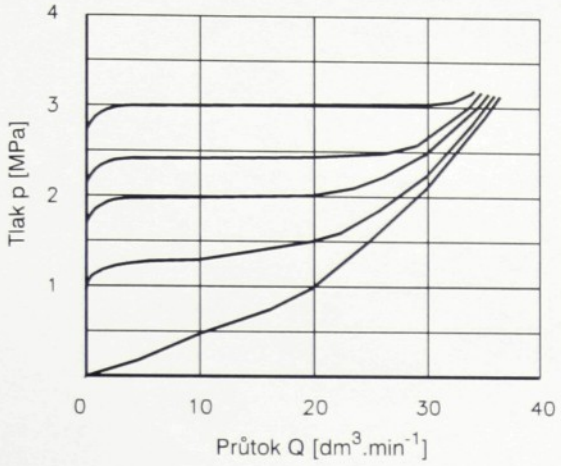
Základní parametry

Jmenovitá světlost	mm	06					
Maximální průtok	$dm^3 . min^{-1}$	50					
Tlakový stupeň	MPa	2,5	6,3	10	16	25	32
Tlaková kapalina		Minerální olej výkonových tříd HM, HV dle CETOP - RP 91H ve viskozitních třídách ISO VG 32, 46 a 68					
Rozsah provozní teploty kapaliny	°C	-30 ... +80					
Rozsah provozní viskozity	$mm^2 . s^{-1}$	20 ... 400					
Předepsaný stupeň čistoty kapaliny		Min. třída 21/18/15 podle ISO 4406 (1999).					
Hmotnost ventilu - vestavné provedení ostatní provedení	kg	0,4 1,5					
Montážní poloha		libovolná					

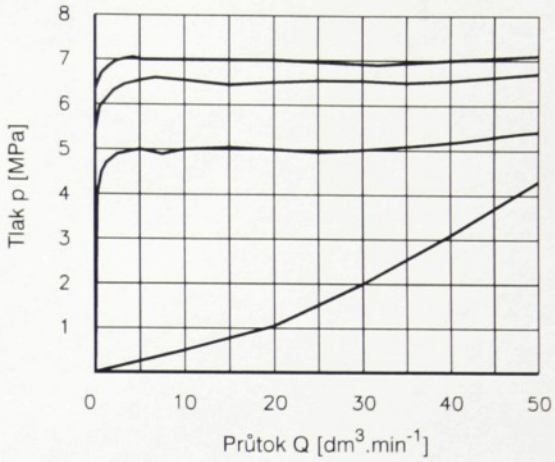
p-Q charakteristika

měřeno při $\nu = 35\ mm^2 \cdot s^{-1}$ a $t = 40\ °C$

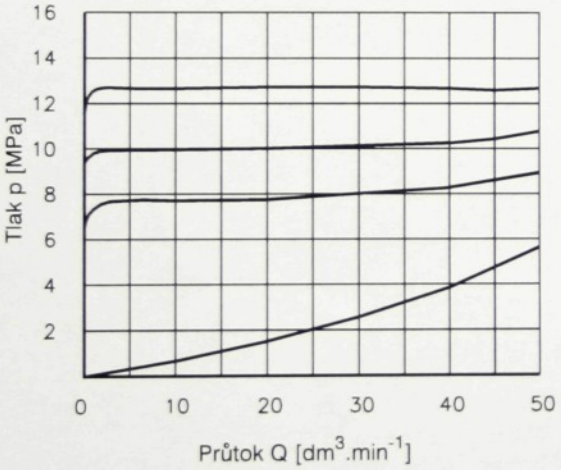
Tlakový stupeň 2,5 MPa



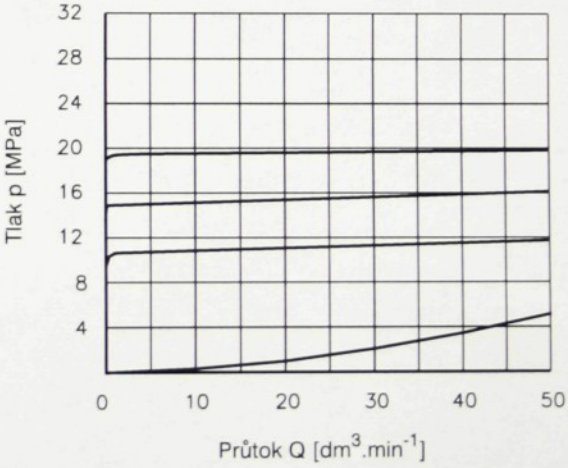
Tlakový stupeň 6,3 MPa



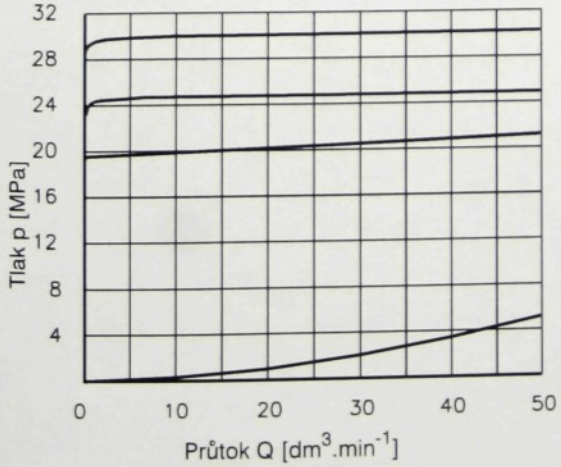
Tlakový stupeň 10 MPa



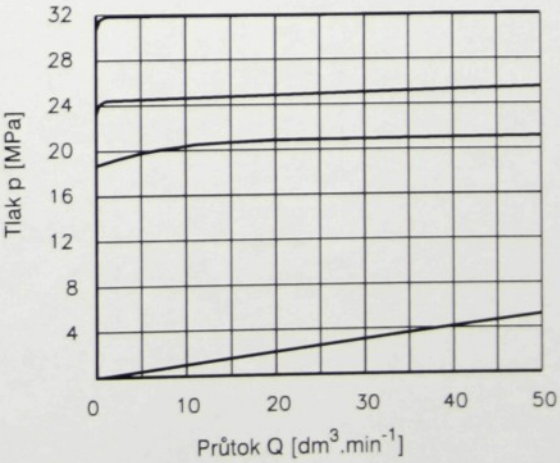
Tlakový stupeň 16 MPa



Tlakový stupeň 25 MPa



Tlakový stupeň 32 MPa

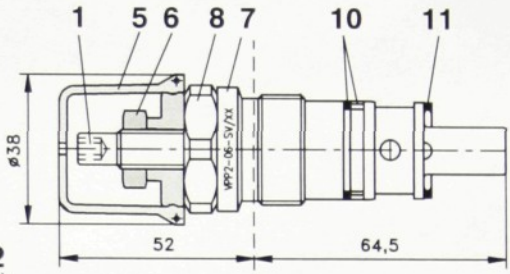


Rozměrový náčrt

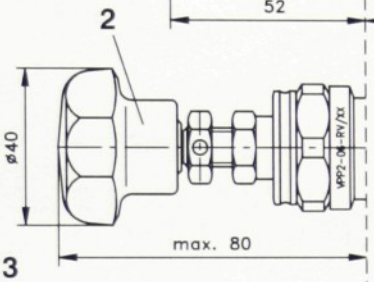
rozměry v mm

Provedení vestavné "V"

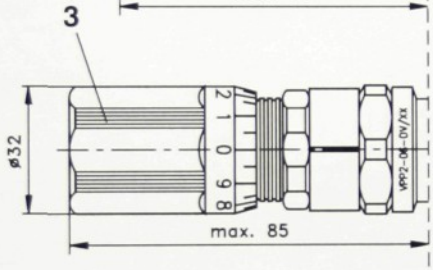
S



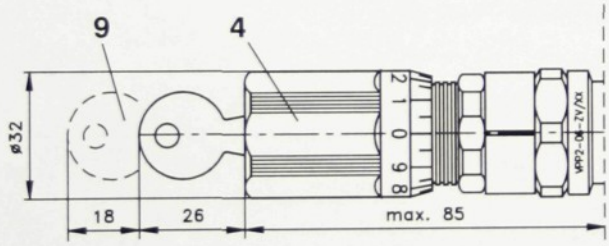
R



O



Z

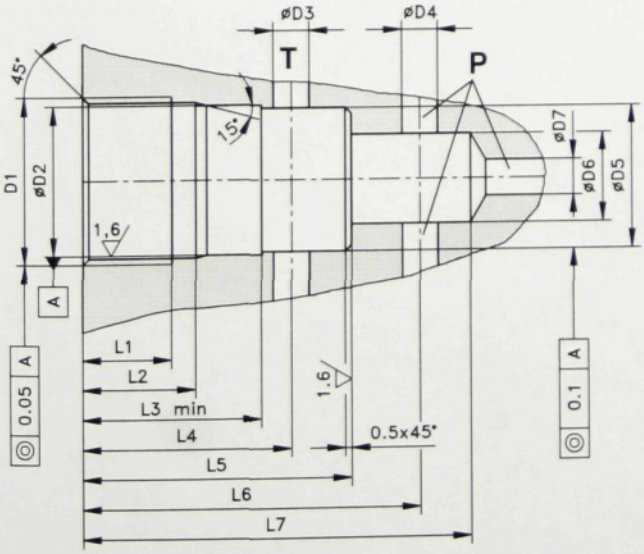


1 Nastavovací prvek "S" - šroub s vnitřním šestihranem 5 mm
2 Nastavovací prvek "R" - otočná rukojeť
3 Nastavovací prvek "O" - otočná rukojeť válcová bez zámku
4 Nastavovací prvek "Z" - otočná rukojeť válcová se zámkem

Pro všechny nastavovací prky platí:
otočení vpravo = vyšší tlak
otočení vlevo = nižší tlak

5 Krytka
6 Pojistná matice (6HR 16)
7 Typové označení
8 6 HR 32 (M_k 80 Nm)
9 Prostor potřebný pro vyjmutí klíče
10 Těsnění: opěrný kroužek M8-116
o-kroužek 20 x 2,65 NBR70
jsou součástí dodávky
11 Těsnění U-Seal D 17,4 x 24 x 1,5 - NSA
je součástí dodávky

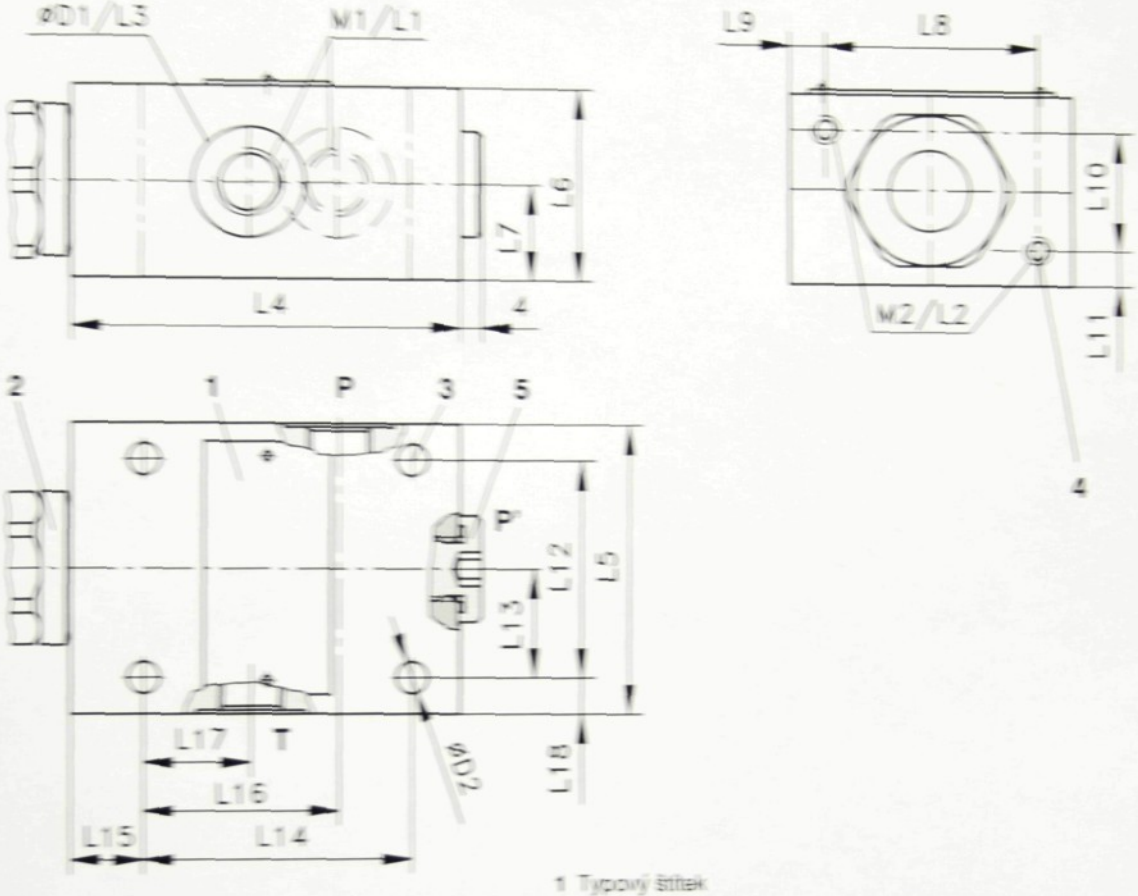
Vestavný otvor



	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7
D_n 06	M28x1,5	25 H9	6	6	24,9	15	6	15	19	32	35	45	56,5±5,5	65

Rozměrový náčrt rozměry v mm

Provedení do potrubí "M" a "G"



1 Typový štítek
2 Ventil s nastavovacím prvkem - viz strana 4
3 4 průchozí otvory pro připevnění ventilu
4 2 otvory se závity pro alternativní připevnění ventilu na panel
5 Kanál P' (jako přívod lze použít P nebo P'), závit W1 / L1

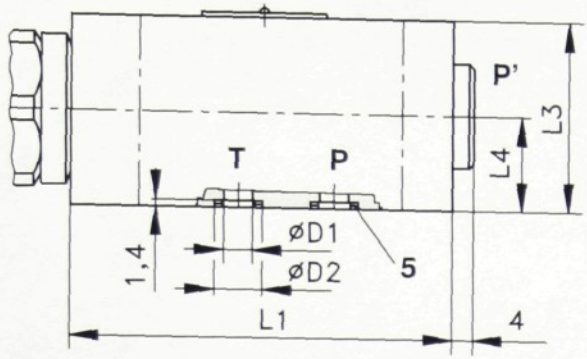
Provedení	W1	W2	D1	D2	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7
VPP2-06-xW/x	W1-4x1,5	M6	25	6,6	12	10	0,5	80	60	40	20
VPP2-06-xG/x	G1/4										

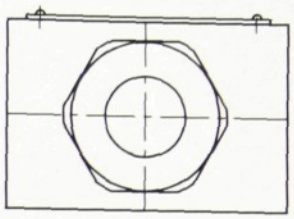
Provedení	L8	L9	L10	L11	L12	L13	L14	L15	L16	L17	L18
VPP2-06-xW/x	45	7,5	25	7,5	45	22,5	55	15	40	20	7,5
VPP2-06-xG/x											

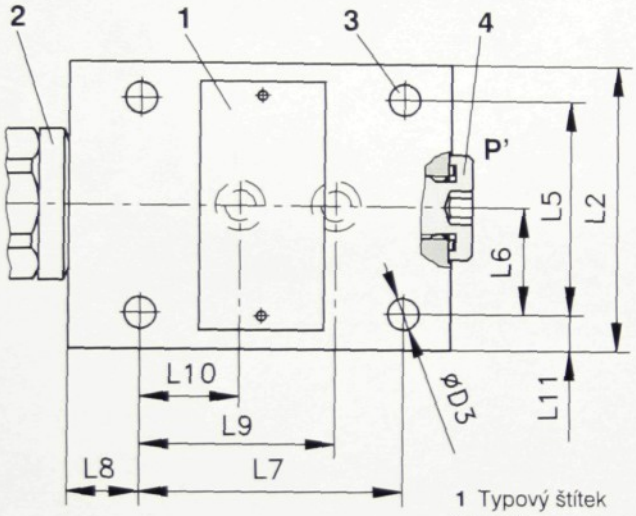
Rozměrový náčrt

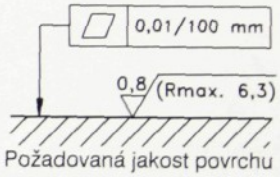
rozměry v mm

Provedení na desku "P"









Požadovaná jakost povrchu protikusu

1 Typový štítek
2 Ventil s nastavovacím prvkem - viz strana 4
3 4 průchozí otvory pro připevnění ventilu na desku
4 Kanál P', závit M14 x 1,5 / 12 (např. pro měření tlaku)
5 Těsnicí kroužky čtvercového průřezu 7,65 x 1,68 (2 ks) jsou součástí dodávky DKAR 00011
Upevňovací šrouby M6 x 50 (4 ks), jsou součástí dodávky

Provedení	D1	D2	D3	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	L10	L11
VPP2-06-xP/x	6	10,8	6,6	80	60	40	20	45	22,5	55	15	40	20	7,5

Upozornění!

- Obalovou fólii lze recyklovat.
- Přepravní desku vrátit výrobci.
- U provedení na desku jsou upevňovací šrouby M6 x 50 ČSN 02 1143.7 (4 ks) součástí dodávky. Utahovací moment je 8,9 Nm.
- Při použití ventilu mimo rozsah uvedených parametrů konzultujte výrobce.
- Uvedené údaje slouží jen k popisu produktu a v žádném případě se nerozumí jako zaručené vlastnosti ve smyslu práva.

HYTOS a.s. CZ - 543 15 Vrchlabí

tel.: 499 403111, fax: 499 403421, e-mail: sales@hytos.cz

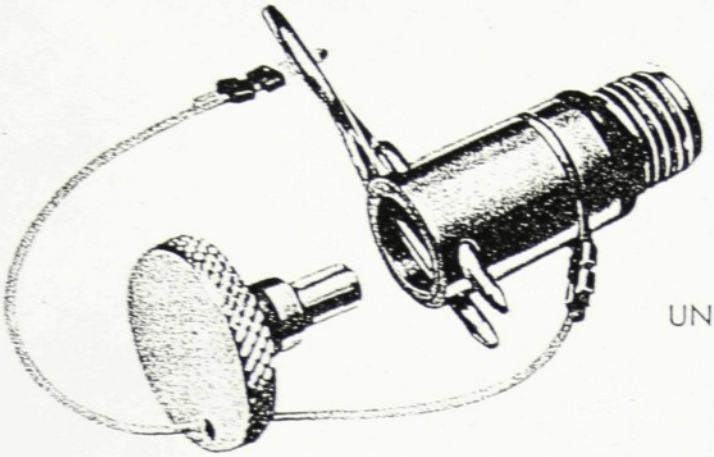
Změny vyhrazeny!

PŘÍLOHA 3

Katalogový list Hydrotechnik KG

Minimess – system STECKKUPPLUNG

HYDROTECHNIK KG
ULRICH BAUMGARTEN
6050 Offenbach am Main
Christian-Pleß-Straße 11-13
Telefon (0611) 833721



SCHNELLKUPPLUNG FÜR DRUCKMESSUNG UND ENTLÜFTUNG

MINIMESS-STECKKUPPLUNG zum Messen von Hochdruck, Niederdruck und Unterdruck, zum Entlüften von Zylindern und Hydrauliksystemen, zur Ölentnahme für Proben.

Kleinste Bauweise - Leichte Handhabung - Unter Niederdruck zu kuppeln - Abdichtung nach außen wird wirksam, bevor Rückschlagventil in der Kupplung geöffnet wird.

Minimeß-Steckkupplung 32.110 für Steckverbindung mit Rückschlagventil, O-Ring-Dichtungen und Verschlußstopfen. Im gekuppelten und entkuppelten Zustand hermetisch dicht nach außen.

Minimeß-Steckkupplung 32.130 ohne Rückschlagventil und Verschlußstopfen. Nur im gekuppelten Zustand dicht nach außen. Für feste Installationen mittels Minimeß-Schläuchen.

Minimeß-Anschluß 32.109 ohne Rückschlagventil und Verschlußstopfen, mit Rohrzapfen 6 Ø zum direkten Einbau in Rohrverschraubungen mittels Schneidring und Überwurfmutter.

Minimeß-Verschlußstopfen 32.116-17 zum Verschließen von Einschraublöchern von Minimeß-Steckkupplungen. Erforderlicher Dichtring A 10 x 14 DIN 7603 Cu.

Minimeß-Schottverschraubung 32.125 kpl. mit 2 Stck. Minimeß-Kupplungen, zur Durchführung von Minimeß-Leitungen durch Trennwände.

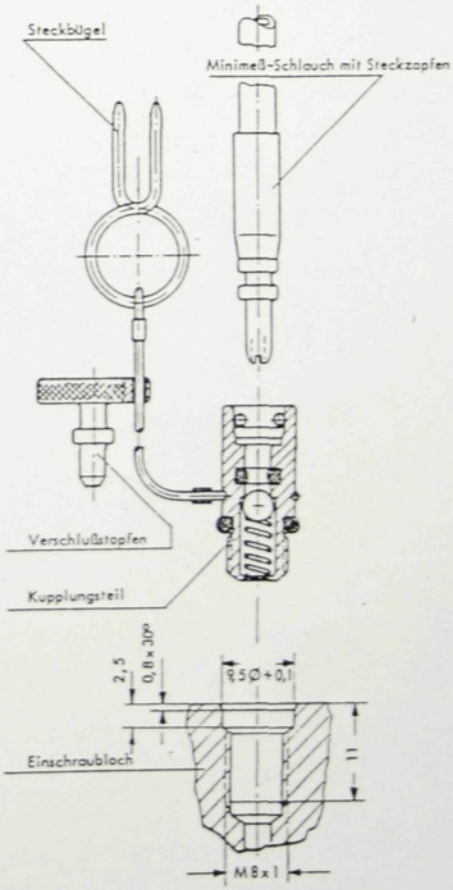
Minimeß-Hochdruckschlauch 32.111 mit 2 Steckkupplungsenden. Nennweite 2 mm, max. Betriebsdruck 400 kp/cm² bei 70° C.

Minimeß-Verschraubung 32.114 und 32.115 kpl. mit Minimeß-Steckkupplung, Schneidringen und Überwurfmuttern. Austauschbar gegen gerade Verschraubung nach DIN 3902.

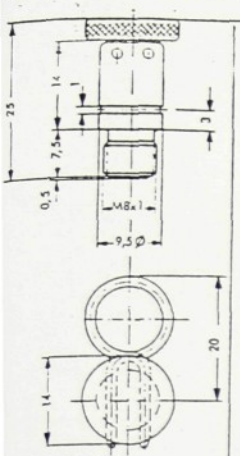
Minimeß-Manometeranschluß 32.132 kpl. mit Steckkupplungsanschluß mit 70 µ Sinterbronzefilter und EO-Dichtkantenring dki.

Minimeß-Stutzen 32.113 kpl. zum Einsetzen mittels Schneidring und Überwurfmutter in Rohrverschraubungen, mit 70 µ Sinterbronzefilter außer 6 Ø.

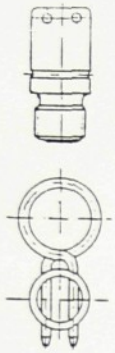
Minimeß-Gewindestutzen 32.141 und 32.142 kpl. mit Minimeß-Steckkupplung für Anordnung von Meßstellen an Innengewinden.



MINIMESS-STECKKUPPLUNG

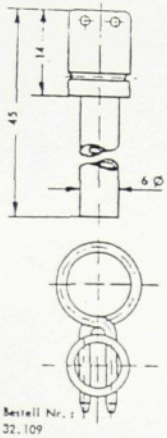


Bestell Nr.:
32.110
Normalausführung



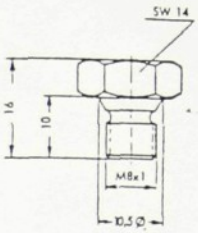
Bestell Nr.
32.130
ohne Rückschlagventil
und Verschlußstopfen

-ANSCHLUSS



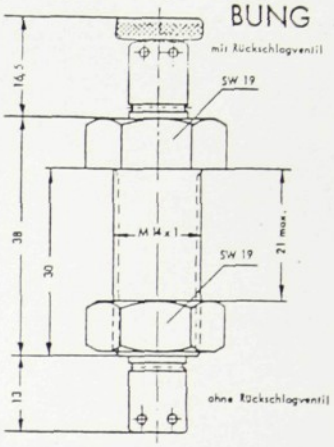
Bestell Nr.:
32.109
mit Rohrzapfen zum Einbau
in Rohrverschraubungen

-VERSCHLUSS-STOPFEN



Bestell Nr.:
32.116-17
Zum Verschließen von
Einschraublöchern für
Minimeß-Steckkupplung.
Abdichtung mit Dichtring
A 10 x 14 DIN 7603 - Cu

-SCHOTTVERSCHRAUBUNG

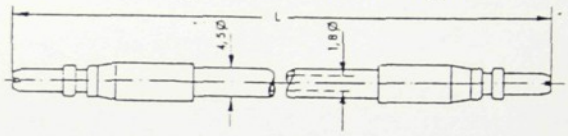


Bestell Nr.:
32.125

MINIMESS-HOCHDRUCKSCHLAUCH

Prüfdruck 400 kp/cm² minim. Biegeradius r = 20 mm

L	Bestell-Nr.
400	32.111-04
630	32.111-06
800	32.111-08
1000	32.111-10
1500	32.111-15
2000	32.111-20
2500	32.111-25
3200	32.111-32
4000	32.111-40

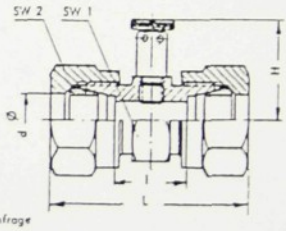


MINIMESS-VERSCHRAUBUNG (für Schneidringanschluß)×

leichte Reihe							schwere Reihe						
d	L*	l	H	SW 1	SW 2	Best.-Nr.	d	L*	l	H	SW 1	SW 2	Best.-Nr.
6	40	11	26,0	19	14	32.114-06	6	45,5	16,5	26,0	19	17	32.115-06
8	41	12	26,0	19	17	32.114-08	8	47,5	18,5	26,0	19	19	32.115-08
10	43	14	27,5	22	19	32.114-10	10	49,5	17,5	27,5	22	22	32.115-10
12	44	15	28,5	24	22	32.114-12	12	51	19	27,5	22	24	32.115-12
15	47	17	30,0	27	27	32.114-15	14	57	22	28,5	24	27	32.115-14
18	49	17	31,5	30	32	32.114-18	16	57	21	30,0	27	30	32.115-16
22	53	21	32,5	32	36	32.114-22	20	66	23	32,5	32	36	32.115-20
28	55	22	37,0	41	41	32.114-28	25	74	26	37,0	41	46	32.115-25
35	63	20	39,5	46	50	32.114-35	30	80	27	39,5	46	50	32.115-30
42	66	21	44,0	55	60	32.114-42	38	90	29	44,0	55	60	32.115-38

* ca.-Maße bei angezogenen Überwurfmuttern

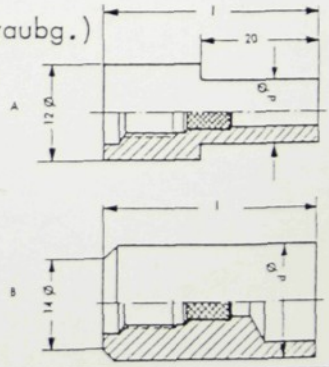
× Minimeßverschraubungen für andere Verschraubungssysteme auf Anfrage



MINIMESS-STUTZEN (z. Einsetzen in Schneidringverschraubg.)

d	l	Form	Best.-Nr.	d	l	Form	Best.-Nr.
6	35	A	32.113-06	20	30	B	32.113-20
8	35	A	32.113-08	22	30	B	32.113-22
10	35	A	32.113-10	25	36	B	32.113-25
12	28	B	32.113-12	28	32	B	32.113-28
14	28	B	32.113-14	30	41	B	32.113-30
15	28	B	32.113-15	35	42	B	32.113-35
16	28	B	32.113-16	38	48	B	32.113-38
18	29	B	32.113-18	42	45	B	32.113-42

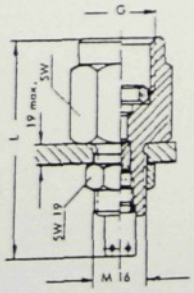
ohne Minimeß-Steckkupplung



MINIMESS-MANOMETERANSCHLUSS

G	L	SW	Best. Nr.
R 1/4"	64	19	32.132-10
R 1/2"	70	27	32.132-11

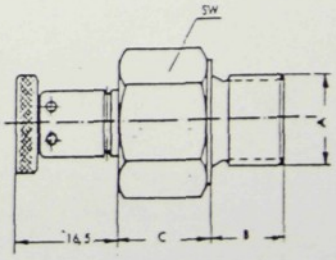
ient gleichzeitig zur
efestigung des Manometers



MINIMESS-GEWINDESTUTZEN

A	B	C	SW	Best.-Nr.
R 1/4"	12	14	19	32.141-12
R 3/8"	12	8	22	32.141-16
R 1/2"	14	10	27	32.141-20
M 12x1,5	12	14	17	32.142-12

Weitere Reduzierungen mit
EO-Gewindestutzen möglich



alle Maße in mm Konstruktionsänderung vorbehalten

PŘÍLOHA 4

Katalogový list HANSA FLEX Hydraulikschläuche

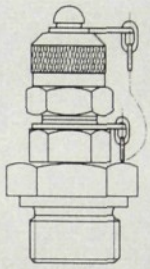
Měřící přípoj HFM MK R

HFM MK R

Měřící přípoj

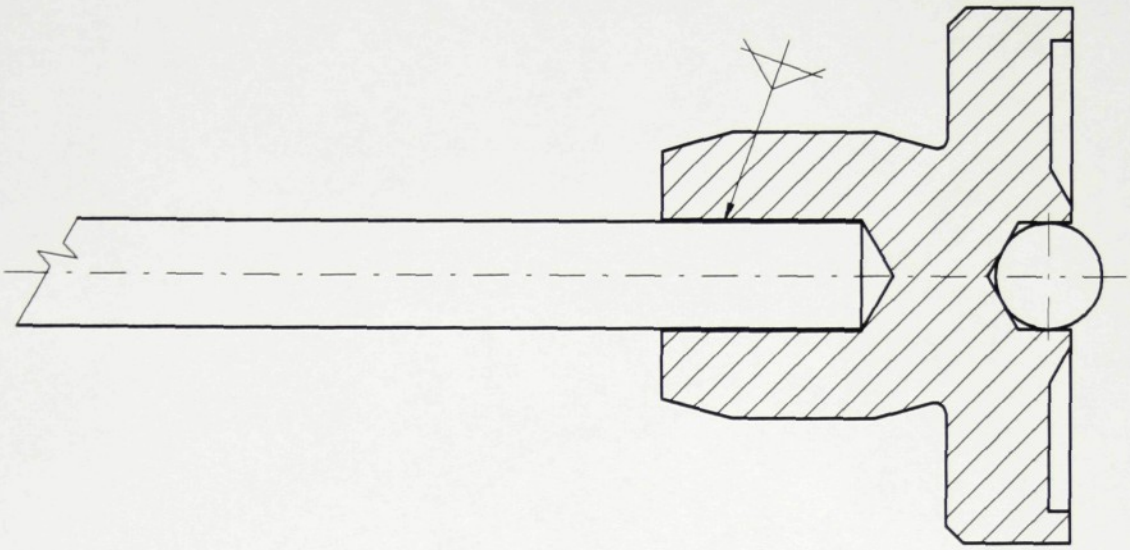
pro šroubovací spojku M 16x2
se závitem BSP

Skupina výrobků 9111



Označení	Závit	Tlak bar
HFM MK R 1/2	G 1/2"	630
HFM MK R 1/4	G 1/4"	630
HFM MK R 1/8	G 1/8"	400
HFM MK R 3/8	G 3/8"	630
HFM MK R 1	G 1"	630
HFM MK R 1 1/2	G 1"1/2	630
HFM MK R 1 1/4	G 1"1/4	630
HFM MK R 3/4	G 3/4"	630

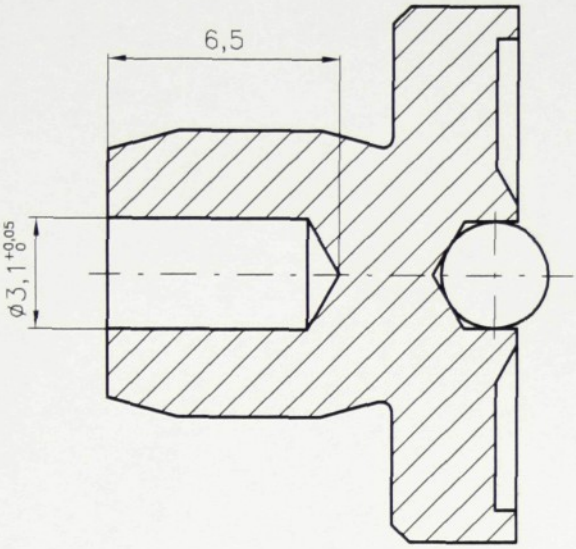
HANSA FLEX
Hydraulikschläuche



POZ.	NÁZEV–ROZMĚR	VÝKRES–NORMA	MATERIÁL	MN.
2	MĚŘÍCÍ DRÁT	4–KVS–VS–152–01–06	11343	1
1	OPĚRKA 06	551 0020		1

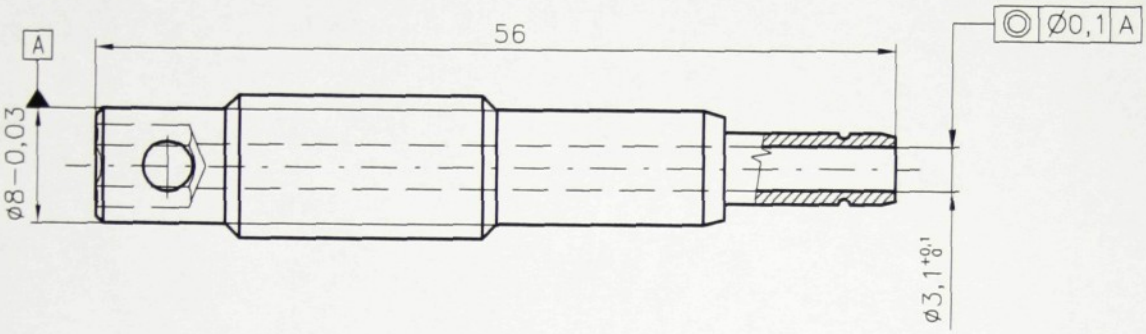
Rozm.–Polot.					PŘESNOST ISO 2768–mK
		c)		Mater.	Tř. odp.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)		Č. hm. kg	Hr. hm. kg	PROMÍTÁNÍ
		a)			
Změna	Datum	Index	Podpisy		
MĚŘÍTKO 5:1	Pozn.	Navrhl		TU v Liberci	
		Kreslil	D.Munzar	Název	
		Přezkoušel		OPĚRKA S DRÁTEM	
Č.seznamu		Technolog		Typ	
Č.sestavy		Normaliz.		Čís.výkresu	
Starý výkr.		Schválil		4–KVS–VS–152–01–06	
Nový výkr.		Datum	26.12.2004	List	

6,3



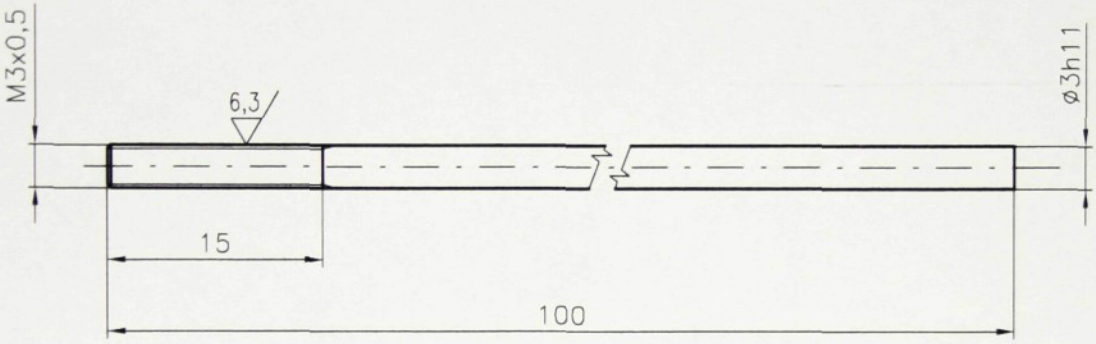
ÚPRAVY JSOU PROVÁDĚNY NA OPĚRCE č.v. 551 0020

Rozm.-Polot.								PŘESNOST ISO 2768-mK
			c)		Mater.		Tř. odp.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
			b)		Č. hm.	kg	Hr. hm. kg	PROMÍTÁNÍ
			a)					
Změna		Datum	Index	Podpisy	TU v Liberci			
MĚŘÍTKO 5:1	Pozn.	Navrhl						
		Kreslil	D.Munzar		Název			
		Přezkoušel			OPĚRKA			
Č.seznamu		Technolog			Typ			
Č.sestavy		Normaliz.			Čís.výkresu			
Starý výkr.		Schválil			4-KVS-VS-152-01-03			
Nový výkr.		Datum	26.12.2004		List			

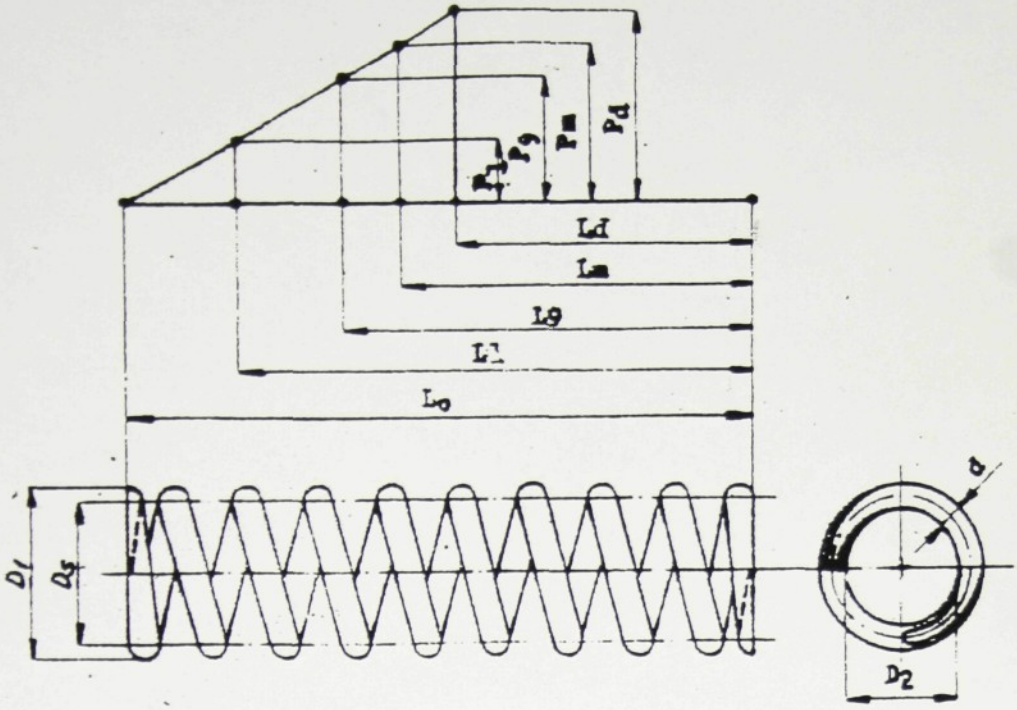


ÚPRAVY JSOU PROVÁDĚNY NA ŠROUBU č.v. 551 0111

Rozm.-Polot.							PŘESNOST ISO 2768-mK
			c)	Mater.		Tř. odp.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
			b)	Č. hm.	kg	Hr. hm. kg	PROMÍTÁNÍ
			a)				
Změna		Datum	Index	Podpisy	TU v Liberci		
MĚŘÍTKO 2:1	Pozn.	Navrhl					
		Kreslil	D.Munzar	Název	ŠROUB		
		Přezkoušel					
Č.seznamu		Technolog		Typ			
Č.sestavy		Normaliz.		Čís.výkresu	4-KVS-VS-152-01	List	-04
Starý výkr.		Schválil					
Nový výkr.		Datum	26.12.2004				



Rozm.-Polot.	KR 36h11-100		ČSN 42 6510.12						PŘESNOST ISO 2768-mK
			c)		Mater.	11 373	Tř. odp.	001	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
			b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg	PROMÍTÁNÍ
			a)						
Změna		Datum	Index	Podpisy	TU v Liberci				
MĚŘÍTKO 2:1	Pozn.	Navrhl							
		Kreslil	D.Munzar		Název MĚŘÍCÍ DRÁT				
		Přezkoušel							
Č.seznamu		Technolog			Typ				
Č.sestavy		Normaliz.			Čís.výkresu 4-KVS-VS-152-01-06				
Starý výkr.		Schválil							
Nový výkr.		Datum	26.12.2004		List				



HMOTNOST 11g

PLATÍ JEN PRO INFORMACI
ZMĚNY NEJSOU DOPLŇOVÁNY
29. 04. 2003

= 4,28 c = 49,362 N/mm

...r pružiny		TLAČNÁ, VÁLCOVÁ, UZAVŘENÁ, PRAVOCHODÁ	
...ost pružiny; zvl. požadavky		KOLMOST e ≤ 0,7	
Rozměry pružiny		Drun namáhání	CYKLICKÉ
...měr drátu	d 2,50	Životnost	10^7
...ední průměr	Ds ≈ 10,70	Pracovní prostředí	OLEJ −40°C ÷ +80°C
...ější průměr	D1 ≈ 13,20	Zkoušení	ZKOUŠKA IV ČSN 02 6002
...itřní průměr	D2 8,2 ± 0,25	Přejímání, dodávání	PŘEJÍMKA E ČSN 02 6002
...m. vod. trnu	Dt 8 − 0,2	Stav pružiny / délka	síla / napětí v krut.
...m. vrt. dutiny	Dd 16	volný	Lo ≈ 33
Počty závitů		předpružený	Li 28
...vitů činných	n 6,5	plně zatíž.	Lg (27)
...vitů závěrných	nz 2	mez. zatížený	Lm
...lkový počet závitů	z 8,5	dosedový	Ld

	P1 246,81 ± 36,95 N	τ1 587,87 MPa	
	Pg (296,18 N)	τg (705,44 MPa)	
	Pm	Tm	
	Pd	Td	

ČSN 426450.25

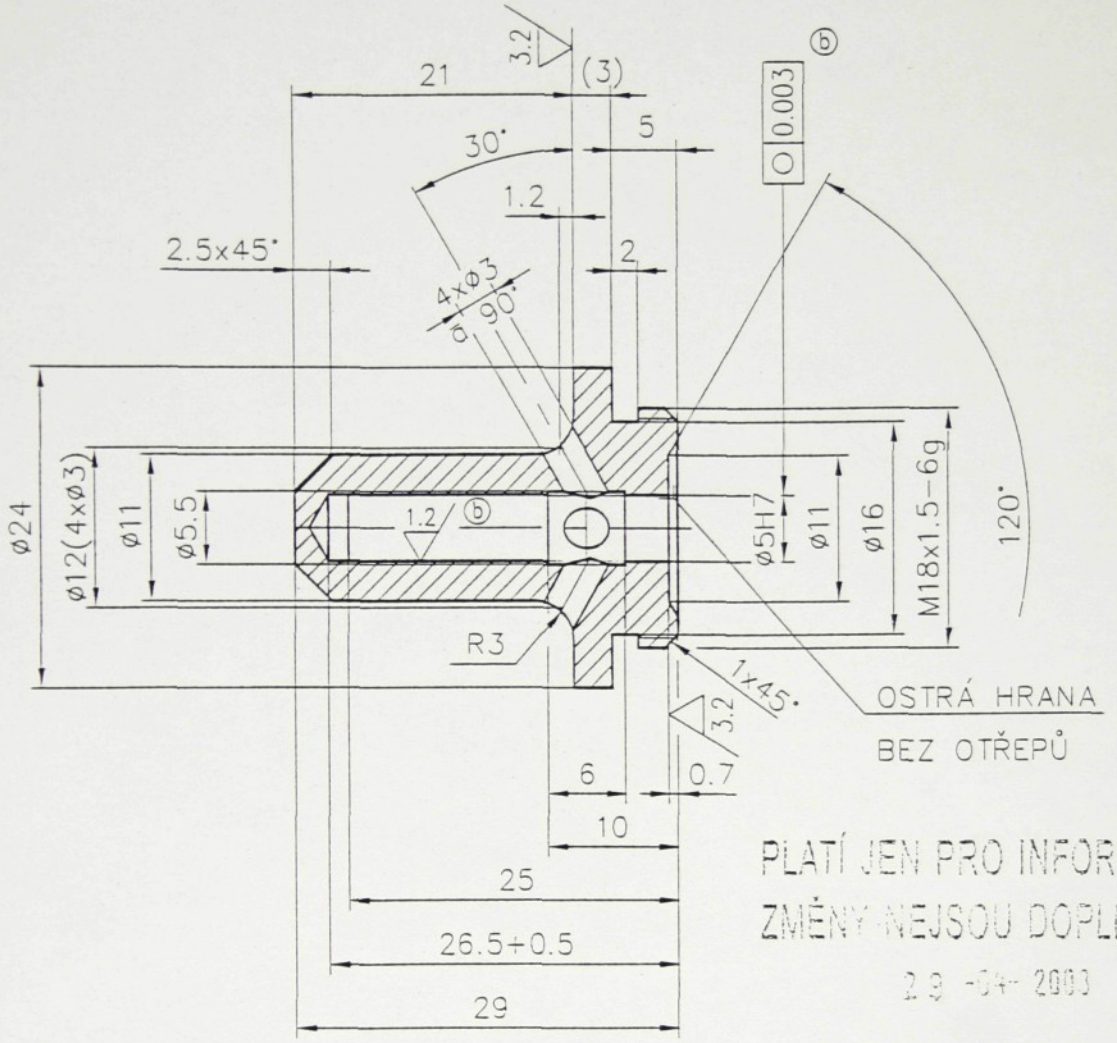
Název — označení	Polotovar	Materiál konečný	Materiál výchozí / Třída odpovědnosti / Č. výkresu / Hr. výkresu / Číslo výkresu
			Celková čistá váha kg
Kreslil DLOUHÝ		Č. zakázky	a
Přezkoušel			b
Norm. rel.			c
Výr. postupová	Schválil Šeline	Č. kmene	d
Datum	Dne 20. 11. 1991		Použito v typu / Změna / Datum / Podpis / Index
			Starý výkres / Nový výkres

Typ VPP1-06	Skupina 10 MPa	
Název PRUŽINA 25×13,2×33×8,5		551 0340

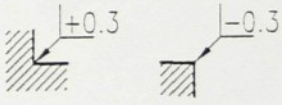
ŘADÍ PRAHA n.p.
ZÁVOD VRCHLABÍ
VVS

ERANCE ISO	ÚCHYLKA [mm]	NETOLEROVANÉ ROZMĚRY ČSN ISO 2768 - m	
		ROZSAH	ÚCHYLKY
5H7	+0.010	přes 1000 do 2000	±1.2
	0	přes 400 do 1000	±0.8
		přes 120 do 400	±0.5
		přes 30 do 120	±0.3
		přes 6 do 30	±0.2
		od 0.5 do 6mm	±0.1

6.3



PLATÍ JEN PRO INFORMACI
ZMĚNY NEJSOU DOPLŇOVÁNY
29 -04- 2003



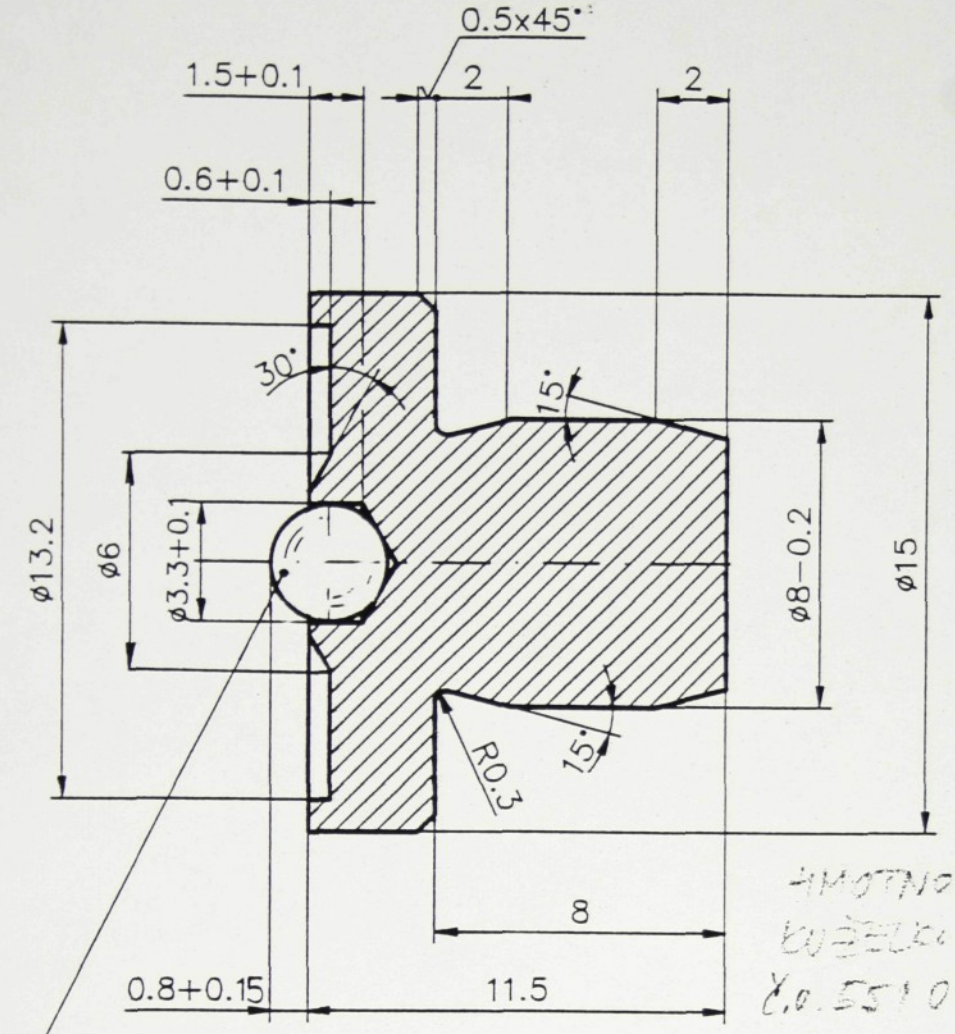
ETOLEROVANÉ ROZMĚRY DLE ISO 2768 - m

			ETG 100						6
usů	Rozměr	Polotovar	Mat. kon.	Mat. vých.	T.odp	Č. hm	Hr. hm	Č. v.	Pos.
Pozn.									
Měřítko	Kreslil Šteinc L.	Soukupová		ZRUŠ. ○ 0.003			4.10.96	Dlouhý ⓐ	X
	Přezkoušel			NA ○ 0.003			6.9.99	Šteinc L. ⓑ	X
2 : 1	Norm. ref.							c	X
		Schválil						d	X
		Dne 6. 9. 1999		Změna			Datum	Podpis	

HYTOS akciová společnost VRCHLABÍ	Typ VPP2-06	Skupina	Starý v. z 5.10.1993	Nový v.
	Název SEDLO 06		551 0060	
			Listů	List

od 1000–2000	±1.2
od 400–1000	±0.8
od 120– 400	±0.5
od 30– 120	±0.3
od 6– 30	±0.2
od 0.5–6mm	±0.1

3.2



HMOTNOST VČ. BUŠELKU 96
Č.O. 551 0021 – 10 g

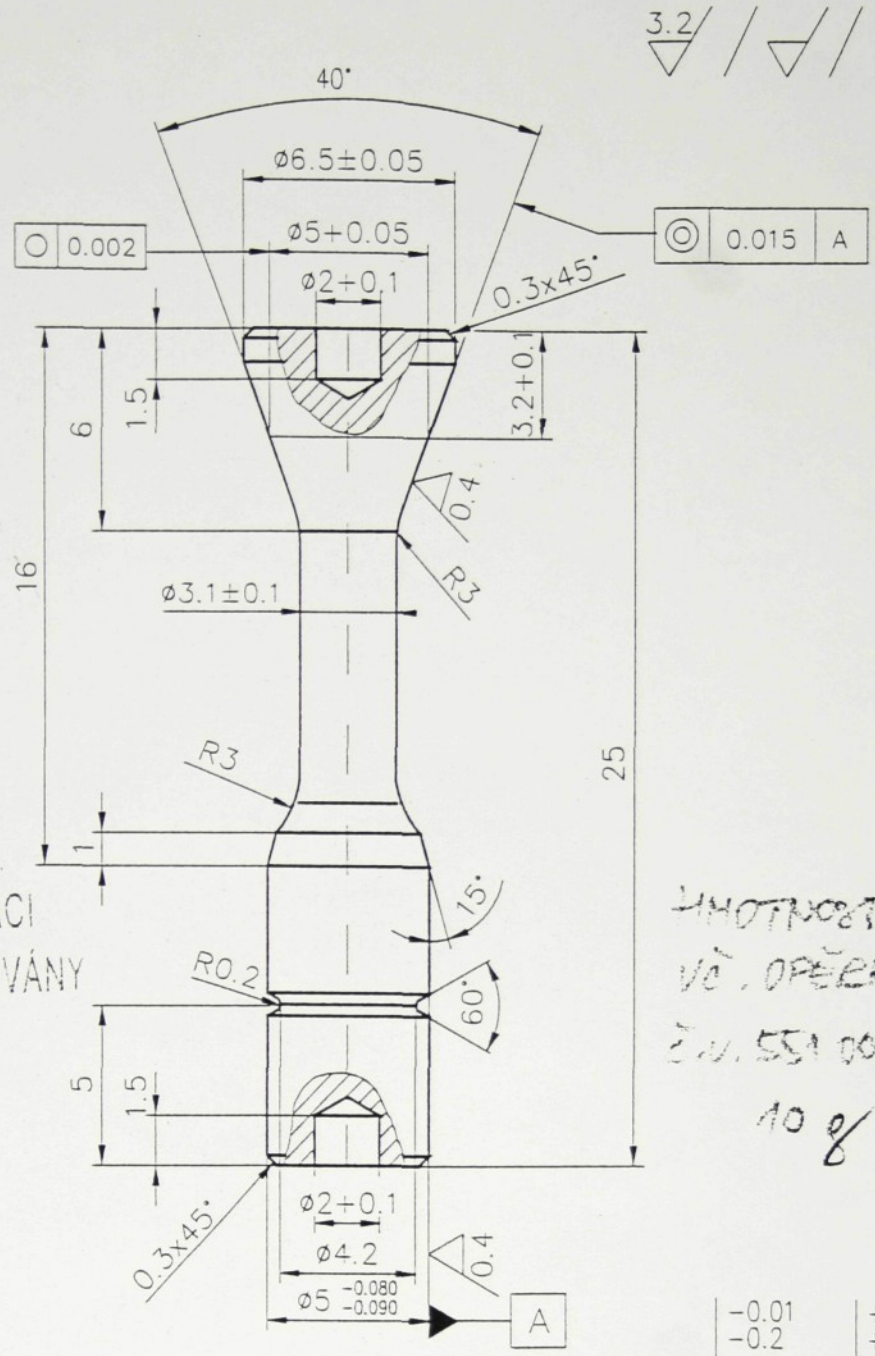
PLATÍ JEN PRO INFORMACI
ZMĚNY NEJSOU DOPLŇOVÁN
03 -04- 2000

TOLEROVANÉ ROZMĚRY DLE ISO 2768 – m

		42 6510	11 109						
	Rozmér	Polotovar	Mat. kon.	Mat. vých.	Toda	Č. hm	Hr. hm	Č. v.	Pos
ozn.									
ítko	Kreslil Šteinc L.	Svobodová						a	X
	Přezkoušel	Štěine						b	X
1	Norm. ref.							c	X
		Schválil						d	X
		Dne 11.10.1993		Změna			Datum	Podpis	

Typ VPP2–06	Skupina	Starý v.	Nový v.	
HYTOS iová společnost RCHLABÍ	Název OPĚRKA 06	551 0020		
		Listů		List

ANCE O	ÚCHYLKA [mm]	NETOLEROVANÉ ROZMĚRY ČSN ISO 2768 – m	
		ROZSAH	ÚCHYLKY
		od 1000–2000	±1.2
		od 400–1000	±0.8
		od 120– 400	±0.5
		od 30– 120	±0.3
		od 6– 30	±0.2
		od 0.5–6mm	±0.1

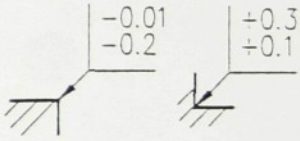


29 -04- 2003

PLATÍ JEN PRO INFORMACI
ZMĚNY NEJSOU DOPLŇOVÁNY

M 1 : 1

HMOTNOST
VČ. OPĚČKY
Č.V. 551 0020
10 g



LIT NA 58° ± 3° HRc
TOLEROVANÉ ROZMĚRY DLE ISO 2768 – m

				19 312						08
sú	Rozmér	Polotovar	Mat. kon.	Mat. vych.	Todp	Č. hm	Hr. hm	Č. v.		Pos.
Pozn.										
ěřítko	Kreslil L. Šteinc								a	X
	Přezkoušel								b	X
): 1	Norm. ref.								c	X
(1:1)		Schválil							d	X
		Dne 28.11.2001			Změna		Datum	Podpis		

HYTOS
akciová společnost
VRCHLABÍ

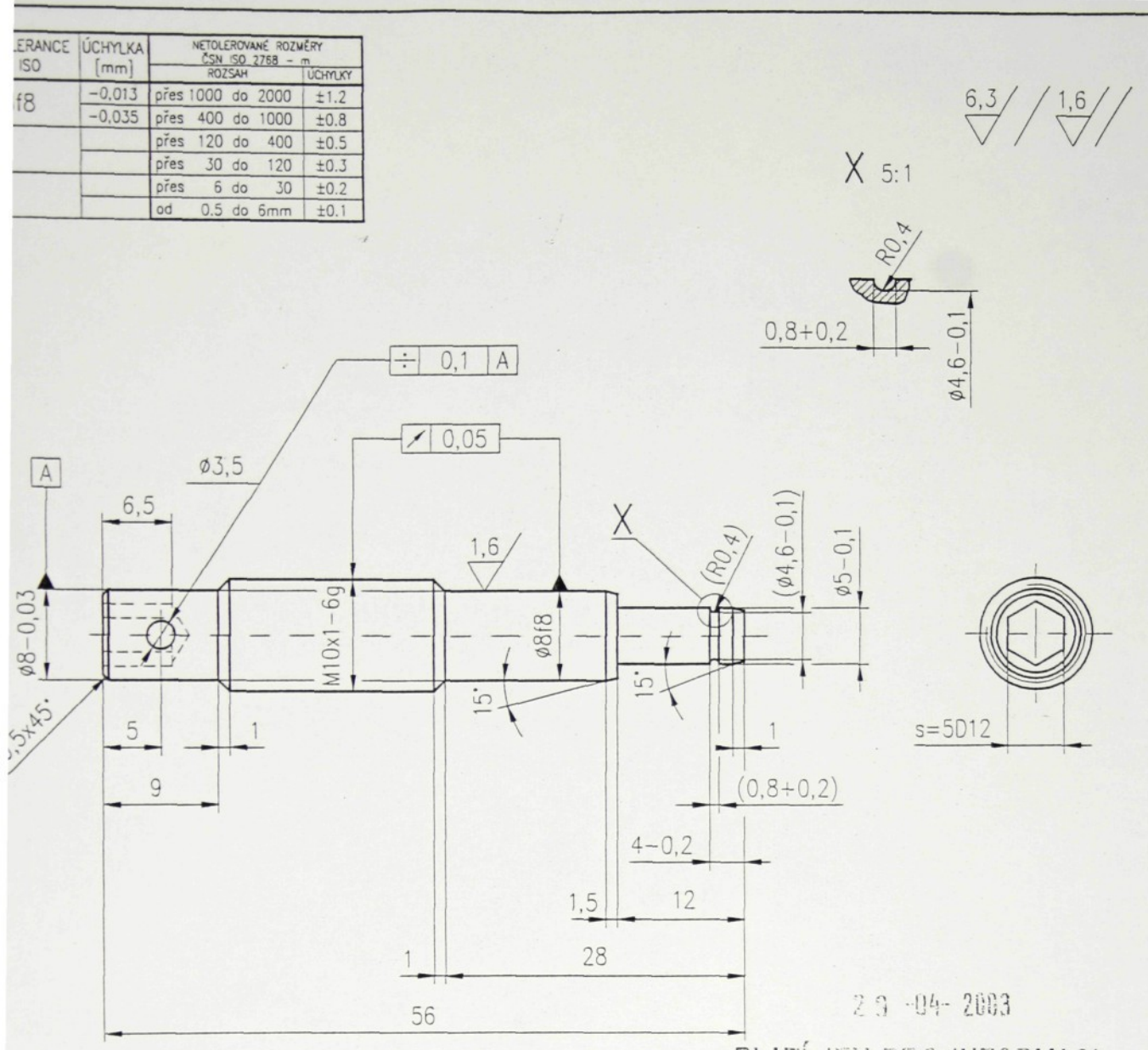
Typ VPP2–06 | Skupina | Starý v. 551 0080 | Nový v.

Název
KUŽELKA 06

551 0081

Listů | List

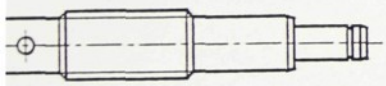
ERANCE ISO	ÚCHYLKA [mm]	NETOLEROVANÉ ROZMĚRY ČSN ISO 2768 - m ROZSAH	ÚCHYLKY
f8	−0,013	přes 1000 do 2000	±1.2
	−0,035	přes 400 do 1000	±0.8
		přes 120 do 400	±0.5
		přes 30 do 120	±0.3
		přes 6 do 30	±0.2
		od 0.5 do 6mm	±0.1

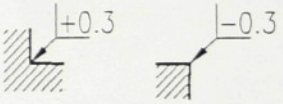


29 -04- 2003

PLATÍ JEN PRO INFORMACI
ZMĚNY NEJSOU DOPLŇOVÁNY

M1:1





ČERNIT

NETOLEROVANE ROZMĚRY DLE ISO 2768 − m

		ČSN 42 6510	11 109.0		003				1 1
Kusů	Rozměr	Polotovar	Mat. kon.	Mat. vych.	T.odp	Č. hm	Hr. hm	Č. v.	Pos.

Pozn.

Měřítko	Kreslil ing. Lustyk	Kapeš						a	X
2:1	Přezkoušel							b	X
	Norm. ref.							c	X
(1:1) (5:1)		Schválil						d	X
		Dne 16. 8. 2000			Změna		Datum	Podpis	

HYTOS akciová společnost VRCHLABÍ	Typ VPP1−06	Skupina	Starý v. 14. 2. 1992	Nový v.
	Název ŠROUB		551 0111	
			Listů	List