View metadata, citation and similar papers at core.ac.uk
brought to you by CORE
provided by DSpace at VSB Technical University of Ostrava

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Porovnání dvou způsobů modelování pneumatických mechanismů

Comparasion of Two Methods of Pneumatic Mechanisms Simulation

Student: Bc. Kamil Fojtášek
Vedoucí diplomové práce: Ing. Lukáš Dvořák, Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 28.5.2007 .....

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB -TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě …… ……

Plné jméno

Adresa trvalého pobytu :

Kamil Fojtášek
Oty Synka 1838/5
Ostrava – Poruba

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Fojtášek, K. *Porovnání dvou způsobů modelování pneumatických mechanismů*. Ostrava: Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB–Technická univerzita Ostrava, 2009, 69 s. Diplomová práce, vedoucí:
Dvořák, L.

Cílem této diplomové práce je porovnání dvou způsobů modelování pneumatických mechanismů. První metodou je modelování pneumatických průtočných prvků pomocí zvukové vodivosti C a kritického tlakového poměru b a, pneumomotorů pomocí pohybových a termodynamických rovnic. Druhá metoda modelování pneumatických mechanismů je pomocí RHD odporů. Výsledky porovnání jsou uvedeny v grafické podobě, formou charakteristik.

Jako součást práce bylo rovněž provedeno experimentální zjištění vlastností modelovaných prvků a celého mechanismů a byl vytvořen program pro simulaci dynamického chování pneumatického systému v prostředí Matlab-Simulink.

ANOTATION OF THESIS

Fojtášek, K. *Comparasion of Two Methods of Pneumatic Mechanisms Simulation*. Ostrava: Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2009, 69 pages. Thesis, leader:
Dvořák, L.

The porpose of this Thesis it is Comparasion of Two Methods of Pneumatic Mechanisms Simulation.
The first method is simulation pneumatic throat valves by the help of sound conductivity C and critical compressive rate b and, pneumatic engine by the help of kinetic and thermodynamic quadratics. The second method simulation pneumatic mechanisms is by the help of RHD resistances. The Results of comparision are mentioned in graphic form.

As part of work has been effected experimental inquest feature modelled on elements and of all mechanisms. Has been created numerical program for simulating and analyzing pneumatic dynamic systems in Matlab – Simulink.

Obsah

Seznam použitého značení 9

1 Úvod 12

2 Přehled základních veličin pneumatických prvků 13

2.1 Základní parametry 13

2.2 Tlak 13

2.3 Průtok 14

2.4 Teplota 15

3 Teoretické základy proudění vzduchu 16

3.1 Rozdělení proudění 16

3.2 Adiabatické a izoentropické proudění 17

3.3 Rovnice kontinuity 17

3.4 Zákon zachování energie 18

3.5 Teoretický průtok přes ideální dýzu 19

4 Modelování pneumatických průtočných prvků pomocí parametrů C a b 25

4.1 Stanovení parametrů C a b 25

4.2 Měření podle normy ISO 6358 26

4.3 Přepočet parametrů C a b 27

5 Modelování pneumatických motorů pomocí pohybových a termodynamických rovnic 30

6 Modelování pneumatických mechanismů pomocí RHD odporů 33

6.1 Úvod do problematiky 33

6.2 Modelování rozváděčů a vedení pomocí RHD odporů 33

6.3 Modelování pneumomotorů pomocí RHD odporů 34

7 Experimentální zjištění vlastností modelovaných prvků 38

7.1 Specifikace použitých prvků a snímačů 38

7.1.1 Regulátor tlaku SMC ITV2051-01 F3N-Q 38

7.1.2 Převodník teplota - napětí Sensit STU - Ni IP65 38

7.1.3 Snímače tlaků Hydrotechnik 3871 a 3872 39

7.1.4 Průtokoměr SD 6000 39

7.1.5 Měřicí zařízení M5050 Hydrotechnik 40

7.1.6 Snímač polohy Turck – LT500M-Q21-LU0X3-H1141 41
7.2 Měření rozváděčů 42
7.2.1 Metodika měření rozváděčů 42
7.2.2 Realizace měření rozváděče SMC 43
7.2.3 Realizace měření rozváděče Festo 46
7.3 Měření pneumatických mechanismů 48
7.3.1 Metodika měření pneumatických mechanismů 48
7.3.2 Realizace měření pneumomotoru SMC C92 50
7.3.3 Realizace měření pneumomotoru SMC C95 52
8 Matematický model pneumatického mechanismu **54**
9 Porovnání výsledků simulace obou metod s výsledky experimentu **57**
10 Závěr **64**
Seznam použité literatury 66
Seznam příloh 68

Poděkování:
Tímto bych chtěl poděkovat především Ing. Lukáši Dvořákovi, Ph.D. za odborné vedení a vstřícnou pomoc při tvorbě diplomové práce. Rovněž bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu na VŠB-TU Ostrava.

Děkuji.

Seznam použitého značení

Značka	Název veličiny	Rozměr
C	pneumatická vodivost	$[m^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$
D	odpor proti deformaci	$[N \cdot m^{-5}]$
D	průměr pístu	$[m]$
D_p	průměr pístu	$[m]$
D_{op}	odpor proti deformaci v odvětrávaném prostoru	$[N \cdot m^{-5}]$
D_{pp}	odpor proti deformaci v plněném prac. prostoru	$[N \cdot m^{-5}]$
$D_Š$	odpor proti deformaci škodlivého prostoru	$[N \cdot m^{-5}]$
F_t	třecí síla	$[N]$
F_z	ztrátová síla	$[N]$
H	odpor proti zrychlení	$[N \cdot s^2 \cdot m^{-5}]$
Kv	průtokový součinitel	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
Q	objemový průtok	$[dm^3 \cdot \min^{-1}]$
Q_N	normální objemový průtok	$[dm^3 \cdot \min^{-1}]$
Q_{vys}	průtok pro vysunutí pístu	$[dm^3 \cdot \min^{-1}]$
R	odpor proti pohybu	$[N \cdot s \cdot m^{-5}]$
R_m	místní odpor proti pohybu	$[N \cdot s \cdot m^{-5}]$
R_t	odpor proti pohybu třením	$[N \cdot s \cdot m^{-5}]$
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S_1	plocha pístu	$[m^2]$
S_1	plocha mezikruží	$[m^2]$
S, S_1, S_2	průřez trubice	$[m^2]$
S^*	kritický průřez dýzy	$[m^2]$
T	teplota	$[K]$
T_0	teplota v normovaném stavu	$[K]$

T_1	teplota před dýzou	$[K]$
T_2	teplota za dýzou	$[K]$
T_N	normální teplota	$[K]$
T^*	teplota na dýze	$[K]$
V	objem	$[m^3]$
V_h	objem potrubí	$[m^3]$
b	kritický tlakový poměr	[-]
c_p	měrná tepelná konstanta při stálém tlaku	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
d	průměr potrubí	$[m]$
d	průměr pístnice	$[m]$
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h	výška	$[m]$
i	měrná entalpie	$[J \cdot kg^{-1}]$
l, l_1, l_2	délka potrubí	$[m]$
m	hmotnost	$[kg]$
m_{red}	redukovaná hmotnost	$[kg]$
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}_{\max}$	maximální hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
$\dot{m}^*$	nadkritický hmotnostní průtok	$[kg \cdot s^{-1}]$
p	tlak, přetlak	$[Pa]$
p_0	tlak v normovaném stavu	$[Pa]$
p_1	vstupní tlak, tlak v plněném prac. prostoru	$[Pa]$
p_1	tlak před dýzou	$[Pa]$
p_2	výstupní tlak, tlak v odvětrávaném prac. prostoru	$[Pa]$
p_2	tlak za dýzou	$[Pa]$
p_{abs}	absolutní tlak	$[Pa]$
p_{bar}	atmosférický tlak	$[Pa]$
p_v	podtlak	$[Pa]$
p^*	tlak na dýze	$[Pa]$

q_{20}	jmenovitý průtok	$[dm^3 \cdot \min^{-1}]$
r	plynová konstanta	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
t	čas	$[s]$
w_1	rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
w_1	rychlost před dýzou	$[m \cdot s^{-1}]$
w_2	rychlost za dýzou	$[m \cdot s^{-1}]$
w_s	střední rychlost proudění	$[m \cdot s^{-1}]$
w^*	rychlost na dýze	$[m \cdot s^{-1}]$
x	zdvih	$[m]$
Δh	tepelný spád	$[J \cdot K^{-1}]$
Δp_{pp}	změna tlaku v plněném pracovním prostoru	$[Pa]$
Δp_{pp}	změna tlaku v odvětrávaném pracovním prostoru	$[Pa]$
α	úhel sklonu válce od vodorovné polohy	$[rad]$
η	účinnost	[-]
ν	kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
ρ	měrná hmotnost	$[kg \cdot m^{-3}]$
ρ_1	měrná hmotnost před dýzou	$[kg \cdot m^{-3}]$
ρ_2	měrná hmotnost za dýzou	$[kg \cdot m^{-3}]$
ρ^*	měrná hmotnost na dýze	$[kg \cdot m^{-3}]$
κ	izoentropický součinitel	[-]
ψ	výtoková funkce	[-]
$\psi_{\max}$	maximální výtoková funkce	[-]

1 Úvod

Jak napovídá zadání diplomové práce, úkolem je porovnání dvou způsobů modelování pneumatických mechanismů. Pneumatický mechanismus se dá obecně popsat jako systém složený z pneumatických prvků, sloužící k přenosu energie a informace pomocí nositele energie. Aby bylo možné popsat dostatečně přesně chování celého mechanismu, je potřeba znát přesné charakteristiky jednotlivých prvků. Při tvorbě matematického modelu se vychází z reálných dějů uvnitř systému, které jsou vyjádřeny pomocí matematických vztahů. Tento model se dále vhodným způsobem přenese do počítače čímž vzniká tzv. simulační model, na kterém je možné experimentovat stejně jako na skutečném zařízení, avšak bez nebezpečí poškození.

V rámci této práce byl vytvořen program pro simulaci dynamického chování pneumatického systému. Tento program slouží pro metodu modelování pneumatických průtočných prvků pomocí zvukové vodivosti C a kritického tlakového poměru b, a pneumomotoru pomocí pohybových a termodynamických rovnic. Druhá metoda modelování spočívá v nahrazení jednotlivých prvků systému pomocí RHD odporů. Aby bylo možné obě metody korektně porovnat byly experimentálně zjištěny reálné vlastnosti modelovaných prvků i celého mechanismu.

2 Přehled základních veličin pneumatických prvků

2.1 Základní parametry

Nositelem energie v pneumatických mechanismech je stlačený vzduch. Tlak p, objemový průtok Q a teplota T patří mezi základní veličiny pneumatických mechanismů. Jelikož se jedná o plyn, je v každém okamžiku popsán jeho stav rovnicí stavu (2.1) [5].

$$p \cdot \frac{1}{\rho} = r \cdot T \tag{2.1}$$

nebo pro m kg vzdušiny a objem V (m^3)

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \tag{2.2}$$

při dosazení objemového průtoku Q

$$p \cdot Q \cdot t = m \cdot r \cdot T \tag{2.3}$$

Je tedy patrné, že musíme mezi základní parametry pneumatických mechanismů zahrnout i měrnou hmotnost ρ.

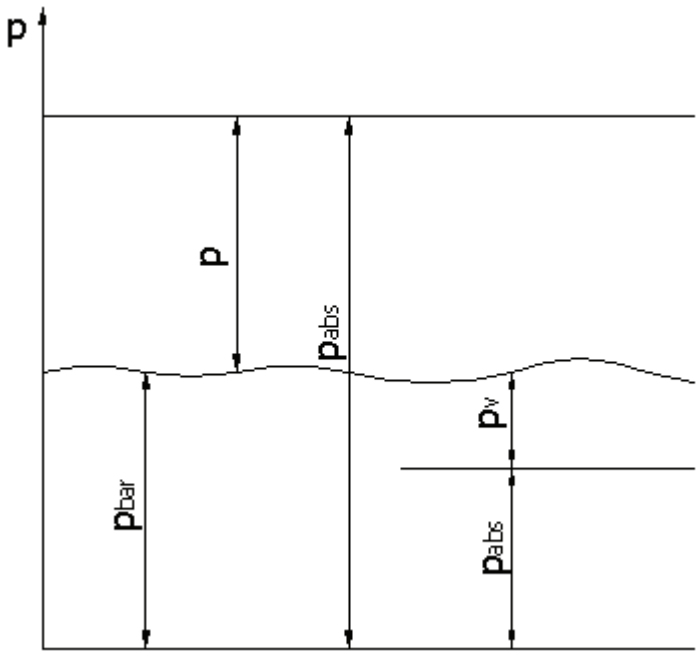
2.2 Tlak

V technických výpočtech je tlak dosazován podle odvozených jednotek soustavy SI v Pa (Pascal), což je $m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$, neboli $N \cdot m^{-2}$. V pneumatických mechanismech jej často udáváme v kPa nebo v MPa. Zejména v zahraniční literatuře a katalozích se můžeme setkat s označením tlaku v barech, pro technické výpočty je dostatečně přesný přepočet $1bar = 100kPa = 0{,}1MPa$. Při výpočtech musíme uvažovat, že tlak může mít různou hodnotu podle tlakové hladiny v níž je definován obr. 2.1 [5].

Tlak který naměříme manometrem, připojeným na pneumatický prvek nebo vedení se nazývá přetlak p. Absolutní tlak p_{abs} používáme ve výpočtech, jejichž základ je ve stavové rovnici a musíme tedy respektovat proměnlivost hustoty a teploty. Jeho hodnotu získáme připočtením atmosférického tlaku p_{bar} k přetlaku p (2.4).

$$p_{abs} = p + p_{bar} \tag{2.4}$$

Atmosférický tlak, někdy také nazývaný barometrický, není stály, ale kolísá kolem určité hodnoty. V technických výpočtech se ale obvykle považuje za konstantní a rovný $0{,}1\,MPa$.



Obr. 2.1 Definice tlakových hladin vzduchu

Prvky které pracují s tlakem nižším než je tlak atmosférický se nazývají vakuové pneumatické mechanismy. Tento tlak bývá označován jako tlak absolutní p_{abs} nebo častěji jako podtlak p_v. Kvalitativně se dá vyjádřit v % hodnoty atmosférického tlaku, nebo jako % vakua (2.5) [15].

$$procento\ vakua = \left(\frac{p_v}{p_{bar}} \right) \cdot 100 \tag{2.5}$$

2.3 Průtok

Objemový průtok bývá označován Q a nejčastěji se používají rozměry $m^3 \cdot s^{-1}, m^3 \cdot h^{-1}$ nebo $dm^3 \cdot \min^{-1}$. Z energetického hlediska je průtok stlačeného vzduchu spotřebován a odvádí se při výfuku zpět do ovzduší, můžeme se setkat také s názvem spotřeba vzduchu. Ze stavové rovnice je patrná závislost průtoku na teplotě a tlaku, proto se přepočítává na tzv. normální (normovaný) stav Q_N (2.6). Což je množství vzduchu které při normálním (atmosférickém) tlaku $p_{bar} = p_N = 100kPa$ a normální teplotě $T_N = 20°C = 293K$ zaplní objem $1m^3$.

$$V_N = V \cdot \frac{p_{abs} \cdot T_N}{p_N \cdot T_1} \quad \text{a} \quad Q_N = Q \cdot \frac{p_{abs} \cdot T_N}{p_N \cdot T_1} \tag{2.6}$$

V katalozích výrobců pneumatických prvků se udává jmenovitý průtok Q_{Nn} a průtokový součinitel Kv.

Hmotnostní průtok $\dot{m}$ je definován jako hmotnost kapaliny která proteče daným průřezem za jednotku času a lze jej snadno vypočítat jako součin měrné hmotnosti a objemového průtoku (2.7).

$$\dot{m} = Q \cdot \rho \tag{2.7}$$

2.4 Teplota

Teplotu často měříme v našich podmínkách ve $°C$, při termodynamických výpočtech ovšem vždy musíme počítat s absolutní teplotou T udávanou v K (Kelvin). Pro přepočet je dostatečně přesné $0°C = 273K$. Teplota má velký význam jelikož je obsažena ve stavové rovnici a také protože se při práci pneumatických mechanismu stále mění. Každou expanzi doprovází prudká změna teploty ve výfukovém kanálu pneumatického prvku. Z termodynamiky při předpokladu izochorické změny (při konstantním objemu), vyplývá tzv. Charlesův zákon (2.7).

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} \tag{2.7}$$

Pokud budeme uvažovat tlak $p_1 = p_{bar} = 1 \cdot 10^5 Pa$ jako tlak atmosférický a teplotu $T_2 = 293K$ před expanzí rovnu teplotě okolního vzduchu, pak v závislosti na velikosti pracovního tlaku p_2 poklesne teplota po expanzi T_1 až několikrát [6].

3 Teoretické základy proudění vzduchu

Jak již bylo řečeno v minulé kapitole, nositelem energie v pneumatickém mechanismu je stlačený vzduch. Tato vzdušina je v klidovém stavu nositelem jednak vnitřní tepelné energie, ale také mechanické energie. Změny kinetické a potenciální energie jsou v tomto případě tak malé, že nemají vliv na termodynamické změny stavu v klidné látce a termodynamický stav je jednoznačně určen stavovými veličinami p, V, a T.

V pneumatických mechanismech však probíhají termodynamické změny stavu látky při výrazně velkých změnách rychlostí, takže vliv kinetické energie není možné zanedbat. V takových případech termodynamický stav závisí nejen na stavových veličinách ale i na rychlosti proudění w. V řešení je nutné provést idealizaci vzduchu a chápat ho jako ideální plyn, který se přesně řídí Boyle-Marietovým a Gay-Lussacovým zákonem a má konstantní měrná tepla.

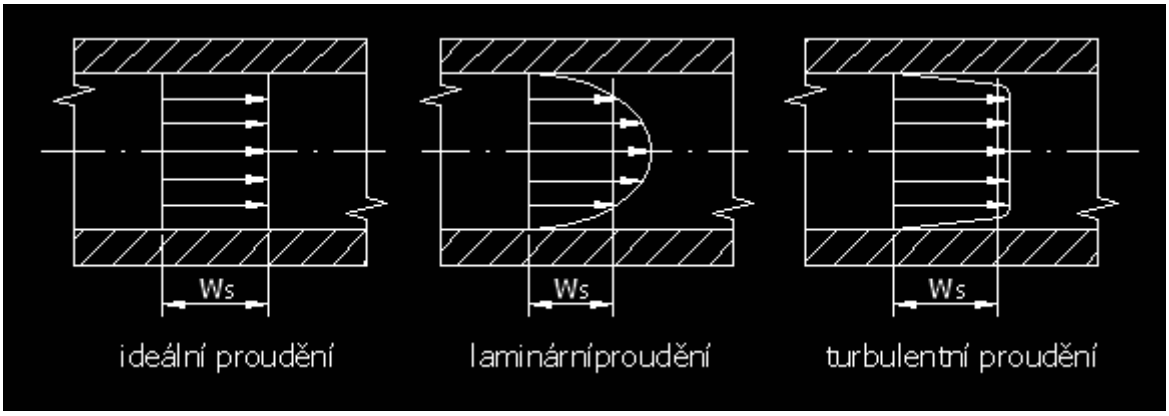
Při proudění je dále třeba doplnit vlastnosti termodynamicky ideálního plynu idealizovanými vlastnostmi z hlediska hydrodynamického. Přičemž hydrodynamicky ideální plyn je takový, který proudí bez ztrát energie proudu [3].

3.1 Rozdělení proudění

V případě že se průměr hadice mění jen velmi málo, její poloměr zakřivení je poměrně veliký a proudící látka je hydrodynamicky ideální plyn, pak se jedná o jednorozměrné proudění, které je nejednodušším typem proudění.

Je-li směr a velikost rychlosti v každém průřezu v čase neproměnný, jedná se o proudění stacionární a v takovémto případě je množství proteklé vzdušiny v těchto průřezech stále stejné. V praxi ale rychlost proudění v celém průřezu není konstantní, jelikož svého maxima dosahuje ve středu potrubí a u stěn je nulová, z čehož vzniká tzv. rychlostní profil obr. 3.1.

Při proudění reálného plynu mohou nastat dva druhy proudění, laminární a turbulentní. Laminární proudění je takové proudění při kterém jsou proudnice rovnoběžné a nemísí se, toto proudění nastává při malých rychlostech a velké viskozitě plynu. Pokud se proudnice navzájem promíchávají a dochází k víření vzdušiny jedná se o proudění turbulentní. Svým způsobem se u turbulentního proudění již nemůže jednat o proudění stacionární, jelikož v určitých malých průřezech a časových intervalech dochází k různému protečenému množství vzduchu, ale pojem stacionární uvažujeme pokud se s časem nemění střední rychlost w_s v daném průřezu [3].



Obr. 3.1 Rychlostní profily proudění

K přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním dochází při překročení kritického Reynoldsova čísla Re = 2320.

Vztah pro výpočet Reynoldsova čísla (3.1).

$$\mathrm{Re} = \frac{w_s \cdot d}{\nu} \tag{3.1}$$

3.2 Adiabatické a izoentropické proudění

V praxi se velmi často vyskytuje případ, při kterém mezi proudící látkou a okolím nedochází ke sdílení tepla. Takové proudění se nazývá adiabatické a vyskytuje se ve dvou odlišných formách.

a) Adiabatické proudění termodynamicky a hydrodynamicky ideálního plynu, které probíhá bez energetických ztrát a při kterém je entropie proudící látky stálá. Takové proudění se nazývá izoentropické.
b) Adiabatické proudění reálného plynu, které je doprovázeno ztrátami energie způsobenými vnitřním třením proudící látky a odpory v potrubí. Práce která je potřebná k překonání těchto odporů se přemění na teplo, které zůstává v proudící látce. Při tomto nevratném ději dochází k nárůstu entropie a proto se již nejedená o proudění izoentropické.

3.3 Rovnice kontinuity

Uvažujeme-li stacionární proudění, pak v každém průřezu potrubí protéká stejné množství stlačeného vzduchu za jednotku času. Toto množství vzduchu označíme jako $\dot{m}$ a jedná se o hmotnostní průtok, přičemž platí pro každý průřez (3.2) [5].

$$\dot{m} = S_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 = S_2 \cdot w_2 \cdot \rho_2 = S \cdot w \cdot \rho \tag{3.2}$$

nebo

$$\frac{w_1 \cdot S_1}{v_1} = \frac{w_2 \cdot S_2}{v_2} = \frac{w \cdot S}{v} = \dot{m} = konst. \tag{3.3}$$

Tato rovnice se nazývá rovnice kontinuity pro stlačitelné prostředí a popisuje matematické vyjádření stacionárního proudění.

3.4 Zákon zachování energie

Proudění se uskutečňuje v potrubí, v němž se mění část tlakové a tepelné energie na energii kinetickou a navenek se neodvádí žádná práce.

Z prvního zákona termodynamiky, pro $a_t = 0$ (3.4) [3].

$$dq = di + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot dh \tag{3.4}$$

resp.

$$q_{1,2} = i_2 - i_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g \cdot (h_2 - h_1) \tag{3.5}$$

Z této rovnice je evidentní, že teplo sdělené proudícímu plynu z vnějšku se rovná přírůstku entalpie, kinetické a potenciální energie. Ve strojnické praxi můžeme zanedbat změnu potenciální energie a uvažovat proudění bez výměny tepla s okolím $dq = 0$, pak (3.6).

$$d\left(\frac{w^2}{2}\right) = -di \tag{3.6}$$

po integraci

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = i_1 - i_2 = \Delta h \tag{3.7}$$

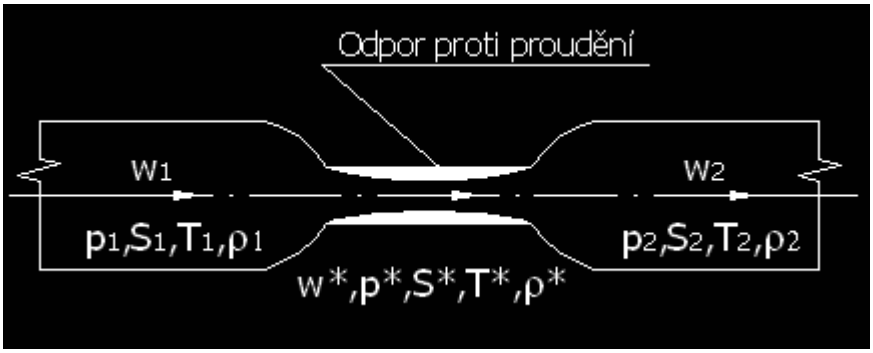
Rozdíl entalpii se nazývá tepelný (izoentropický) spád a je ekvivalentem k hodnotě technické práce. Tato rovnice je pohybovou energetickou rovnicí adiabatického prodění plynu a vyjadřuje závislost změny kinetické energie na změně entalpie, tedy změně teploty. Změna energie je tedy způsobena pouze změnou rychlosti. Konečná rychlost se určí ze vztahu (3.8).

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot \Delta h} \tag{3.8}$$

Rovnice (3.7) a (3.8) platí pro adiabatické proudění bez, i s uvažovaným třením [3].

3.5 Teoretický průtok přes ideální dýzu

Vzniká-li mezi prostorem o objemy „1“ a „2“ tlakový spád, pak přes spojení prostorů ve tvaru dýzy protéká vzduch obr. 3.2. Předpokládáme, že toto proudění je adiabatické bez vlivu tření, dýza je dokonale kruhová a je zanedbán vliv potenciální energie [3].



Obr. 3.2 Průtok přes ideální dýzu

Z prvního zákona o zachování energie vyplývá pro stacionární průtok mezi uvažovanými prostory (3.9).

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i^* + \frac{w^{*2}}{2} \tag{3.9}$$

Izoentropický spád vyjádříme vztahem (3.10) [13].

$$i_1 - i^* = c_p \cdot \left(T_1 - T^*\right) = c_p \cdot T_1 \cdot \left(1 - \frac{T^*}{T_1}\right) \tag{3.10}$$

Poměr teplot $\frac{T^*}{T_1}$ nahradíme poměrem tlaků za použití vztahu pro izoentropickou změnu (3.11).

$$\frac{T^*}{T_1} = \left(\frac{p^*}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{3.11}$$

tedy

$$i_1 - i^* = c_p \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p^*}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right] \tag{3.12}$$

Dále dosadíme za $c_p = \frac{\kappa \cdot r}{\kappa - 1}$

$$i_1 - i^* = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p^*}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \tag{3.13}$$

Po dosazení ze stavové rovnice $r \cdot T_1 = \frac{p_1}{\rho_1}$

$$i_1 - i^* = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p^*}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \tag{3.14}$$

A následně

$$w^{*2} = w_1^2 + 2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p^*}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \tag{3.15}$$

V případě, že rychlost $w_1 = 0$ a rovnosti tlaků $p_2 = p^*$ bude mít rovnice (3.15) tvar:

$$w^* = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \tag{3.16}$$

Dle rovnice kontinuity je hmotnostní průtok protékající dýzou popsán vztahem:

$$\dot{m} = S^* \cdot w^* \cdot \rho^* \tag{3.17}$$

Po dosazení z rovnice (3.16) pro rychlost vzduchu vytékajícího z dýzy:

$$\dot{m} = S^* \cdot \rho^* \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \tag{3.18}$$

a dosazením z rovnice izoentropy $\frac{\rho^*}{\rho_1} = \left(\frac{p^*}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}$ dostávám vztah:

$$\dot{m} = S^* \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \tag{3.19}$$

neboli

$$\dot{m} = S^* \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_1} \cdot \psi \tag{3.20}$$

kde ψ je výtokovou funkcí (3.21).

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \tag{3.21}$$

Po vyjádření ρ_1 z rovnice ideálního plynu jako $\rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1}$, bude hmotnostní průtok roven:

$$\dot{m} = S^* \cdot \psi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{r \cdot T_1}} \tag{3.22}$$

Výtoková funkce ψ má nulovou hodnotu pro poměry tlaků $\frac{p_2}{p_1} = 0$ a $\frac{p_2}{p_1} = 1$. Mezi těmito poměry tlaků je její hodnota kladná a nabývá svého maxima při tzv. kritickém tlakovém poměru.

Tento stav nastává když $\left[\frac{\partial \psi}{\partial\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}\right]_\kappa = 0$, provedením derivace dostaneme:

$$\left[\frac{\partial \psi}{\partial\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}\right]_\kappa = \frac{1}{2} \cdot \frac{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\frac{2}{\kappa} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2-\kappa}{\kappa}} - \frac{\kappa+1}{\kappa} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}\right]}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}$$

Rovnice bude rovna nule v případě že její čitatel bude roven nule:

$$\frac{2}{\kappa} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2-\kappa}{\kappa}} - \frac{\kappa+1}{\kappa} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = 0$$

Kde platí pro $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\max} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{krit}$ vztah pro kritický tlakový poměr:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{krit} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{3.23}$$

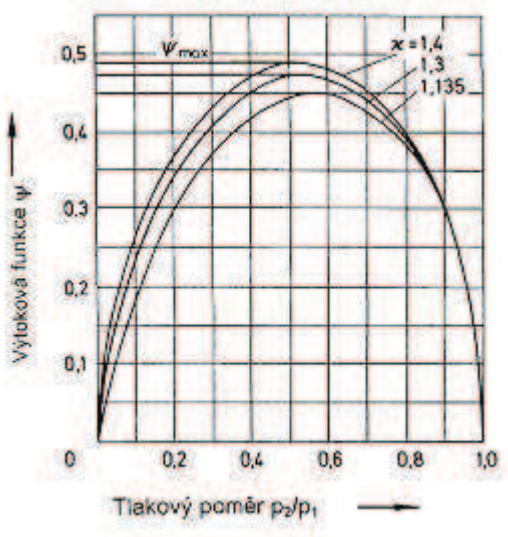
Maximální hodnotu ψ zjistíme dosazením $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{krit}$ do rovnice (3.21):

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \tag{3.24}$$

A konečně dosazením do rovnice (3.22) dostáváme maximální hmotnostní průtok:

$$\dot{m}_{\max} = S^* \cdot \psi_{\max} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{r \cdot T_1}} \tag{3.25}$$

Vynesením závislosti výtokové funkce ψ na tlakovém poměru, dostáváme parabolickou křivku obr. 3.3, jejíž maximum je při kritickém tlakovém poměru. Průběh této výtokové funkce ψ odpovídá průběhu hmotnostního průtoku $\dot{m}$.



Obr. 3.3 Závislost výtokové funkce na tlakovém poměru

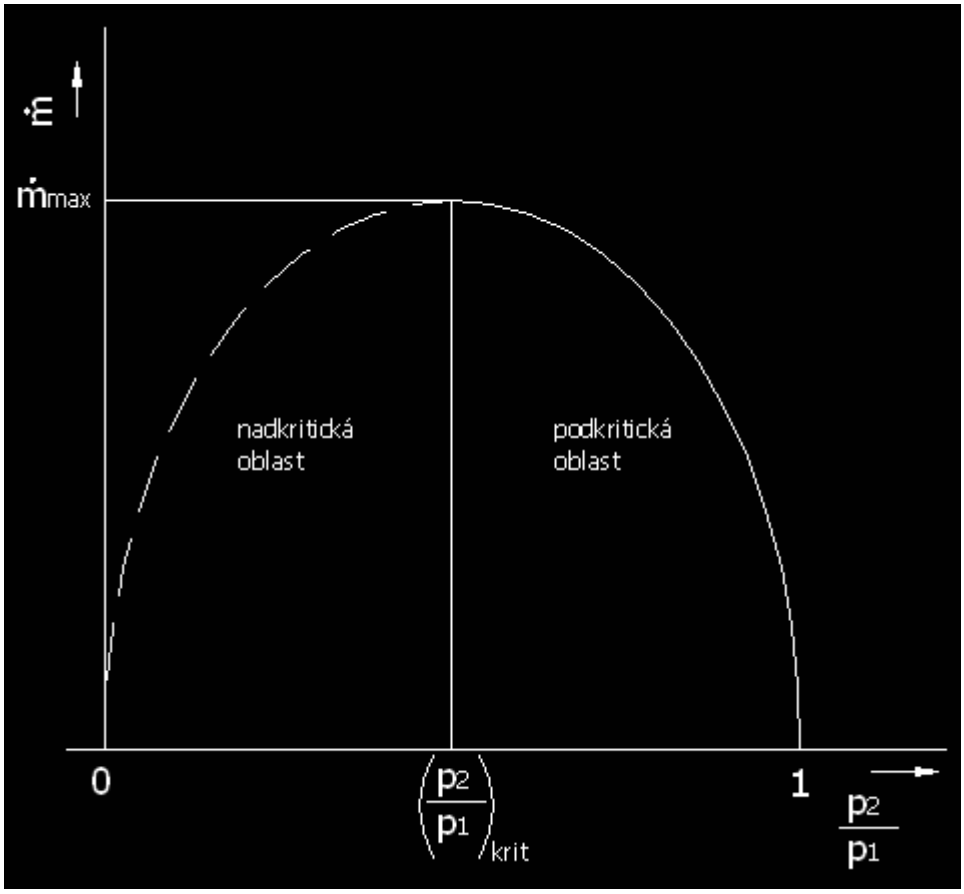
S klesajícím tlakem p_2 roste ψ i hmotnostní průtok $\dot{m}$ až do dosažení maximální hodnoty při kritickém tlakovém poměru. Při dalším poklesu tlaku p_2 ovšem hmotnostní průtok zůstává konstantní a není již závislý na hodnotě p_2. Kritický tlakový poměr a maximální výtoková funkce jsou závislé na izoentropickém součiniteli κ, jehož hodnoty pro různé plyny jsou uvedeny v tab. 3.1 [7].

Tab. 3.1 Kritické hodnoty plynů a par

Látka	κ	$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{krit}$	$\psi_{\max}$
Vzduch, dvouatomové plyny	1,4	0,528	0,484
Horká pára, tříatomové plyny	1,3	0,546	0,484
Sytá pára	1,135	0,577	0,45

Z uvedeného je tedy patrné že rozlišujeme dva typy proudění obr. 3.4:

a) podkritické proudění, kdy se hmotnostní průtok počítá podle rovnice (3.22)
b) nadkritické proudění, kdy má hmotnostní průtok konstantní maximální hodnotu danou vztahem (3.25)



Obr. 3.4 Závislost hmotnostního průtoku na tlakovém poměru

Maximální (kritickou) rychlost vzduchu proudícího přes dýzu dostáváme dosazením rovnice (3.23) do rovnice (3.16), vztahem:

$$w_{\max} = w_{krit} = \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \frac{\kappa}{\kappa+1}} \tag{3.26}$$

Který při izoentropickém proudění $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$ bude mít tvar:

$$w_{\max} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_2} \tag{3.27}$$

Maximální rychlost se v někdy také nazývá Lavalova rychlost, a je charakteristická tím že při výtoku vzduchu mezi dvěma prostory na dýze nemůže být dosaženo vyšší rychlosti než je rychlost zvuku [3].

Celá tato kapitola slouží jako teoretický základ z něhož vychází norma ISO 6358, pomocí které je definováno stacionární měření hmotnostního průtoku při užití parametrů b a C.

4. Modelování pneumatických průtočných prvků pomocí parametrů C a b

4.1 Stanovení parametrů C a b

Pneumatické průtočné prvky jako jsou ventily a rozvaděče jsou při vytváření matematického modelu chápany jako odpory a pro zjištění jejich chování nám slouží určité charakteristiky nebo parametry. Uvažujeme-li stacionární proudění, pak z první termodynamické věty a rovnice kontinuity dostáváme vztah pro hmotnostní průtok (3.22).

$$\dot{m} = S^* \cdot \psi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{r \cdot T_1}} \tag{4.1}$$

Pro výtokový součinitel platí vztah (3.21) přičemž dosazením $\psi_{\max} = 0{,}484$ při kritickém tlakovém poměru $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{krit} = 0{,}528$ tab. 3.1 dostáváme maximální hodnotu. Při tomto maximu je dosaženo nadkritického stavu, kdy v nejužším průřezu dosahujeme rychlosti zvuku a objemový průtok zůstává již nadále konstantní. Hmotnostní průtok se dá zvyšovat pouze zvýšením vstupního tlaku p_1. Tato situace platí uvažujeme-li ideální dýzu, ovšem odpory většiny pneumatických prvků se od této dýzy velmi liší, jelikož technický odpor se skládá zpravidla z mnoha za sebou sestavených odporů, čímž vzniká odchylka způsobující posunutí přechodu z podkritické do nadkritické oblasti směrem k menší hodnotě tlakového spádu. K popisu této odchylky se zavádí empiricky stanovený součinitel α_D, který je poměrem mezi technickým a ideálním odporem.

Zavedením normovaného stavu [8], $T_0 = 293{,}15\,K$, $p_0 = 10^5\,Pa$, $r = 288\,N \cdot m \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ a $\rho_0 = 1{,}185\,kg \cdot m^{-3}$ dostáváme vztah pro hmotnostní průtok v nadkritické oblasti:

$$\dot{m}^* = \frac{\alpha_D \cdot S^* \cdot \psi_{\max} \cdot \sqrt{2 \cdot r \cdot T_0}}{p_0} \cdot p_1 \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \tag{4.2}$$

přičemž první člen rovnice (4.2) označíme jako pneumatickou vodivost C, která je měřítkem pro nadkritický průtok odporem platícím pro všechny vstupní tlaky p_1.

$$C = \frac{\alpha_D \cdot S^* \cdot \psi_{\max} \cdot \sqrt{2 \cdot r \cdot T_0}}{p_0} = \frac{\dot{m}^*}{p_1 \cdot \rho_0} \cdot \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \tag{4.3}$$

Moment kdy je dosaženo rychlosti zvuku, tedy při přechodu z podkritické oblasti do nadkritické je určen pevným bodem, který je označen b a jedná se o kritický tlakový poměr. Jelikož v podkritické oblasti závisí průtok na tlakovém spádu, dá se výtokový součinitel ψ s chybou $\leq 0{,}3\,\%$ nahradit elipsou [9].

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \cong \psi_{\max} \cdot \sqrt{1-\left(\frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)-b}{1-b}\right)^2} \tag{4.4}$$

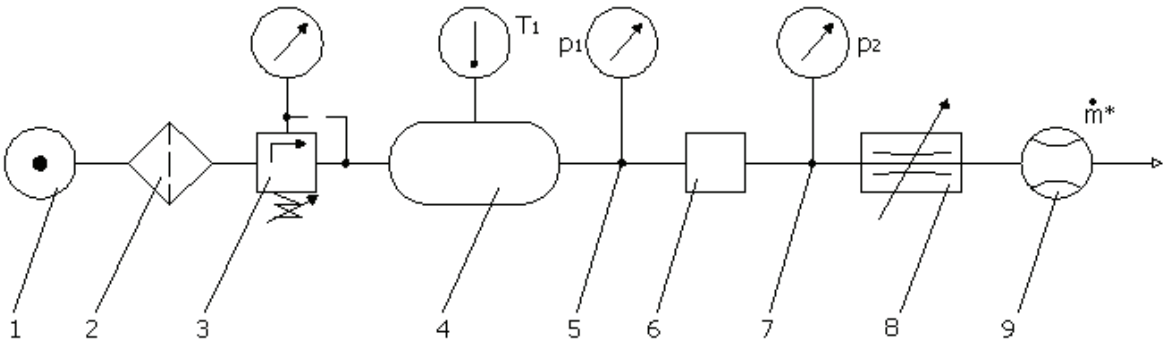
Elipsa je matematicky popsána tehdy, když je známa tečna, v tomto případě vodivost C, bod $\left(\frac{p_2}{p_1}=1;\dot{m}=0\right)$ je stabilní a když další bod je naměřen na čtvrtině elipsy. Z tohoto bodu $\left(\frac{p_2}{p_1};\dot{m}^*\right)$ se dá určit hodnota b vztahem [3]:

$$b = 1 - \frac{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{1-\sqrt{1-\left(\frac{\dot{m}^*}{C\cdot p_1\cdot \rho_0}\cdot\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}\right)^2}} \tag{4.5}$$

4.2 Měření podle normy ISO 6358

V katalozích výrobců se bohužel používají různé způsoby popisu parametrů rozváděčů a ventilů, což představuje značnou překážku ve srovnatelnosti těchto prvků. Z toho důvodu byl zaveden v normě ISO 6358 popis měření, k zjištění dvou parametrů b a C (v některé literatuře označených jako β_k a C), které charakterizují vlastnosti pneumatických průtočných prvků.

Podle normy ISO 6358 je pevně dáno schéma měřícího zařízení obr. 4.1 při stacionárním měření. Ze zdroje tlaku 1 bude stlačený vzduch filtrován 2 a regulován 3 na konstantní tlak pro měření. Tento tlak by neměl být menší než $400\,kPa$ a lépe vyšší. Na prvku 4 je měřena teplota T_1 a snímače 5 a 7 měří tlak před p_1 a za p_2 zkoušeným prvkem 6. Snižování výstupního tlaku p_2 se provádí použitím škrticího ventilu 8 a na konci zkušebního zařízení se měří průtokoměrem 9 hmotnostní průtok $\dot{m}^*$.



Obr. 4.1 Schéma měřící trati podle normy ISO 6358

Z měření se nejprve určí nadkritický průtok a dále se určuje hodnota parametru b při 80%, 60%, 40% a 20% maximálního průtoku dle vztahu (4.5). Celkový kritický tlakový poměr b se pak určí jako aritmetický průměr čtyř získaných hodnot [8]. Pneumatická vodivost C se vypočítá dle vztahu (4.3).

4.3 Přepočet parametrů b a C

Parametry b a C popsané v normě ISO 6358, reprezentují obsáhlou formu normovaného popisu pneumatických ventilů. Jsou-li známy pro daný ventil, lze z nich vypočítat všechny provozní body a tedy i další parametry. Pomocí parametrů b a C lze tedy zjistit:

Podkritický hmotnostní průtok při $\frac{p_2}{p_1} > b$ (4.6).

$$\dot{m}^* = C \cdot p_1 \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b} \right)^2} \tag{4.6}$$

Nadkritický hmotnostní průtok při $\frac{p_2}{p_1} \leq b$ (4.7).

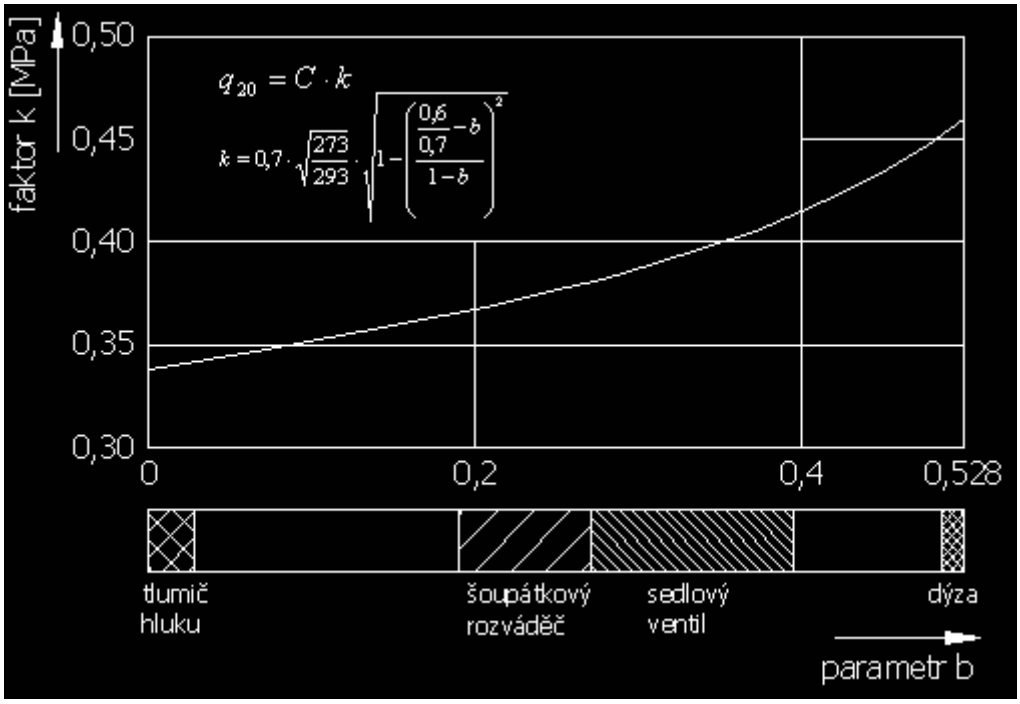
$$\dot{m}^* = C \cdot p_1 \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \tag{4.7}$$

Pro přepočet na objemový průtok se rovnice vydělí hustotou a pro jmenovitý průtok se použije $p_1 = 0{,}7\,MPa$, $p_2 = 0{,}6\,MPa$ čímž se dosáhne poměru tlaků $\frac{p_2}{p_1} = 0{,}86$, který se u

pneumatických ventilů pohybuje v oblasti podkritického průtoku. Dosazením do rovnice (4.6) a zkorigováním pomocí odlišné vztažné teploty $T_0 = 273\,K$ pro normální stav a teploty $T_1 = 293\,K$ pro normální atmosféru lze vypočítat jmenovitý průtok (4.8) [1]:

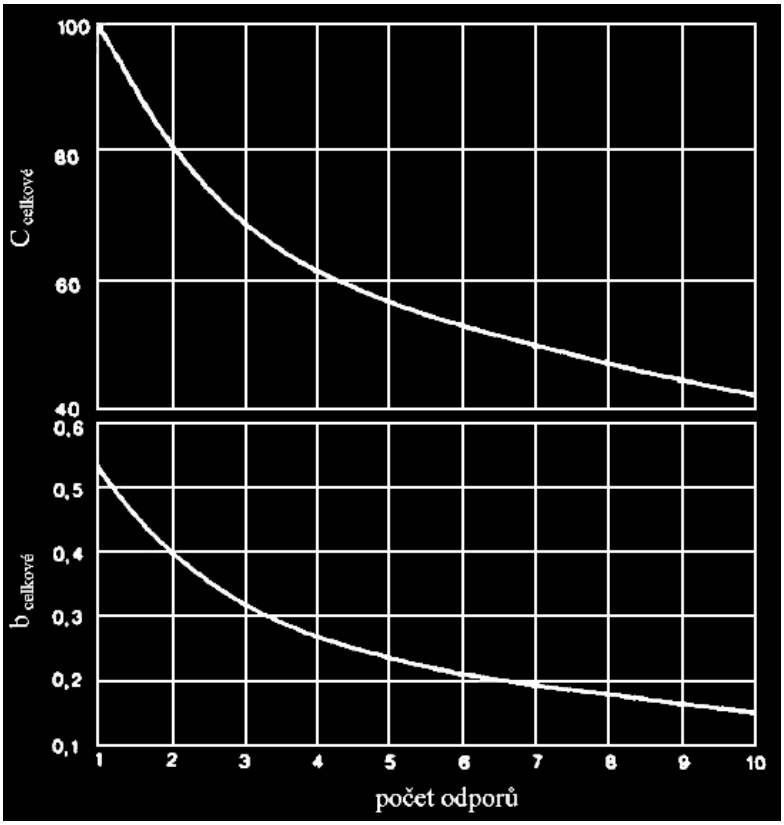
$$q_{20} = C \cdot 0{,}7 \cdot \sqrt{\frac{273}{293}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{0{,}6}{0{,}7} - b}{1 - b} \right)^2} \qquad q_{20} = C \cdot k \tag{4.8}$$

Aby bylo možno určit obráceně z jmenovitého průtoku parametr C, musí se před tím odhadnout charakteristika ventilu. Možná šířka pásma vychází z obr. 4.2.



Obr. 4.2 Souvislost parametru C a jmenovitého průtoku pro různé prvky

Chyba obnáší u ventilů, při např. hrubě mylném odhadu parametru b (tedy např. 0,4 namísto 0,2), kolem 14% objemového průtoku. Zvolí-li se vhodná skupina ventilů, lze tuto chybu snížit na 5% [1]. K ulehčení odhadu parametru b může sloužit zejména obr. 4.3, v němž je charakteristika sériového zapojení až deseti dýz, spojených do jednoho imaginárního odporu.



Obr. 4.3 Průtokové charakteristiky při sériovém řazení dýz

Na spodní křivce (pro parametr b) lze odečíst, že sedlový ventil se projevuje podobně jako sériové zapojení dvou až čtyř dýz, zatímco šoupátkové rozváděče, vlivem své konstrukce poměrně nepříznivé z hlediska vedení proudu, jsou srovnatelné se sériovým zapojením čtyř až sedmi dýz [1].

Graf platí pro odpory stejné velikosti řazené do série. Chování různých odporů je ovlivněno zejména odpory s nejmenšími průřezy, zatímco ostatní zejména při rozdílných velikostech ploch průtočných průřezů, hrají jen vedlejší úlohu [1].

5 Modelování pneumatických motorů pomocí pohybových a termodynamických rovnic

Zatímco v předchozí kapitole se pomocí parametrů b a C popisoval způsob modelování pneumatických průtočných prvků, v mém případě rozváděčů, v této kapitole bude nastíněn použitý postup při modelování pneumomotorů za užití pohybových a termodynamických rovnic. V literatuře jako např. [10], [11] je uvedena problematika tohoto modelování a jsou zde uvedeny také výsledné rovnice, ovšem s ohledem na to že při experimentálním měření byly z velké části použity prvky firmy SMC, rozhodl jsem se vycházet z jejich podkladů k simulačnímu programu Model Selection [14].

Při tvorbě termodynamických rovnic vycházím ze stavové rovnice, pro plněný prostor platí (5.1).

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1}\left(\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} \cdot \frac{dT}{dt} + R \cdot T_1 \cdot \dot{m}_1 - p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right) \tag{5.1}$$

Změna teploty byla s ohledem na usnadnění simulačního modelu zanedbána, tedy $\frac{dT}{dt} = 0$, čímž dochází k zjednodušení rovnice (5.1) na (5.2).

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{V_1}\left(R \cdot T_1 \cdot \dot{m}_1 - p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right) \tag{5.2}$$

Tento tvar je pro simulaci v prostředí Matlab-Simulink, ve kterém byla simulace prováděna nevhodný, proto je třeba rovnici matematicky upravit.

$$p_1 = \int \left[\frac{1}{V_1}\left(R \cdot T_1 \cdot \dot{m}_1 - p_1 \cdot \frac{dV_1}{dt} \right) \right] \cdot dt$$

$$p_1 = \int \left(\frac{1}{V_1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \dot{m}_1 \right) \cdot dt - \int \left(\frac{p_1}{V_1} \cdot \frac{dV}{dt} \right) \cdot dt$$

Substituce plochy pístu a zdvihu za objem ve vstupní pracovní komoře $V_1 = S_1 \cdot x$:

$$p_1 = \int \left(\frac{1}{S_1 \cdot x} \cdot R \cdot T_1 \cdot \dot{m}_1 \right) \cdot dt - \int \left(\frac{p_1}{S_1 \cdot x} \cdot S_1 \frac{dx}{dt} \right) \cdot dt$$

Vykrácením plochy pístu, vytknutím konstant a dosazením za $\frac{dx}{dt} = w$ dostáváme výsledný vztah pro vstupní tlak p_1 (5.3).

$$p_1 = R \cdot T_1 \cdot \int\left(\frac{1}{S_1 \cdot x} \cdot \dot{m}_1\right) \cdot dt - \int\left(\frac{p_1}{x} \cdot w\right) \cdot dt$$

(5.3)

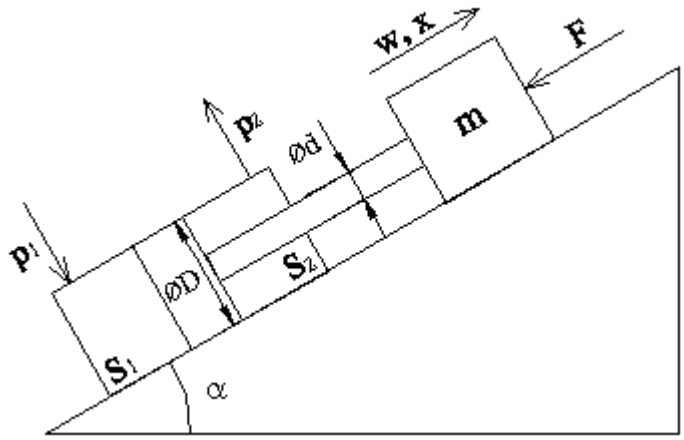
Obdobné rovnice platí i pro odvětrávaný prostor pouze se změnou znamének (5.4).

$$p_2 = \int\left(\frac{p_2}{x} \cdot w\right) \cdot dt - R \cdot T_2 \cdot \int\left(\frac{1}{S_2 \cdot x} \cdot \dot{m}_2\right) \cdot dt$$

(5.4)

Z rovnic (5.3) a (5.4) je patrné že neznámá (tlak) je obsažena i v samotné rovnici pro její výpočet. Dále do výpočtu vstupují i další neznámé, což je poloha pístu a jeho rychlost. Aby bylo možno takovéto rovnice řešit, je třeba použít numerických metod výpočtu v prostředí Matlab Simulink.

Na obr. 5.1 je zobrazeno základní schéma ze kterého lze dále odvodit pohybovou rovnici pneumomotoru (5.5) potřebnou k výpočtu rychlosti a zdvihu pístu.



Obr. 5.1 Základní schéma pro určení pohybové rovnice

$$m \cdot \frac{dw}{dt} = p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 + p_{bar} \cdot (S_2 - S_1) - m \cdot g \cdot \sin\alpha - F_t \tag{5.5}$$

Z toho rovnice pro výpočet rychlosti w (5.6).

$$w = \int\frac{1}{m} \cdot [p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 + p_{bar} \cdot (S_2 - S_1) - m \cdot g \cdot \sin\alpha - F_t] \tag{5.6}$$

A dále výpočet zdvihu x (5.7).

$$x = \int(w) \cdot dt \tag{5.7}$$

K úplnému popisu uvedených rovnic je třeba ještě uvést vztahy pro výpočet plochy pístu S_1 (5.8) a plochy mezikruží S_2 (5.9).

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \tag{5.8}$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot \left(D^2 - d^2\right)}{4} \tag{5.9}$$

Pro zjednodušení byla třecí síla pístu F_t určena dle vztahu (5.10). Je tedy uvažována jako konstantní a určena hodnotou 5% teoretické síly. Takto lze tuto sílu přibližně počítat na základě podkladů výrobců přímočarých pneumomotoru, kteří uvádějí, že účinnost se pohybuje nejčastěji kolem 95%.

$$F_t = 0{,}05 \cdot S_1 \cdot p_1 \tag{5.10}$$

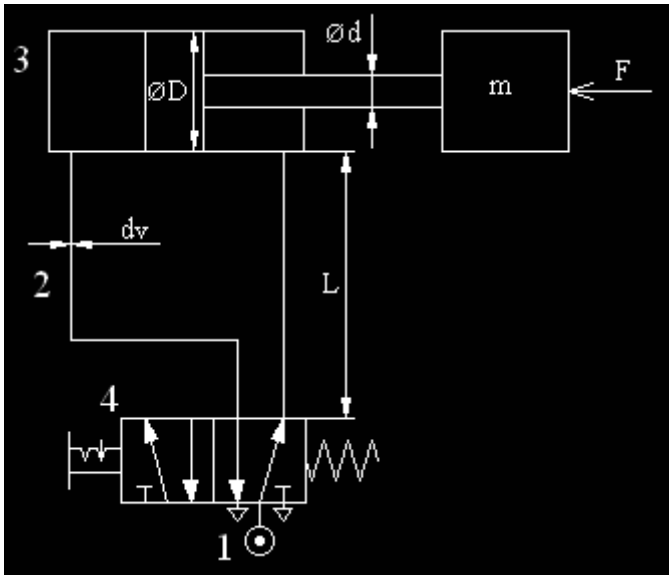
Všechny zde uvedené rovnice budou dále použity při tvorbě programu pro simulaci dynamického chování pneumatických systémů kap. 8.

6 Modelování pneumatických mechanismů pomocí RHD odporů

6.1 Úvod do problematiky

Modelování pneumatických systémů pomocí RHD odporů je založeno stejně jako u hydraulických mechanismů na elektro-pneumatické analogii. Jedná se tedy o popis pneumatických prvků pomocí jednotlivých odporů, z nichž se následně sestaví simulační model.

Základní pneumatický mechanismus obr. 6.1 se skládá ze zdroje stlačeného vzduchu 1, vedení 2 a pneumomotoru 3 řízeného rozváděčem 4.



Obr. 6.1 Základní schéma pneumatického mechanismu

6.2 Modelování rozváděčů a vedení pomocí RHD odporů

Rozváděč lze popsat jako místní odpor proti proudění stlačeného vzduchu, tlaková ztráta která na něm vzniká je způsobena odporem proti pohybu vzduchu R. Odpory H a D jsou nulové a mohou být zanedbány. Při modelování je tedy rozváděč nahrazen jediným nelineárním odporem, který je možno vypočítat ze vztahu (6.1) [4].

$$R_m = 1 \cdot 10^9 \cdot \frac{\rho}{Kv^2 \cdot \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}} \tag{6.1}$$

Spolu s rozváděčem tvoří společný blok také vedení, které ale již nelze popsat jedním odporem. Kromě odporu proti pohybu vzduchu třením R, se zde objevuje odpor proti deformaci vzduchu D způsobený objemem vedení. Odpor R je zahrnut do výpočtu pomocí

poměrného průřezu vedení S [12], které je následně přepočteno na průtokový součinitel Kv a jeho ekvivalentní hodnotu Kv_e [5]. Odpor D tedy objem vedení, je přičten k modelu pneumomotoru z důvodů usnadnění výpočtu.

Vstupní hodnotou do bloku rozváděče a vedení je pracovní tlak p_1 a výstupní hodnotou je průtok Q_1 (6.2) [4].

$$Q_1 = \sqrt{\frac{\Delta p}{R_m}} \tag{6.2}$$

Výpočet platí pro rozváděč a vedení na vstupní i výstupní straně pneumomotoru.

6.3 Modelování pneumomotorů pomocí RHD odporů

Nejsložitější částí je model pneumomotoru, jelikož se zde vyskytují všechny tři druhy odporů. Odpor proti pohybu třením R_t můžeme vypočítat ze vzorce (6.3) [12].

$$R_t = 1{,}621 \cdot \frac{F_{teor} \cdot (1-\eta)}{{D_P}^4 \cdot w} \tag{6.3}$$

Druhým odporem je odpor proti zrychlení H, který lze vypočítat ze vztahu (6.4) [12].

$$H = 1{,}621 \cdot \frac{m_{red}}{{D_P}^4} \tag{6.4}$$

Posledním odporem je odpor proti deformaci vzduchu D, který hraje při modelování pneumatických mechanismů velmi významnou roli. Plnění nádoby lze považovat za izotermický děj, protože rozdíl teplot před a po plnění je minimální (6.5) [12].

$$D_{it} = \frac{p_2}{V_1} \tag{6.5}$$

Tento vztah ovšem platí jen pro nádoby konstantního objemu, proto v případě pneumomotoru je do rovnice (6.5) dosazen výpočet objemu V_1 podle (6.6) [12] s uvažováním škodlivého prostoru.

$$V_1 = S_1 \cdot (h_{akt} + 0{,}003) + V_h \tag{6.6}$$

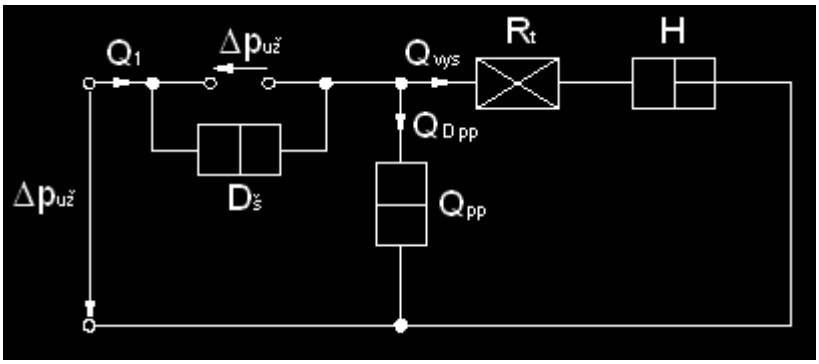
Výpočet odporu proti deformaci v odvětrávaném pracovním prostoru lze vypočítat podle vztahu (6.7) [12].

$$D_{akt} = \frac{p_{bar}}{V_2} \cdot \left(\frac{p_{akt}}{p_{bar}} + 1 \right) \tag{6.7}$$

Přičemž V_2 určen vztahem (6.8) jako polovina vyprazdňovaného prostoru [12].

$$V_2 = \frac{\pi \cdot \left(D_P{}^2 - d^2\right)}{4} \cdot \frac{h_{\max}}{2} \tag{6.8}$$

Z těchto tří odporů pneumomotoru sestavíme odporovou síť obr. 6.2, a pomocí zákonů o uzlech a okruzích můžeme sestavit matematický model.



Obr. 6.2 Odporová síť plněného pracovního prostoru

Abychom se přiblížili procesům probíhajícím ve skutečném pneumomotoru, je potřeba rozdělit další výpočet do tří fázi podle pracovního průběhu. Nejprve dochází k plnění škodlivého prostoru, tedy kanálů ve víku pneumomotoru, které jsou kapacitou $C_K = \frac{1}{D_Š}$,do jejich naplnění zůstává píst v klidu. Velikost odporu $D_Š$ závisí na objemu škodlivého prostoru ale také na tlaku pro rozjezd $p_{už}$ (6.9) [12].

$$\Delta p_{DŠ} = D_Š \cdot \int (Q_1) \cdot dt \;\; \leq \;\; \Delta p_{už} \tag{6.9}$$

Užitečný tlak se vypočte pomocí vzorce (6.10) [12].

$$\Delta p_{už} = \frac{F + p_2 \cdot S_2}{S_1} \tag{6.10}$$

V další fázi se píst začne pohybovat a proti němu působí odpor třením R_t, ale také odpor proti zrychlení H, vnější silové zatížení F a protitlak na druhé straně pístu. Po rozjezdu se vstupní průtok rozdělí na dvě části. Průtok pro vysunutí Q_{vys} zapříčiní posuv pístu, rovnice (6.11) [12].

$$Q_{vys1} = \frac{D_{pp}}{H} \int \left[\int (Q_1) \cdot dt \right] \cdot dt - \frac{D_{pp}}{H} \int \left[\int (Q_{vys1}) \cdot dt \right] \cdot dt - \frac{R_t}{H} \int (Q_{vys1}) \cdot dt \tag{6.11}$$

Z tohoto průtoku lze vypočítat průběh zdvihové rychlosti w_p (6.12) a zdvihu pístu x (6.13) [12].

$$w_p = \frac{Q_{vys}}{S_1} \tag{6.12}$$

$$x = \int (w_p) \cdot dt \tag{6.13}$$

Průtok Q_{Dpp} způsobuje zvyšování tlaku Δp_{Dpp} v plněném pracovním prostoru pneumomotoru (6.14) [12].

$$Q_{Dpp} = Q_1 - Q_{vys} \tag{6.14}$$

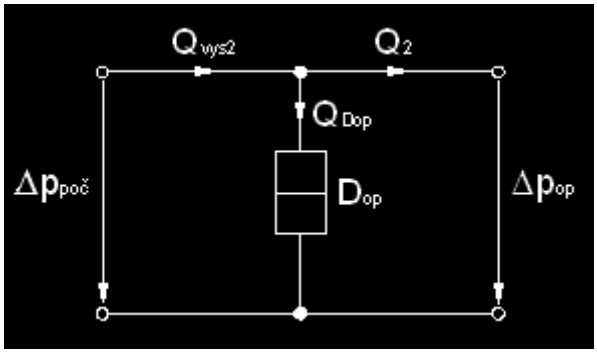
Průběh tlaku je možno zjistit pomocí rovnice (6.15) [12].

$$\Delta p_{pp} = \Delta p_{už} + D_{pp} \int (Q_{Dpp}) \cdot dt \tag{6.15}$$

Po dojezdu pístu do koncové polohy dochází k větvení výstupního průtoku, zatímco vstupní průtok již zůstává celistvý a celý se spotřebovává na zvyšování tlaku v pracovním prostoru (6.16) [12].

$$\Delta p_{pp} = \Delta p_{už} + D_{pp} \int (Q_1) \cdot dt \tag{6.16}$$

Odvětrávaný prostor můžeme znázornit odporem proti deformaci obr. 6.3. Jedná se v podstatě o vyprazdňování pracovního prostoru, částečně ovlivněné kompresí pohybujícího se pístu.

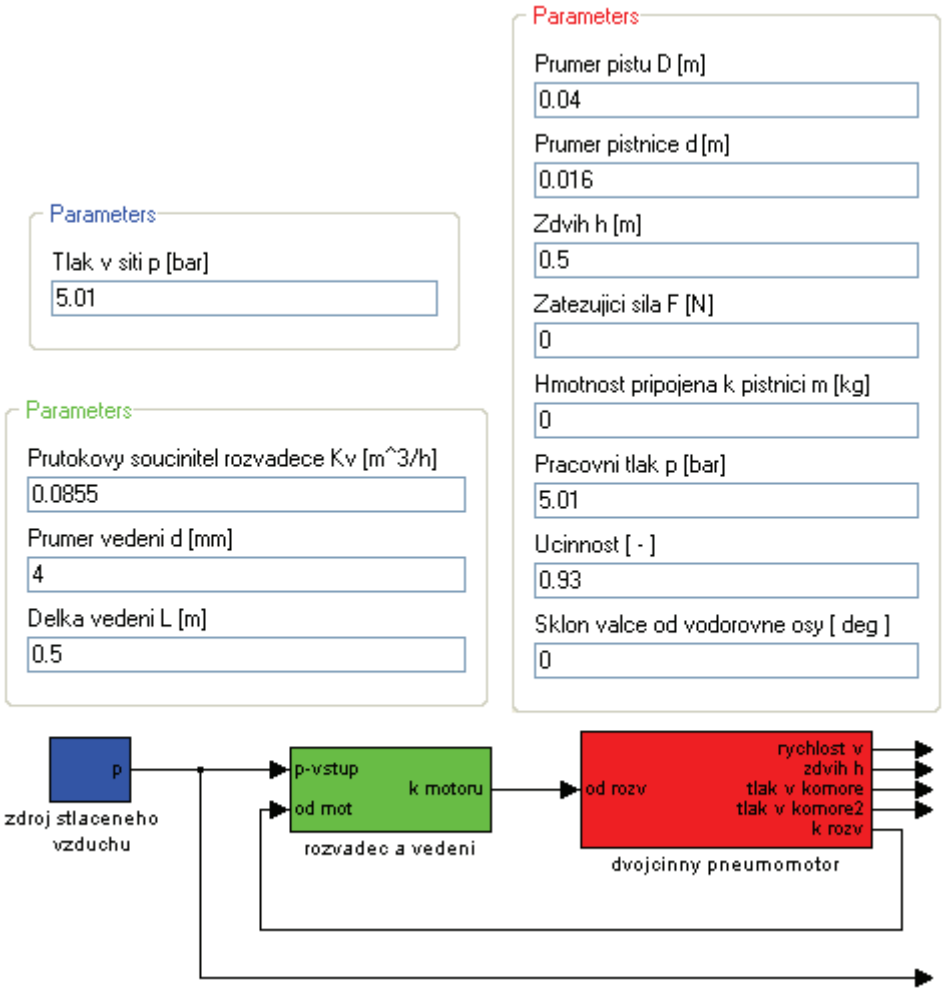


Obr. 6.3 Odporová síť odvětrávaného pracovního prostoru

Tlak v tomto prostoru lze vypočítat dle vztahu (6.17) [12].

$$\Delta p_{op} = p_{poč} + D_{op} \cdot S_2 \cdot \int (w_p) \cdot dt - D_{op} \cdot \int (Q_2) \cdot dt \tag{6.17}$$

Simulace pomocí RHD odporů byla provedena na modelu vytvořeném Ing. Lukášem Dořákem, Ph.D. v rámci jeho disertační práce. Model pracuje v prostředí Matlab-Simulink a s ohledem na složitost celého systému, je na obr. 6.4 uvedeno pouze základní blokové schéma simulačního modelu s vyobrazením zadávaných vstupních hodnot do jednotlivých prvků. Rozváděč je charakterizován na rozdíl od metody uvedené v kap. 4 průtokových součinitelem Kv.



Obr. 6.4 Simulační model pomocí RHD odporů

7 Experimentální zjištění vlastností modelovaných prvků

Aby bylo možné správně porovnat obě metody modelování uvedené v předcházejících kapitolách, je potřeba zjistit také skutečné vlastnosti všech modelovaných prvků. Z tohoto důvodu bylo provedeno experimentální měření, vycházející z normy ISO 6358 [8].

7.1 Specifikace použitých prvků a snímačů

7.1.1 Regulátor tlaku SMC ITV2051-01 F3N-Q

Jedná se o elektro-pneumatický tlakový regulátor firmy SMC obr. 7.1, který udržuje ve velkém rozsahu $0 \div 0{,}9\,MPa$ konstantní výstupní tlak (sekundární strana) a vyvažuje kolísání tlaků na vstupu (primární strana). Připojení na obou stranách je závitem 3/8“ a pomocí redukcí může být použit pro různé vnější průměry hadic. Napájecí napětí je $12 \div 24\,V\ DC$ a vstupní signál $4 \div 20\,mA$. Zařízení disponuje digitálním displejem, jenž ukazuje nastavený tlak na výstupu v MPa [16].

Obr. 7.1 Regulátor tlaku SMC

7.1.2 Převodník teplota – napětí Sensit STU – Ni IP65

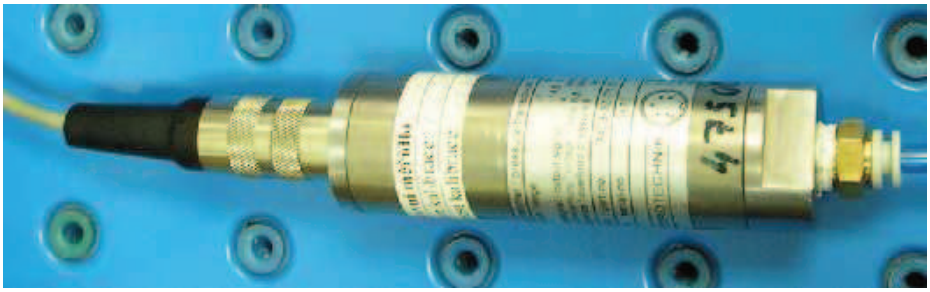
Převodník typu STU obr. 7.2 je určen k převodu signálu odporových snímačů teploty na bázi Ni 1000/6180 na unifikovaný signál $0 \div 10\,V$. Převodník je tvořen plastovou krabičkou ve které je umístěna elektronika a svorkovnice pro připojení odporového čidla teploty a napájecího napětí. Krabička je vybavena konzolí pro montáž na stěnu, nebo svorkou pro montáž na lištu. Zařízení je možné použít pro všechny řídicí systémy, které jsou

kompatibilní s napěťovým vstupem $0 \div 10\,V$. Měřicí rozsah převodníku je $0 \div 100°C$ a nesmí být ani krátkodobě překročen [17].

Obr. 7.2 Převodník teplota – napětí STU – Ni IP65

7.1.3 Snímače tlaků Hydrotechnik 3871 a 3872

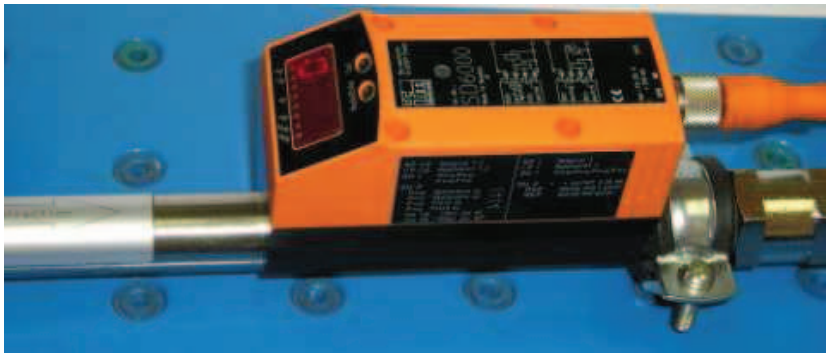
Snímače tlaku firmy Hydrotechnik obr. 7.3 jsou standardně dodávány s měřicím zařízení M5000, M5050. Slouží ke snímání tlaku v rozsahu $-0{,}1 \div 0{,}6\,MPa$ a mají analogový výstup $4 \div 20\,mA$.



Obr. 7.3 Snímač tlaku Hydrotechnik

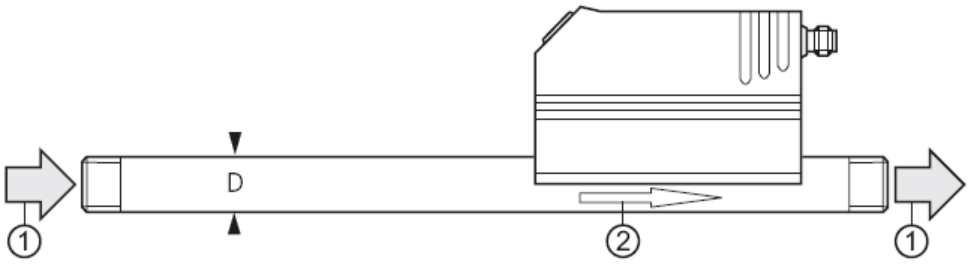
7.1.4 Průtokoměr SD 6000

Průtokoměr SD6000 obr. 7.4 zjišťuje na kalorimetrickém principu normovaný objemový proud provozního tlakového vzduchu (normovaný objemový proud při $101325\,Pa$, $288{,}15\,K\,(15°C)$ a 0% relativní vlhkosti vzduchu). Přístroj nachází použití v systémech s provozním tlakovým vzduchem.



Obr 7.4 Průtokoměr SD6000

Napájecí napětí průtokoměru je $20 \div 30 V$, proudový odběr $< 250 mA$, analogový výstup $4 \div 20 mA$. Reakční doba průtokoměru je $0{,}1 s$ a tlaková pevnost $1600 kPa$. Správná montážní poloha je zobrazena na obr. 7.5. Přístroj musí být namontován do měřicí dráhy tak, že směr průtoku 1 a označující šipka 2 budou ve stejném směru [18].



Obr. 7.5 Správná montážní poloha průtokoměru SD6000

7.1.5 Měřicí zařízení M5050 Hydrotechnik

Měřicí systém Hydrotechnik M5050 obr. 7.6, používá inteligentní identifikační systém pro rozpoznání snímačů připojených k měřícímu zařízení. Dva frekvenční vstupy umožňují připojení snímačů se vstupním signálem $3{,}5 \div 30 V$, a čtyři analogové vstupy slouží k připojení snímačů s vstupním signálem $0 \div 20 mA$, $4 \div 20 mA$ nebo $0 \div 10 V$. Zřízení obsahuje také dvě vnitřní paměti pro ukládání naměřených hodnot. Výsledky jsou ve formě tabulky, nebo grafu s další možností připojení k PC [19].

Obr. 7.6 Měřicí zařízení Hydrotechnik M5050

7.1.6 Snímač polohy Turck - LT500M-Q21-LU0X3-H1141

Magnetostrikční lineární snímač polohy obr. 7.7 s analogovým výstupem generuje signál, který je úměrný ujeté dráze. Tímto senzorem se dají řešit jednoduché regulační aplikace, vyznačuje se vysokou elektromagnetickou kompatibilitou a je stabilní díky rozšířenému teplotnímu rozsahu [20].

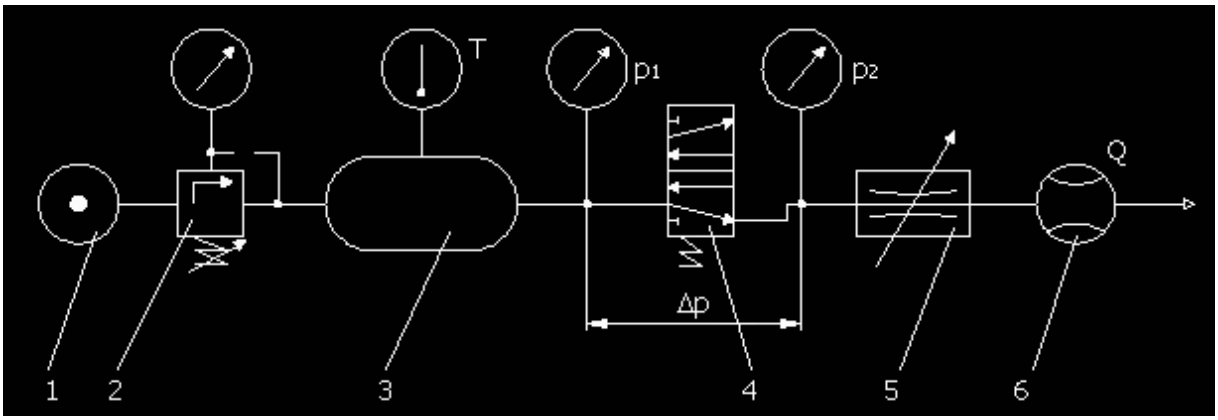
Obr. 7.7 Snímač polohy Turck

Maximální měřicí rozsah je $500\,mm$, napájecí napětí $10 \div 30\,V$ a reakční doba odezvy $2\,ms$. Měřicí rozsah lze u uvedeného snímače snadno měnit jednoduchým programování, které se provádí vzájemným propojením kolíků konektoru [4]. Tedy např. při krajních polohách zdvihu $0 \div 500\,mm$, odpovídá tomuto rozmezí výstupní napětí $0 \div 10\,V$.

7.2 Měření rozváděčů

7.2.1 Metodika měření rozváděčů

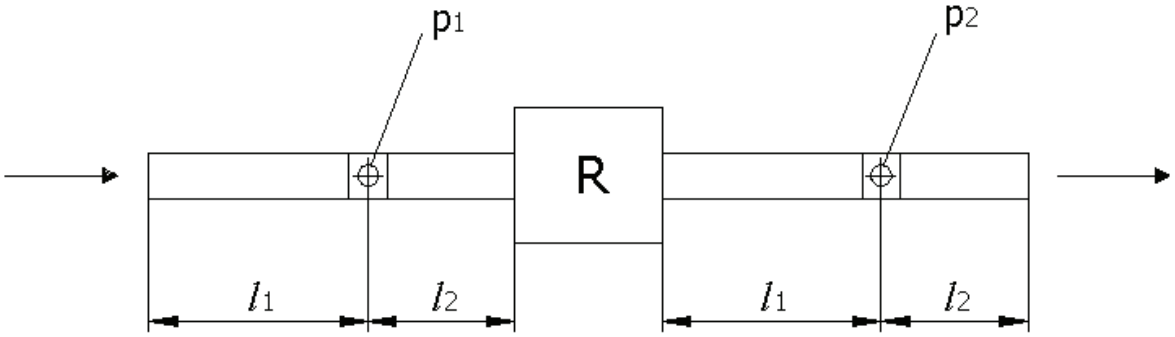
Měření rozváděče je zobrazeno na obr. 7.8, za zdrojem stlačeného vzduchu 1 je umístěn redukční ventil 2, kterým udržujeme konstantní tlak p_1 na vstupu do rozvaděče 4. Postupným otevíráním škrticího ventilu 5 dochází ke zvyšování průtoku snímaného na průtokoměru 6 a také k poklesu tlaku p_2. Vzdušník 3 slouží k měření teploty.



Obr. 7.8 Měřicí trať pro měření rozváděče

Rozváděč je zapojen v jednom směru a zpětná větev je zaslepena. Během měření se rozvaděč nepřestavuje, podstatná je změna tlaku v závislosti na objemovém průtoku.

Podle doporučení normy ISO 6358, by měly být dodrženy při měření dodrženy následující vzdálenosti obr. 7.9.



Obr. 7.9 Body a vzdálenosti pro měření tlaku u rozváděče

Vzdálenosti l_1 a l_2 jsou v závislosti na vnitřním průměru potrubí a jejich výpočty jsou uvedeny ve vztazích (7.1) a (7.2) [8].

Vzdálenost l_1 před umístěním snímače tlaku $p_{1,2}$

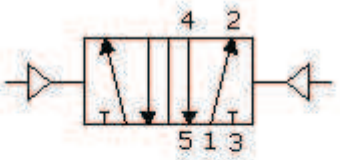
$$l_1 = 10 \cdot d \tag{7.1}$$

Vzdálenost l_2 za snímačem tlaku $p_{1,2}$

$$l_2 = 5 \cdot d \tag{7.2}$$

7.2.2 Realizace měření rozváděče SMC

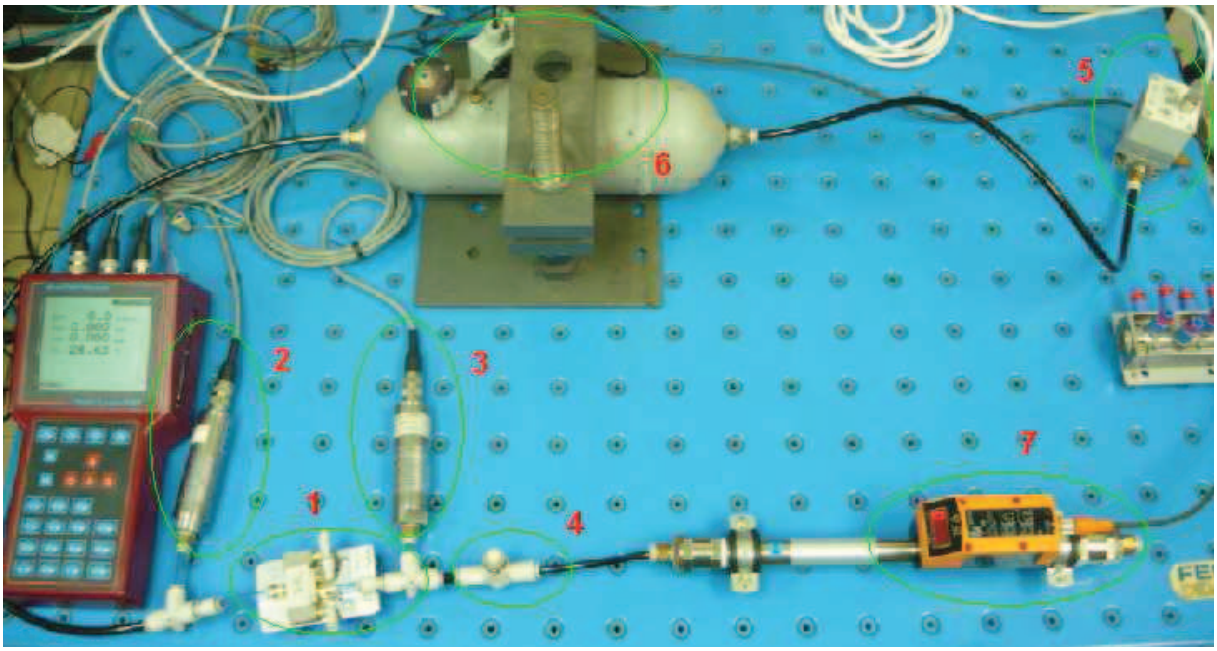
Měřeným prvkem byl přímo řízený, pěticestný, dvoupolohový, bistabilní rozváděč SYA3220-M5 firmy SMC [21]. Jehož pracovní parametry jsou uvedeny na obr. 7.10.



pneumatická vodivost	kritický tlakový poměr	provozní tlak	pracovní teplota
C [dm³·s⁻¹·bar⁻¹]	b [-]	p_1 [kPa]	T_1 [°C]
0,61	0,44	100 ÷ 700	-10 ÷ 60

Obr. 7.10 Rozváděč SMC SYA3220-M5

Rozváděč je v katalogu výrobce charakterizován součinitelem $Cv = 0{,}16$. Realizace měření je graficky uvedena na obr. 7.11, podrobný popis měření je popsán v kapitole 7.2.1. Vstupní tlak p_1 je snímán tlakovým snímačem 2 a za měřeným rozváděčem 1 je snímač 3 výstupního tlaku p_2. Škrticím ventilem 4 se zvyšuje průtok přes rozváděč. Redukční ventil 5 udržuje konstantní vstupní tlak $500\,kPa$ v souladu s normou ISO 6358, teplota se měří ve vzdušníku 6 a průtokoměrem 7 se zjišťuje průtok. U tohoto typu rozváděče jsou v katalogu výrobce uvedeny oba parametry b a C, měření tedy sloužilo především k ověření přesnosti experimentu.



Obr. 7.11 Měření rozváděče SMC SYA3220-M5

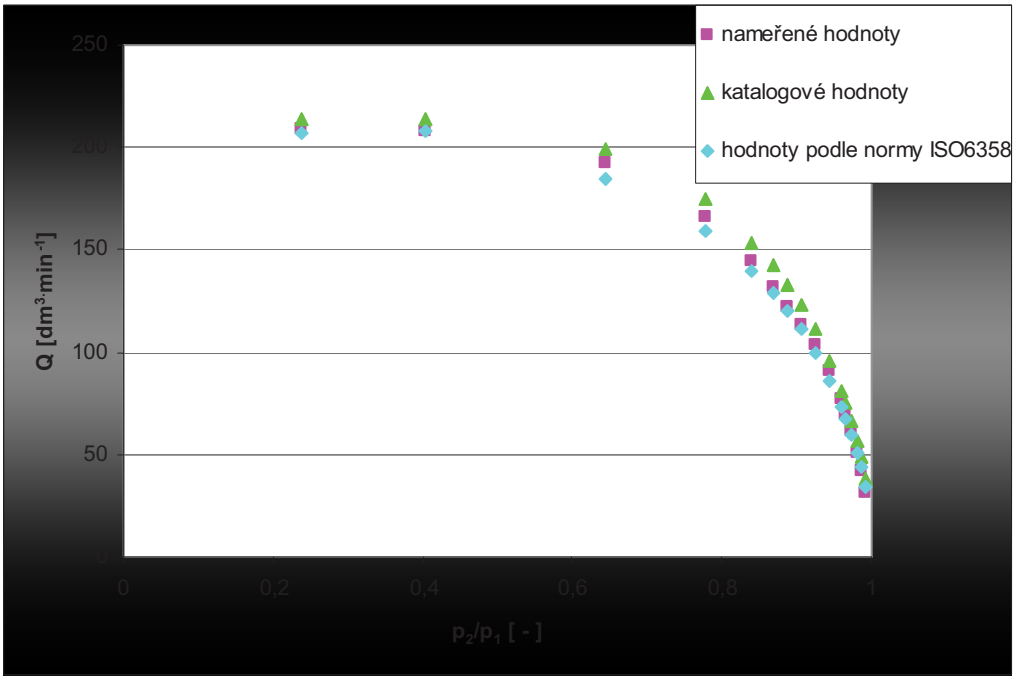
Ve zkrácené tab. 7.1 jsou uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty, její kompletní podoba je uvedena v příloze č.1. Parametry b a C byly vypočteny podle vztahů (4.3) resp. (4.5). Dále byla vypočtena výtoková funkce ψ dle (3.21) a tlakový poměr tlaků p_2 a p_1. Pro výpočet průtoku $Q_1 = q_{20}$ jsem vycházel ze stavové rovnice (2.1), ovšem s ohledem na použitý průtokoměr a jeho normované hodnoty kapitola 7.1.5 bylo zapotřebí dosazovat teplotu $T_N = 15°C = 288\,K$ a tlak $p_N = 101325\,Pa$. Tedy přepočet objemového průtoku Q_1 při dosazení normovaných hodnot průtokoměru (7.3).

Tab. 7.1 Tabulka naměřených a vypočtených hodnot rozváděče SYA3220-M5 při konstantním vstupním tlaku 500 *kPa*

	Q_N	p_1	p_2	T_1	C	b
	[$dm^3 \cdot min^{-1}$]	[Pa]	[Pa]	[°C]	[$dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}$]	[-]
1	30,3	498900	493700	24,1	0,08753	0,17373
2	40,9	500900	492400	24,1	0,11775	0,25947
3	49,2	505200	493900	24,1	0,14064	0,31766
4	59,4	505300	489400	24,1	0,16977	0,34547
5	67,6	504000	483600	24,1	0,19363	0,35709
6	74,4	504100	480000	24,1	0,21307	0,37656
7	87,8	509700	476000	24,2	0,24917	0,37603
8	100,8	508800	462900	24,2	0,28649	0,36641
9	110	510900	453400	24,5	0,31172	0,33884
10	118,1	509000	440100	24,6	0,33578	0,32382
11	127,9	507700	427300	24,9	0,36460	0,34018
12	139,8	506000	409500	25,4	0,39998	0,35493
13	160,8	502800	368400	26,2	0,46312	0,36243
14	187	490800	281200	25,5	0,54888	0,37674
15	201,8	490700	139000	25,9	0,59281	0,22763
16	203,1	493000	41500	29,6	0,59798	-0,00654

$$Q_1 = Q_N \cdot \frac{p_N}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_N} \tag{7.3}$$

Z vypočtených a naměřených hodnot lze sestavit charakteristiku závislosti objemového průtoku na tlakovém poměru obr. 7.12, která je ve větším formátu uvedena v příloze č.2. V grafu je uvedeno porovnání naměřeného průtoku v závislosti na poměru tlaků, s průtokem vypočteným pomocí katalogových hodnot b a C obr. 7.10 a rovněž s průtokem zjištěným podle normy ISO 6358 kap.4.2. Výsledné závislosti se příliš neliší, z čehož lze usuzovat že měření bylo provedeno správně. Určité odchylky od hodnot uvedených výrobcem mohou být způsobeny faktem, že v daných podmínkách měření nebylo možno dosahovat po delší dobu vyššího konstantního vstupního tlaku. Experimentálně byly zjištěny hodnoty $b = 0{,}376$ a $C = 0{,}597$, pro potřeby modelování bude dále uvažováno s katalogovými hodnotami.



Obr. 7.12 Porovnání závislostí objemového průtoku na poměru tlaků

7.2.3 Realizace měření rozváděče Festo

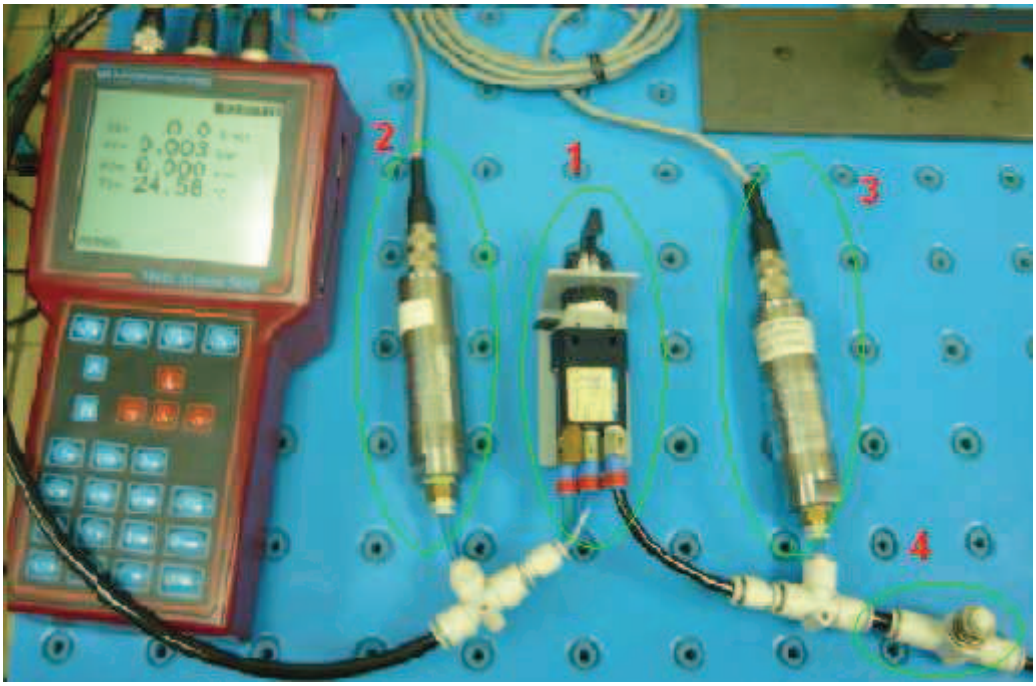
Měřený prvek byl pěticestný dvoupolohový rozváděč SV-5-M5-B firmy Festo [22], konstrukce sedlového ventilu, jednostranně přímo řízeny s pružinou pro návrat do základní polohy. S průtokovým součinitelem $Kv = 0{,}0855\, m^3 \cdot h^{-1}$ a jehož základní pracovní údaje jsou uvedeny na obr. 7.13.

jmenovitý průtok	provozní tlak	pracovní teplota
Q_N [dm³·min⁻¹]	p_1 [kPa]	T_1 [°C]
95	0 ÷ 800	-10 ÷ 60

Obr. 7.13 Rozváděč Festo SV-5-M5-B

Realizace měření je graficky uvedena na obr. 7.14, podrobný popis měření je popsán v kapitole 7.2.1. V tabulce 7.2 jsou ve zkrácené formě uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty, všechny tyto hodnoty byly vypočteny stejně jako u rozváděče SMC v předchozí kapitole 7.2.2. Kompletní tabulku naměřených a vypočtených hodnot lze najít v příloze č.3.

Grafické znázornění závislosti objemového průtoku na tlakovém poměru příloha č.4 je v tomto případě porovnání pouze průtoku vypočteného z naměřených hodnot a dle normy ISO 6358, jelikož výrobce nikde neuvádí katalogové parametry b a C. Výsledné hodnoty parametrů $b = 0{,}264$ a $C = 0{,}494$ budou dále použity pro potřeby modelováni.



Obr. 7.14 Měření rozváděče Festo SV-5-M5-B

Tab. 7.2 Tabulka naměřených a vypočtených hodnot rozváděče SV-5-M5-B při konstantním vstupním tlaku 500 *kPa*

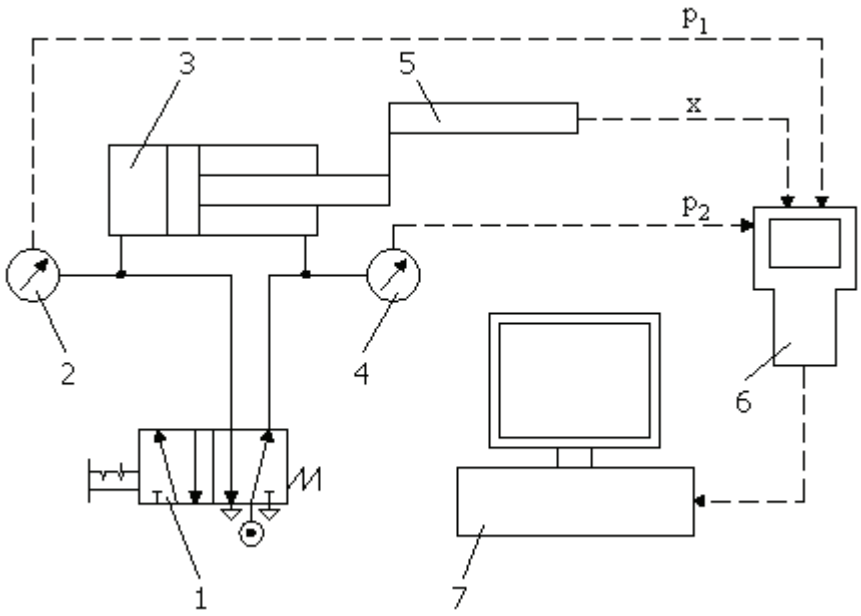
	Q_N	p_1	p_2	T_1	C	b
	[$dm^3 \cdot min^{-1}$]	[Pa]	[Pa]	[°C]	[$dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}$]	[-]
1	31	500300	490900	24,7	0,08943	0,01741
2	41,3	501300	486400	24,8	0,11897	0,12623
3	51,9	511300	490300	24,9	0,14708	0,21310
4	59,8	510800	483200	25	0,16963	0,22727
5	69,1	509900	473100	25,1	0,19634	0,23743
6	77,6	509900	464300	25,2	0,22052	0,25899
7	90,9	507100	443500	25,6	0,25969	0,26577
8	99,2	507600	428900	25,9	0,28331	0,24788
9	104,4	506100	416500	26,3	0,29910	0,23685
10	119,7	503100	371800	27,5	0,34532	0,18459
11	127	493000	340500	25,1	0,37113	0,20639
12	135,3	496700	324000	25,3	0,39307	0,22654
13	141,7	499800	309000	25,7	0,40981	0,23622
14	148,7	500700	281300	26,1	0,42970	0,22917
15	169,5	513500	208000	27,8	0,48094	0,26453
16	171,6	506300	85800	30,2	0,49464	0,06311

7.3 Měření pneumatických mechanismů

7.3.1 Metodika měření pneumatických mechanismů

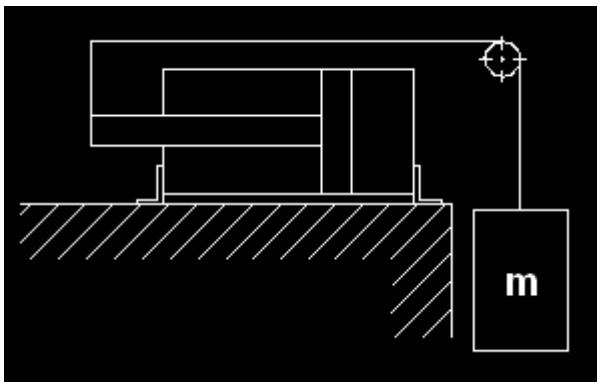
Pro zjišťování dynamických charakteristik pneumatických prvků obecně neexistuje žádný pevně stanovený předpis pro skladbu měřící tratě. Navíc existuje mnoho způsobů zatížení pneumomotorů, proto každé měření má svá specifika a lze sestavit měřící trať podle potřeby. V normách jako např. ČSN 109101 [23] ČSN 109102 [24] které se zabývají zkoušením pneumatických motorů, jsou pouze popsány parametry a podmínky, za kterých lze měření provádět, neobsahují však přesná nařízení pro skladbu tratě [4]. Obvykle se měří tlak v pracovních prostorech pneumomotoru, poloha a rychlost pístu a síla na pístnici. Z těchto naměřených hodnot se dají určit různé charakteristiky a parametry jako je vnitřní těsnost, minimální tlak na rozběh, nebo účinnost tlumení pneumomotoru.

Měřicí trať, na které bylo provedeno měření měla tuto podobu obr. 7.15. Pomocí rozváděče 1 byla ovládána poloha pístu pneumomotoru 3, tlak v obou pracovních prostorech byl měřen tlakoměry 2 a 4. Poloha pístu byla zaznamenávána pomocí snímače polohy 5 a výstupní signály ze snímačů byly přivedeny na měřící zařízení Hydrotechnik 6, které naměřená data zaznamenalo a dále přeneslo do PC 7.



Obr. 7.15 Měřicí trať pro měření pneumomotorů

V případě potřeby byla trať doplněna o další snímače, např. o průtokoměr na vstupu do rozváděče pro porovnání s teoreticky zjištěným průtokem při simulaci. Pomocí uvedené trati byly měřeny charakteristiky nezatížených pneumomotorů a po připojení zatěžovacího mechanismu i zatížených obr. 7.16.



Obr. 7.16 Schéma zatěžovacího zařízení

Pneumomotor byl pomocí patek upnut na rám, který byl dále uzpůsoben k upnutí na pracovní stůl. K rámu byl přišroubován držák se dvěma kladkami pro ocelová lanka. Jezdec snímače polohy byl uchycen k pístnici. Měření bylo provedeno pro dva typy motorů SMC C92 a C95, v kombinaci s oběma rozváděči uvedenými v předchozí kapitole, vždy se zatížením i bez. Hmotnost závaží v případě že se měřilo se zatížením byla $m = 11{,}5\,kg$.

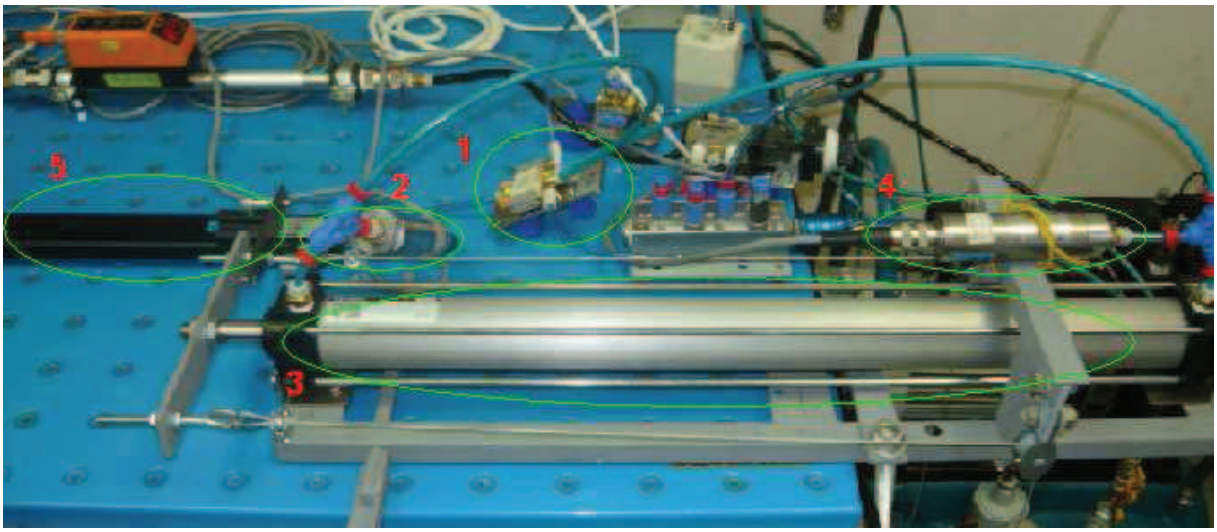
Celkem se tedy jednalo o 8 měření a výsledná data byla zpracována pomocí PC formou charakteristik.

7.3.2 Realizace měření pneumomotoru SMC C92

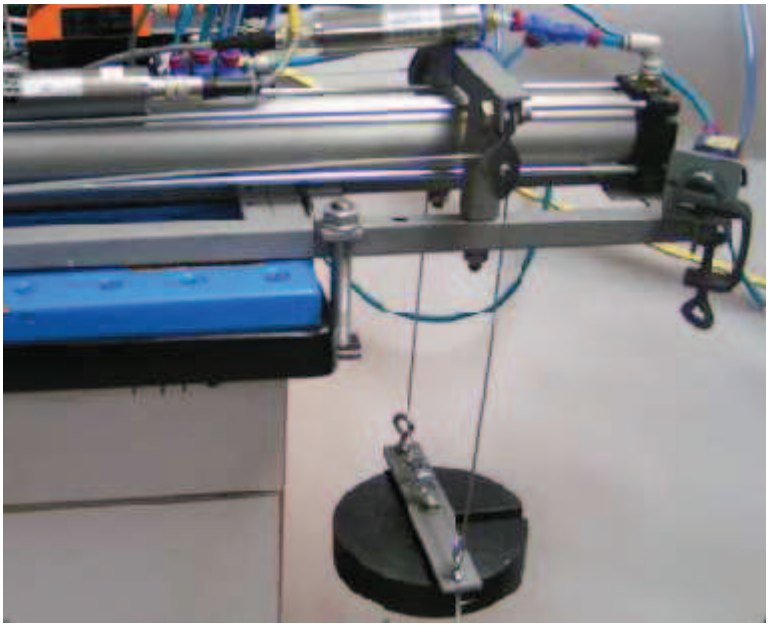
Prvním měřeným motorem byl pneumomotor SMC C92SDB 40-500 obr. 7.17, jehož průměr pístu je $40\,mm$ a zdvih $500\,mm$. Maximální pracovní tlak motoru je $1\,MPa$, rozmezí provozních teplot $-10 \div 60°C$ a rychlost pístu $50 \div 1000\,mm \cdot s^{-1}$ [25].

Obr. 7.17 Pneumomotor SMC C92SDB

Realizace měření motoru bez zatížení je uvedena na obr. 7.18, pneumomotor 3 je ovládán pomocí rozváděče SYA3220 1, tlaky v pracovních prostorech jsou měřeny tlakoměry 2, 4 a poloha pístu snímačem 5. Rychlost vysouvání pneumomotoru byla vypočtena měřicím zařízením M5050. Měření se zatížením je znázorněno na obr. 7.19.

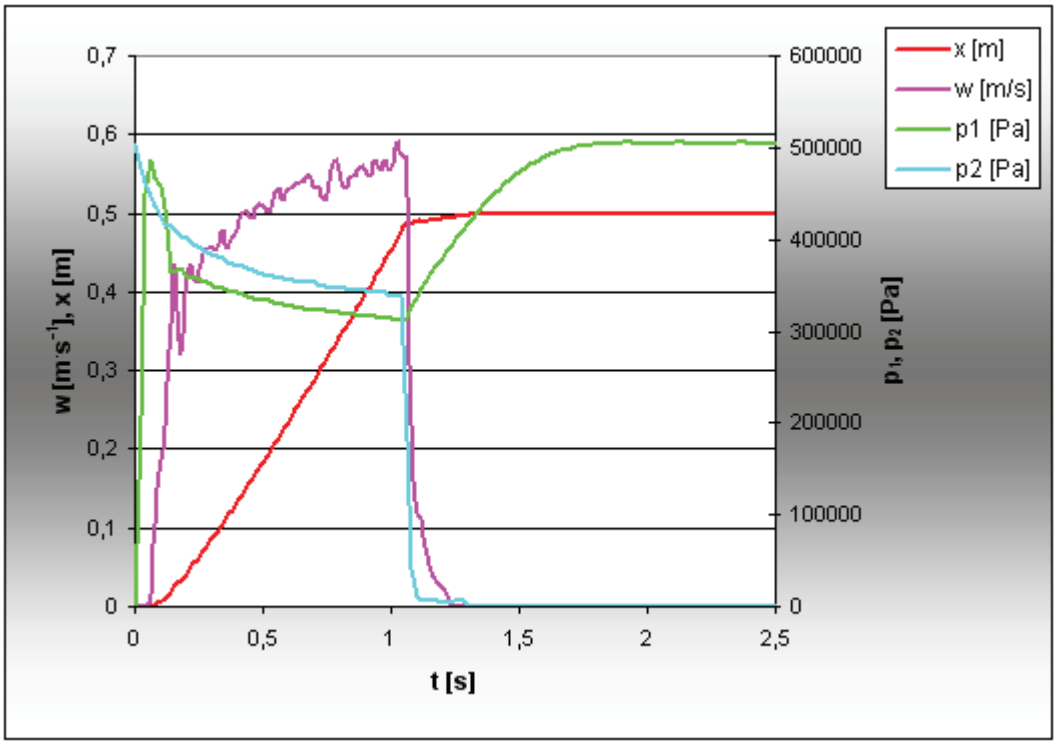


Obr. 7.18 Realizace měření pneumotoru SMC C92SDB 40-500 bez zatížení



Obr. 7.19 Měření se zatížením

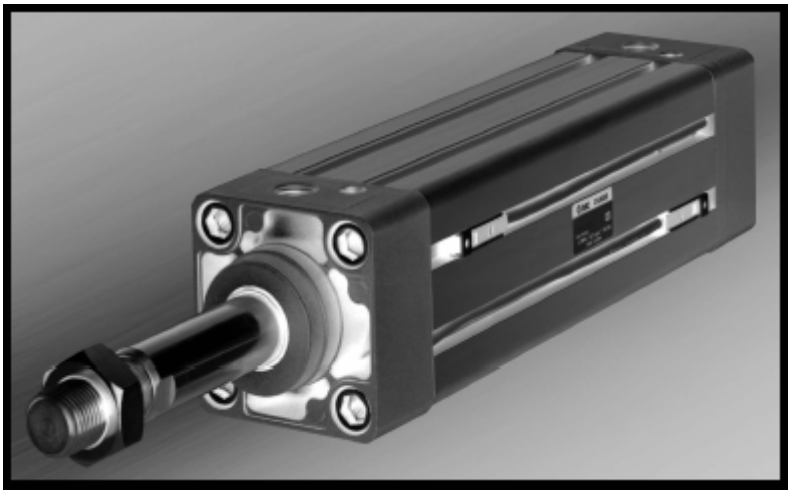
Výsledné hodnoty jsou uvedeny formou charakteristik, např. obr. 7.20 je měření pneumotoru C92SDB 40-500, s rozvaděčem SYA 3320 bez zatížení. Všechna měření tohoto motoru, s oběma rozváděči jsou uvedeny v přílohách č.5 až 8.



Obr. 7.20 Grafické vyhodnocení měření na pneumomotoru SMC C92

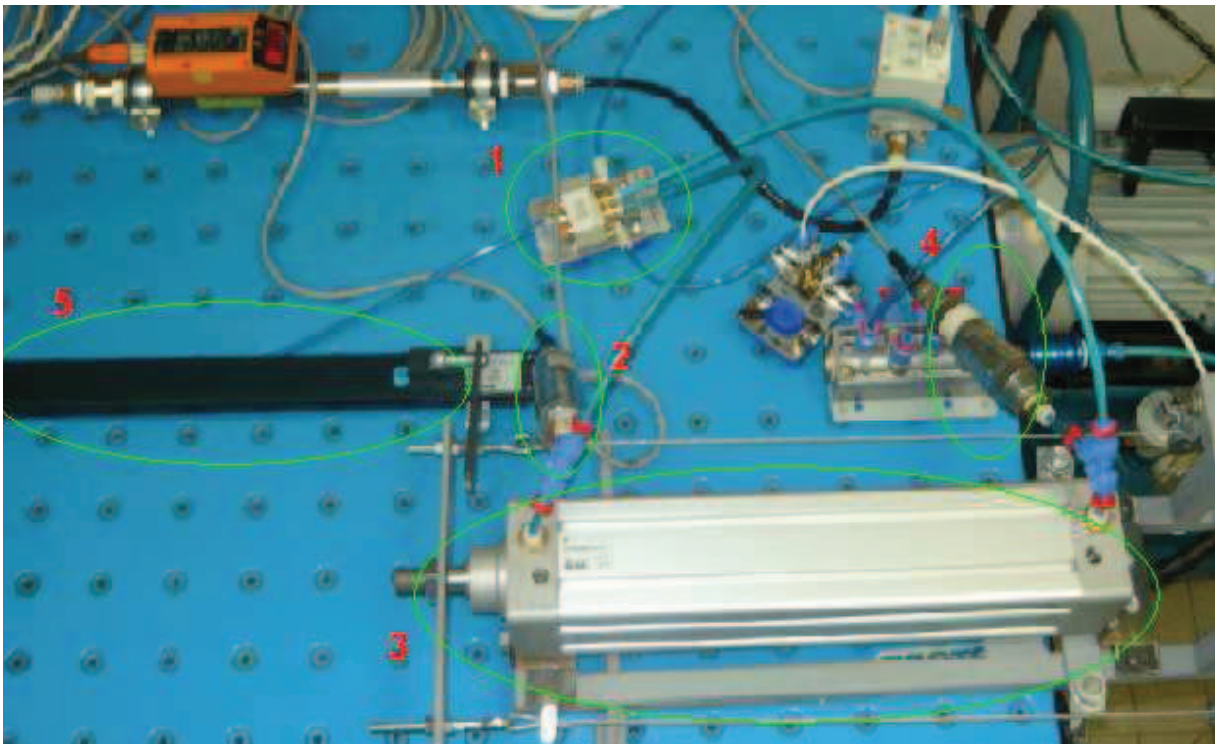
7.3.3 Realizace měření pneumomotoru SMC C95

Druhým měřeným motorem byl pneumomotor firmy SMC CP95Q DB63-250CB obr. 7.21, s průměrem pístu $63\,mm$ a zdvihem $250\,mm$. Maximální pracovní tlak motoru je $1\,MPa$, rozmezí provozních teplot $-10 \div 60°C$ a rychlost pístu $50 \div 1000\,mm \cdot s^{-1}$ [26].



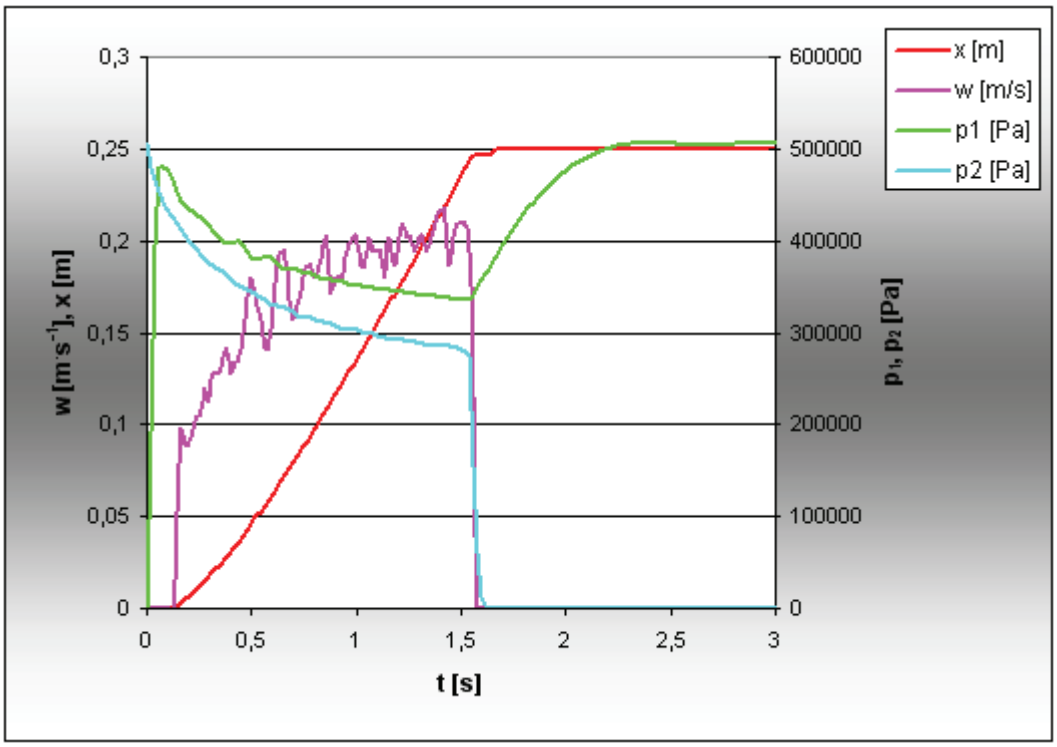
Obr. 7.21 Pneumomotor SMC CP95Q

Na obr. 7.22 je znázorněna realizace měření bez zatížení tohoto pneumomotoru 3, při použití rozváděče SMC SYA3220 1, tlak v obou pracovních prostorech byl měřen pomocí snímačů 2, 4 a poloha pístu snímačem 5. Rychlost pístu byla automaticky vypočtena v měřicím zařízení M5050.



Obr. 7.22 Realizace měření pneumomotoru SMC CP95Q DB63-250CB

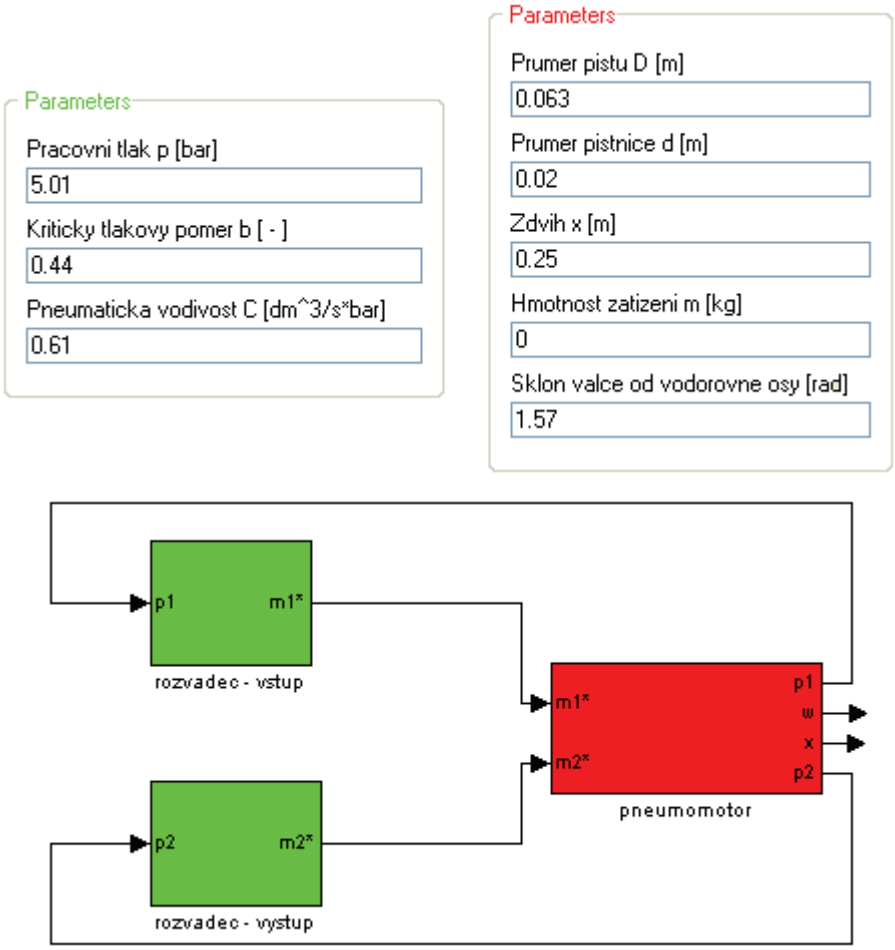
Obr. 7.23 ukazuje výsledné průběhy měření se zátěží na tomto motoru, za použití rozváděče SYA3220. Všechny výsledné charakteristiky jsou uvedeny v přílohách č.9 až 12.



Obr. 7.23 Grafické vyhodnocení měření na pneumomotoru SMC C95

8 Matematický model pneumatického mechanismu

Matematický model pneumatického mechanismu byl sestaven v prostředí Matlab–Simulink, součástí modelu je dvojčinný pneumomotor namodelovaný pomocí pohybových a termodynamických rovnic kap. 5 a rozváděč k jehož matematickému popisu bylo použito parametrů C a b kap. 4. Na obr. 8.1 je znázorněno základní schéma matematického modelu, znázorněno pomocí subsystémů.

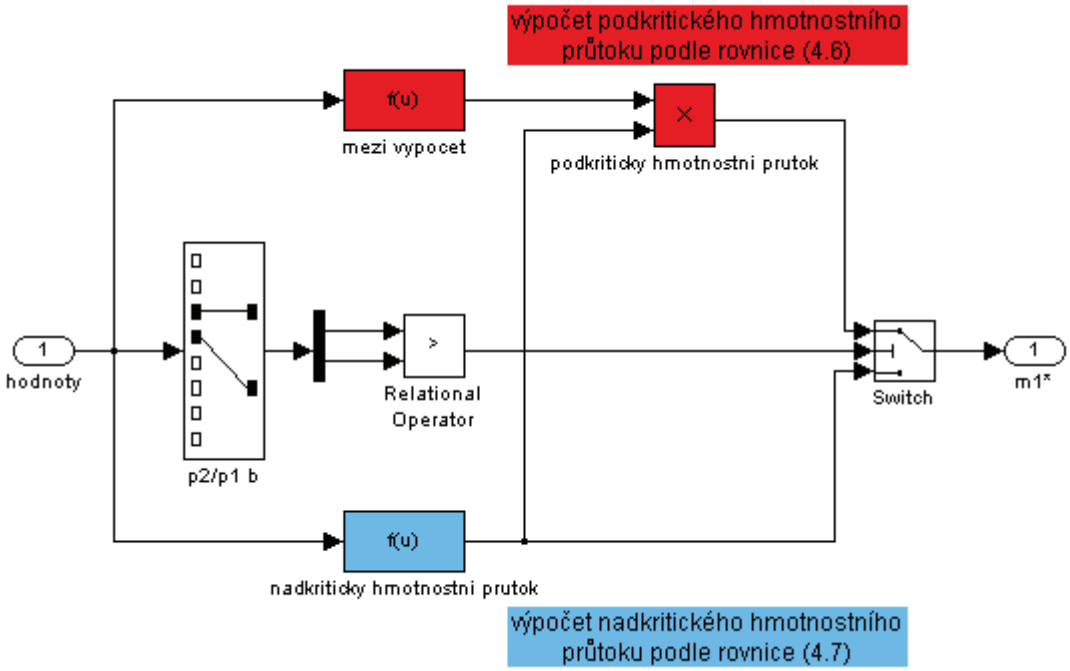


Obr. 8.1 Základní schéma matematického modelu pneumatického mechanismu

Sledovanými hodnotami při modelování pneumatických mechanismů jsou tlak v plněném pracovním prostoru p_1 a tlak p_2 v odvětrávaném pracovním prostoru. Dále pak rychlost w a zdvih pístu x. Zadávanými hodnotami jsou pracovní tlak p, pro charakterizaci rozváděče slouží pneumatická vodivost C a kritický tlakový poměr b, v případě pneumomotoru je to průměr pístu D, průměr pístnice d, zdvih x, hmotnost zatížení m a úhel sklonu válce od vodorovné osy α. Dalšími možnými hodnotami by mohly být teploty

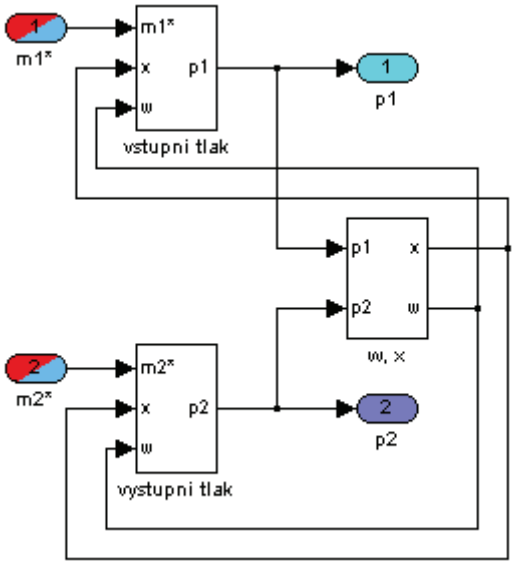
normovaná T_0 a pracovní T_1 (rozdíl teplot byl v rámci usnadnění výpočtů v diplomové práci zanedbán).

Matematický model rozváděče je ve zmenšené podobě uveden na obr 8.2 je. Funkce spočívá v přepínání výpočtu podle uvedených vzorců pro nadkritický a podkritický průtok. Je-li podíl tlaků vyšší než hodnota parametru kritického tlakového poměru b, model počítá výsledný hmotností průtok podle vzorce pro podkritické proudění, v opačném případě je výpočet realizován ve spodní větvi pro nadkritické proudění.

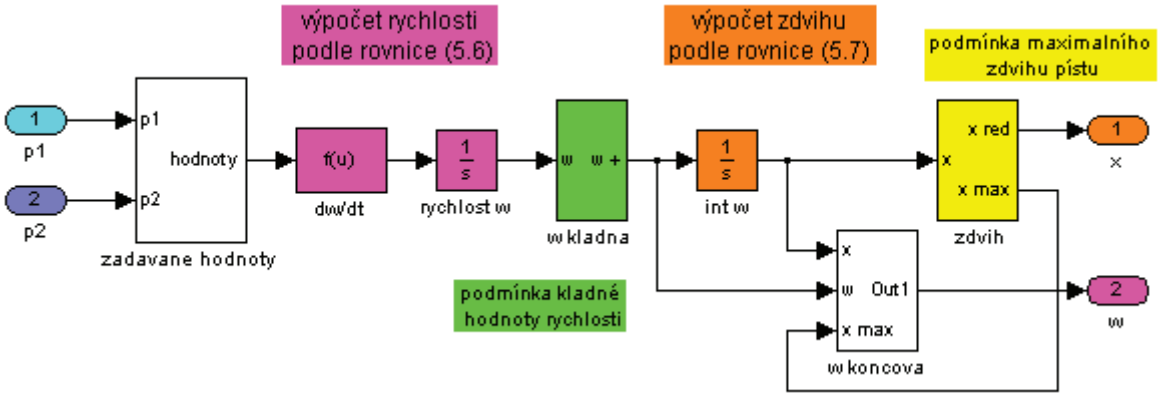


Obr. 8.2 Matematický model rozváděče

Model pneumomotoru se skládá ze tří subsystémů obr. 8.3, v prvním z nich obr. 8.4 je vypočtena rychlost w a zdvih pístu x. Jsou zde uvedeny podmínky které nedovolují výsledné rychlosti nabývat záporných hodnot a zároveň je omezen maximální zdvih pístu podle měřeného motoru. Formát blokových schémat v programu Matlab-Simulink neumožňuje, přehledné vyobrazení kompletního simulačního programu, navíc orientace v celkovém systému by byla velmi obtížná. Také z těchto důvodů je funkční simulační program matematického modelu pneumatického systému uveden jako příloha diplomové práce na disku CD-ROM.

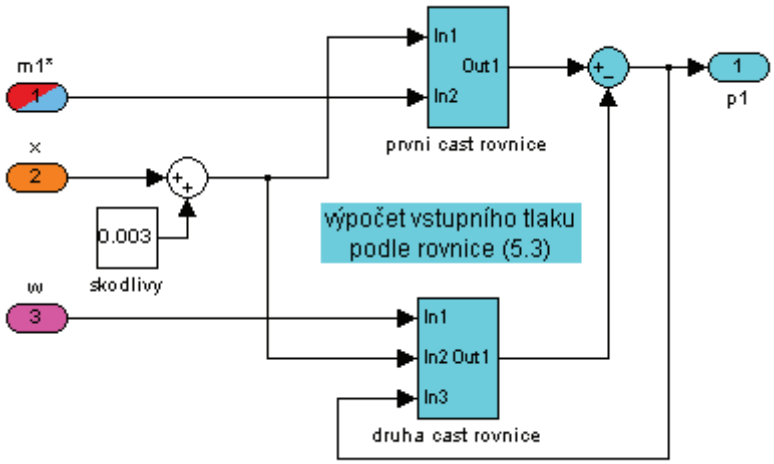


Obr.8.3 Zkrácený matematický model pneumomotoru



Obr. 8.4 Blok pro výpočet rychlosti a zdvihu pístu

Ve zbylých dvou blocích jsou vypočteny tlaky p_1 obr. 8.5 a analogicky p_2.



Obr. 8.5 Blok pro výpočet tlaku plněného pracovního prostoru

9 Porovnání výsledků simulace obou metod s výsledky experimentu

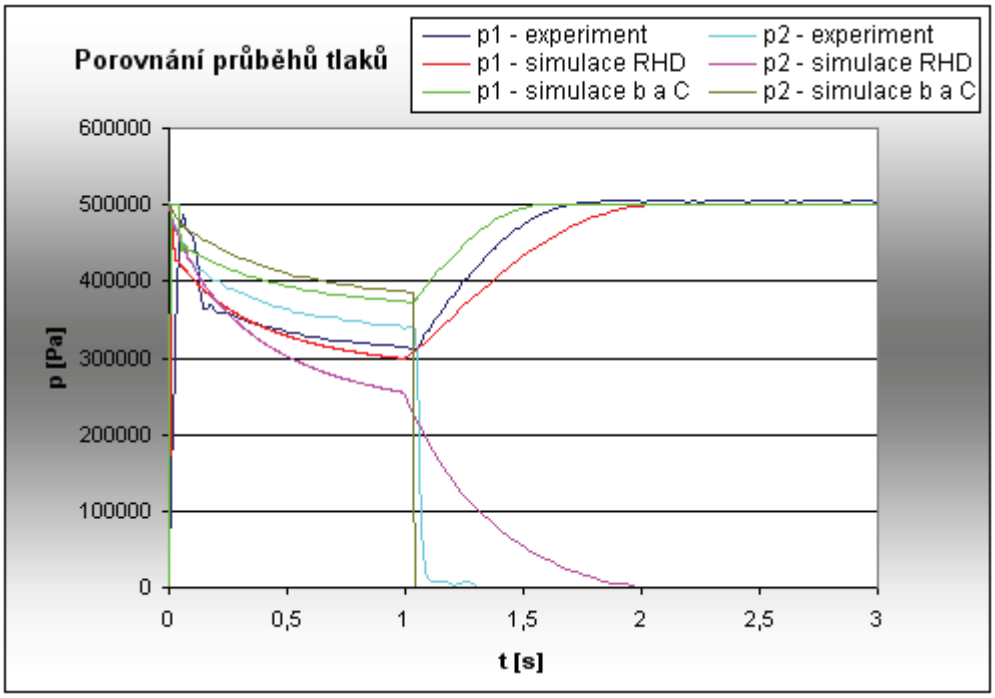
V závěrečné kapitole je uvedeno porovnání obou metod simulace s výsledky experimentu a zhodnocení přesnosti jednotlivých metod. Měření bylo provedeno pro dva různě velké pneumomotory, řízené dvěma odlišnými rozváděči, navíc při stavu bez zatížení i s externí zátěží. Pro každou kombinaci prvků a zatížení byla provedena simulace pomocí RHD odporů i pomocí parametrů C a b, čímž vznikl poměrně rozsáhlý datový soubor výstupních hodnot. Tyto hodnoty jsou zpracovány formou charakteristik a jejich kompletní znění je uvedeno v přílohách č.13 až 28. V každé příloze je provedeno porovnání tlaků v pracovních prostorech pneumomotoru, průběh zdvihu a zdvihové rychlosti, přičemž simulace a experiment jsou od sebe barevně rozlišeny. Vždy je uvedena tabulka zadávaných hodnot, charakterizující použité prvky a formou tabulky jsou také vyobrazeny doby zdvihu, prodlevy před rozjezdem pístu a maximální dosažené rychlosti.

Vzhledem k velkému množství výsledných dat, budou v této kapitole uvedeny pouze dva příklady porovnání. V prvním příkladu se jedná o dvojčinný nezatížený pneumomotor C92SDB 40-500 firmy SMC, charakterizovaný průměry pístu D, pístnice d a maximálním zdvihem h a účinností η, která byla zvolena dle katalogu [27]. Tento pneumomotor byl řízen rozváděčem SMC SYA3220-M5, který byl v prvním případě simulace pomocí RHD odporů charakterizován průtokovým součinitelem Kv a v druhém případě pomocí pneumatické vodivosti C a kritického tlakového poměru b. Všechny zadávané vstupní parametry jsou uvedeny v tab. 9.1.

Tab. 9.1 Zadávané vstupní parametry v příkladu bez zatížení

pneumomotor C92SDB 40-500	D	0,04	[m]
	d	0,016	[m]
	x	0,5	[m]
	m	0	[kg]
	α	1,57	[rad]
	η	0,93	[-]
rozváděč SYA3220-M5	b	0,44	[-]
	C	0,61	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$
	Kv	0,1333	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]
	dv	0,004	[m]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]

Na obr. 9.1 je uvedeno porovnání průběhů tlaků. V úvodu kdy dochází k plnění tzv. škodlivého prostoru před rozjezdem pístu je v případě obou simulací strmější nárůst tlaků oproti experimentu, což bylo zřejmě způsobeno ne zcela přesným odhadem velikosti tohoto škodlivého prostoru. Hodnoty tlaků potřebných pro rozjezd při simulaci se ovšem liší jen s minimálním rozdílem od hodnot skutečného pneumomotoru. Při následném vysouvání pístu dochází k poklesu tlaku v plněném pracovním prostoru a zároveň k poklesu na odvětrávané straně. Průběhy získané ze simulací mají stejný charakter jako průběhy naměřené. Zde lze vysledovat pro všechny porovnávané případy určitou paralelu, zatímco u simulace pomocí parametrů b a C byly vždy průběhy obou tlaku posunuty do vyšších hodnot než u experimentu, pak u simulace pomocí RHD odporů byly tyto průběhy vždy nižší. V závěrečné části průběhu po dojetí pístu do koncové dochází k naplnění pracovního prostoru na hodnotu tlaku ve zdroji. V této fázi nelze určit přesné závěry, jelikož kromě shodného charakteru průběhu se v jednotlivých případech výrazně lišila doba a hodnoty tlaků, ovšem z hlediska dynamiky již tato část nehraje podstatnou roli. Při porovnání obou simulačních metod je patrné, že pokles tlaku na odvětrávané straně se u metody pomocí parametrů b a C výrazně přiblížil skutečným hodnotám.



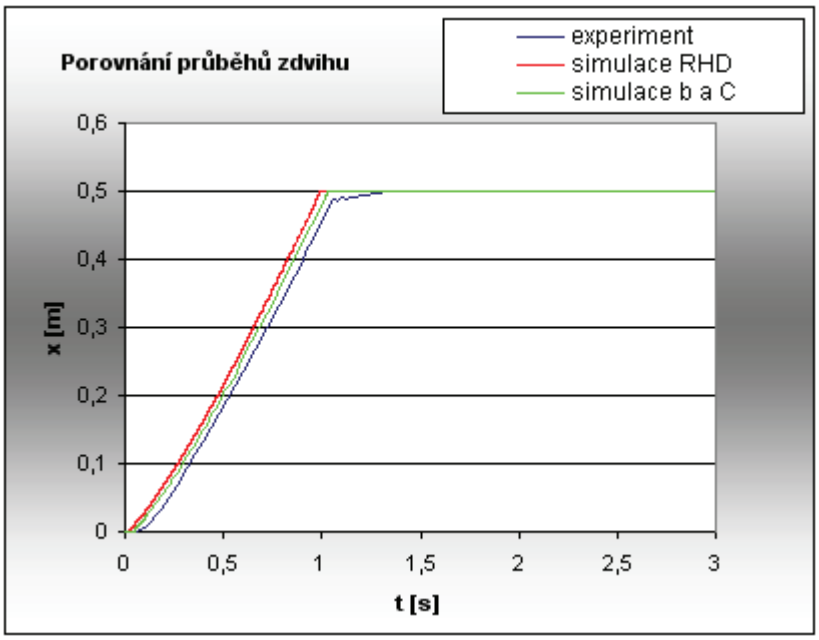
Obr. 9.1 Porovnání průběhů tlaků v příkladu bez zatížení

Na obr. 9.2 zobrazeno porovnání průběhu zdvihu pístu pro jednotlivé metody. Výsledné průběhy se shodují s charakterem skutečného pneumomotoru, rozdíly lze najít

především u simulace pomocí RHD odporů v době prodlevy před začátkem zdvihu. Podle této metody dochází k pohybu pístu dříve a tento jev byl zřejmě opět způsoben nepřesným odhadem škodlivého prostoru. U simulace pomocí parametrů b a C se tato doba prodlevy více blíží k reálným hodnotám a v případě zatíženého pneumomotoru dokonce tyto hodnoty převyšuje, jak bude uvedeno dále. Další rozdíl je možno nalézt na konci zdvihu, kde u skutečného pneumomotoru je doba zdvihu delší než u obou simulačních metod, jelikož reálný motor má v dojezdu pístu tlumení, které v simulaci nebylo zahrnuto. Tyto závěry se shodují pro všechny zkoumané příklady. Při porovnání obou simulací vychází přesnější metoda pomocí parametrů b a C, což je znázorněno v tab 9.2 základních výstupních hodnot.

Tab. 9.2 Základní výstupní hodnoty v příkladu bez zatížení

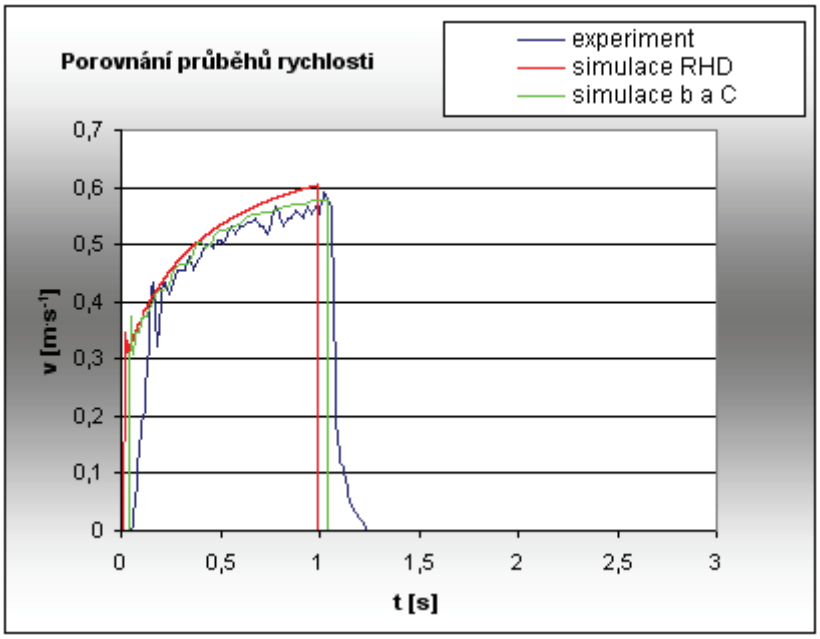
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	1,32	0,99	1,03
doba před rozjezdem	[s]	0,04	0,01	0,04
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,59	0,6	0,57



Obr. 9.2 Porovnání průběhů zdvihu v příkladu bez zatížení

Na obr. 9.3 jsou uvedeny výsledné průběhy rychlosti. U obou simulačních metod je vidět strmější nárůst rychlosti oproti reálnému pneumomotoru. Tento fakt může být způsoben

tím, že skutečný motor při rozjezdu překonává třecí sílu zmenšeného pístu (tlumiče) a jeho těsnění, což má za následek zpomalení rozjezdu. Co se týká charakteru průběhu, tak obě simulační metody velmi dobře kopírují reálný průběh. U simulace pomocí RHD odporů se jeví tento průběh mírně idealizovaný, jelikož při experimentu u průběhu rychlosti dochází k mírnému kmitání. Tomuto se více přizpůsobuje simulace pomocí parametrů b a C, u které jsou tyto výkmity v některých případech velmi výrazné. Konec průběhu je opět ovlivněn absencí tlumení v simulačních modelech a při dosažení maximálního zdvihu dochází ke skokovému poklesu na nulovou hodnotu.



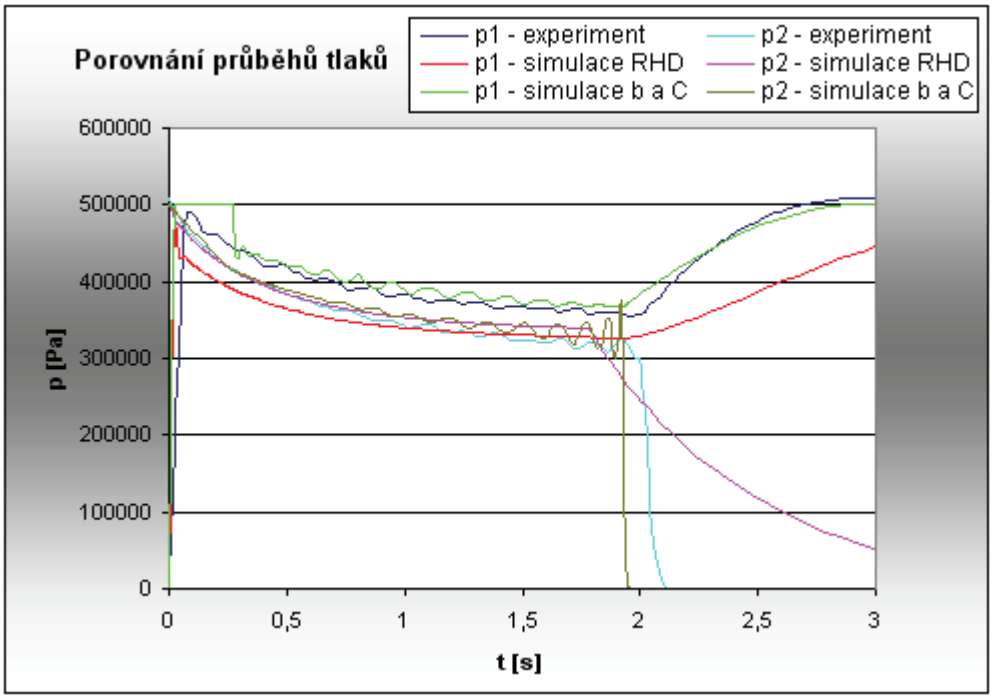
Obr. 9.3 Porovnání průběhů rychlosti v příkladu bez zatížení

Druhý příklad uvedený v této části diplomové práce je pro zatížený dvojčinný pneumomotor firmy SMC C95QDB 63-250CB, řízený rozváděčem SV-5-M5-B firmy Festo. Mechanismus pro měření se zatížením je uveden v kap. 7.3.1 a hmotnost závaží m byla $11{,}5\,kg$. Stejně jako v předchozím případě byly jednotlivé části mechanismu popsány vstupními hodnotami, které jsou uvedeny v tab. 9.2.

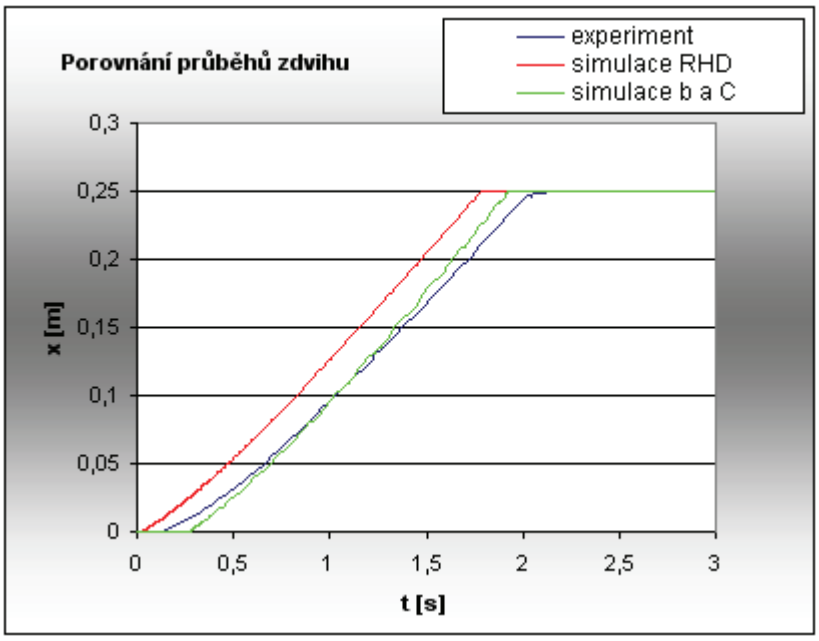
Tab. 9.3 Základní vstupní hodnoty v příkladu se zatížením

pneumomotor C95QDB 63-250CB	D	0,063	[m]
	d	0,02	[m]
	x	0,25	[m]
	m	11,5	[kg]
	α	1,57	[rad]
	η	0,93	[-]
rozváděč SV-5-MB-B	b	0,26	[-]
	C	0,49	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$
	Kv	0,0855	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]
	dv	0,004	[m]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]

Na obr. 9.4 jsou uvedeny průběhy tlaků pro zatížený pneumomotor a na obr. 9.5 je porovnání průběhů zdvihu. I v tomto případě se projevují již zmíněné odchylky, ale je možno konstatovat že simulované průběhy poměrně dobře kopírují průběhy zjištěné experimentálně.

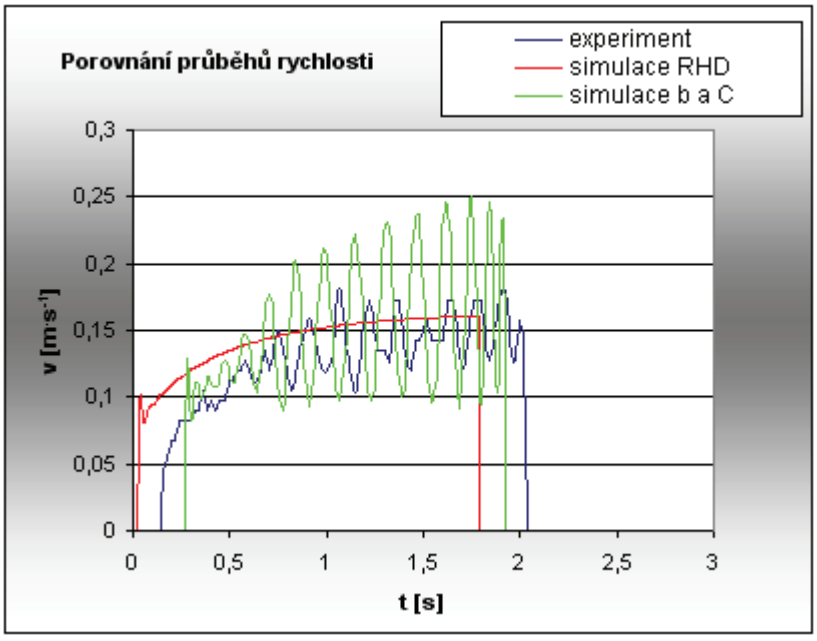


Obr. 9.4 Porovnání průběhů tlaků v příkladu se zatížením



Obr. 9.5 Porovnání průběhů zdvihu v příkladu se zatížením

Porovnání průběhů rychlosti je zobrazeno na obr. 9.6, stojí za povšimnutí že při simulaci pomocí parametrů *b* a *C* dochází u průběhu rychlosti k výraznému kmitání což je způsobeno hmotnou zátěží. Obdobné kmitání je patrné i průběhu skutečného pneumomotoru, z čeho lze usuzovat že tato metoda reálněji popisuje skutečný průběh.



Obr. 9.6 Porovnání průběhů rychlosti v příkladu se zatížením

V tab. 9.4 jsou uvedeny základní výsledné hodnoty, vysoká maximální rychlost u metody pomocí parametrů b a C způsobená již zmíněným kmitáním, je mírně zavádějící a asi přesnějším měřítkem v tomto případě by byla rychlost průměrná.

Tab. 9.4 Základní výstupní hodnoty v příkladu se zatížením

		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	2,14	1,78	1,92
doba před rozjezdem	[s]	0,16	0,02	0,26
maximální rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$	0,18	0,16	0,25

Na uvedených dvou příkladech byly úmyslně použity oba typy pneumomotorů i rozváděčů pro mechanismus se zatížením i bez zatížení, aby bylo zachyceno kompletní spektrum prvků jimiž jsem se v práci zabýval.

10 Závěr

V úvodu diplomové práce je uveden stručný přehled měřených veličin a základní teoretické poznatky proudění vzduchu, ze kterých vychází norma ISO 6358 a pomocí které je definováno stacionární měření hmotnostního průtoku a výpočet parametrů b a C.

V souladu se zmíněnou normou byla sestavena experimentální měřicí trať pro měření pneumatických mechanismů, na které bylo realizováno měření. Při návrhu této trati bylo zohledněno použití přístrojů a snímačů, kterými disponuje Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení a také podmínky kterých je možno docílit ve zkušební laboratoři. Z naměřených hodnot byl proveden výpočet kritického tlakového poměru b a pneumatické vodivosti C, jimiž se dají charakterizovat pneumatické rozváděče. Při porovnání těchto vypočtených hodnot s údaji uvedenými v katalogu výrobce lze konstatovat, že měření bylo provedeno správně. Mírné odchylky od katalogových hodnot byly zřejmě způsobeny faktem, že v podmínkách měření nebylo možno dosáhnout vyššího konstantního vstupního tlaku než $500\,kPa$.

Hlavním cílem diplomové práce bylo porovnání dvou způsobů modelování pneumatických mechanismů. První metodou bylo modelování pomocí RHD odporů, jejíž princip je založen na elektro-pneumatické analogii. Popis pneumatických prvků je proveden pomocí jednotlivých odporů, z nichž je následně vytvořen matematický model. Druhá metoda modelování byla pomocí parametrů b a C, a pro tuto metodu byl v rámci práce vytvořen simulační program v prostředí Matlab-Simulink. Porovnání obou metod bylo provedeno formou výsledných charakteristik, neboli průběhů tlaků, zdvihu a rychlosti v závislosti na čase. Pro lepší představu byly charakteristiky doplněny ještě o experimentálně zjištěné průběhy skutečného mechanismu. Obě simulační metody dobře svými průběhy kopírovaly reálné experimentálně zjištěné průběhy a lišili se jen v určitých odchylkách. U těchto odchylek lze najít shodné prvky pro obě metody, jako např. strmý nárůst tlaku na začátku zdvihu zapříčiněný ne zcela přesným odhadem škodlivého prostoru, nebo kratší doba zdvihu způsobená absencí tlumení. U metody pomocí RHD odporů je patrná také výrazně nižší prodleva před začátkem zdvihu. Obecně můžeme říci že simulace pomocí parametrů b a C se svými průběhy více blížila reálnému mechanismu a lze jí tedy označit jako přesnější. Na druhou stranu je třeba uvést fakt, že ne každý výrobce uvádí zmíněné parametry ve svých katalozích a proto je třeba hodnoty b a C zjistit experimentálně. To ovšem není zcela snadné především u rozváděčů velkých světlostí, protože pro experiment je třeba dosáhnout vysokého průtoku při vstupním tlaku $600\,kPa$ což vyžaduje vzdušník o velkém objemu a výkonný

kompresor. Toto omezení neplatí pro simulaci pomocí RHD odporů, jelikož rozváděč je v katalogu vždy charakterizován některým z průtokových součinitelů (Q_N, Kv, Cv apod.), které mezi sebou lze snadno přepočíst. Nutno také podotknout, že metoda modelování pneumatických mechanismů pomocí RHD odporů není moc rozšířena a nebyla v minulosti příliš rozvíjena. Zdokonalením této metody by se jistě dalo dosáhnout lepších výsledků.

Možnosti jak se ještě více přiblížit k reálným průběhům u obou simulačních metod vidím především v přesnějším určení škodlivého prostoru, přidáním bloku tlumení do matematického modelu pneumomotoru, nebo přesným naměřením a popisem třecí síly F_t.

Závěrem se chci zamyslet jaký význam má tvorba simulačních modelů. Je pravda že přední výrobci pneumatických prvků a systému již vlastní firemní software, který dokáže modelovat pneumatické systémy a navíc v některých případech je i snadno dostupný na internetových stránkách. Ovšem nevýhodou tohoto softwaru je omezený výběr prvků, které lze do modelu umístit a hlavně zde není možno kombinovat prvky od různých výrobců. Z tohoto pohledu by bylo velkým přínosem při tvorbě pneumatických systémů, najít ideální simulační model, který by dokázal popisovat přesné chování pneumatických mechanismů.

Literatura

[1] NEVRLÝ, J. *Modelování pneumatických systémů.* Brno: Akademické nakladatelství CERM Brno, 2003. 180 s. 1.vydání ISBN 80-7204-300-5.

[2] NOSKIEVIČ, P. *Modelování a identifikace systémů.* Ostrava: Nakladatelství Montanex a.s.,1999. 276 s. ISBN 80-7225-030-2.

[3] MRKVICA, D. *Modelování a simulace pneumatických řídících prvků: disertační práce.* Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 1998. 91 s.

[4] DVOŘÁK, L. *Metodika návrhu, simulace a experimentální ověření pneumatických řídících prvků: disertační práce.* Ostrava, VŠB-TU Ostrava, 2007. 104 s.

[5] KOPÁČEK, J. *Pneumatické mechanismy Díl I. – Pneumatické prvky a systémy.* Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 264 s. ISBN 80-7078-306-0

[6] KOPÁČEK, J., ŽÁČEK, M. *Pneumatická zařízení strojů.* Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2003. 94 s. ISBN 80-248-0442-5

[7] BOHL, W. *Technische Strömungslehre.* Würzburg: VEB Fachbuchverlag Leibzig, 1984, 275 s. 6. vydání, Bestellnummer: 547 066 3

[8] ISO 6358. *Pneumatika – Prvky užívající stlačitelné médium – popis přechodové charakteristiky.* Praha: 1998. 15 s.

[9] OHLIGSCHLÄGER, O. *Pneumatische Zylinderantriebe – termodynamische Grundlage und digitale Simulation: disertační práce.* Aachen, RWTH Aachen, 1990.

[10] *Spravočnik: pněvmatičeskije ustrojstva i sistěmy v mašinostrojenii.* Moskva, Mašinostrojenije, 1981

[11] MRKVICA, D. *Modelování a simulace pneumatických řídících prvků.* Ostrava: Sborník vědeckých prací VŠB-TU Ostrava, řada strojní – roč. 43, č. 2-1, 1997, s. 37-46 , ISSN 1210-0471

[12] DVOŘÁK, Lukáš. KOPÁČEK, Jaroslav. *Modelování a simulace dynamiky pneumatických systémů pomocí RHD odporů.* In Proceedings of the 20th International Conference on Hydraulics and pneumatics, Prague 29.9. – 1.10. 2008. 1. vyd. Ostrava : Česká strojnická společnost a VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra automatizační techniky a řízení, 2008. s. 286-293. ISBN 978-80-02-02074-5.

[13] BEATER, P. *Pneumatic Drives: Systém Design, Modeling and Control.* 2007. 324s. ISBN 978-3-540-69470-0

[14] *Model Selection: Modelování pneumatických systémů.* Uživatelská příručka. Dostupné z <http://www.smcworld.com/2002/md1/V35gaiyou/htmleng/1-5-1.htm

[15] STRÁŽOVEC, I. *Základy pneumatických mechanizmov I.* Hydraulika a pneumatika, 2006, č. 1-2, s. 24-26., ISSN 1335-5171.

[16] *Elektro-Pneumatic Regulator.* SMC Europe, 2007, 20s. Dostupné z <http://www.smc.eu/portal/NEW_EBP/14)Air_Line_Equipment/14.6)Pressure_C_Equip/b)ITV1-2-3000/ITV1_2_3000_EU.pdf

[17] *Převodníky teplota – napětí.* Ostrava: Sensit Holding, 2005, 2 s. Dostupné z <http://www.sensit.cz/?lang=cz&st=42 .

[18] *Počítadlo spotřeby tlakového vzduchu SD6000.* Praha: IFM Eletronic, 15 s. Dostupné z <http://www.ifm-eletronic.com/ifmcz/web/home.htm - 15 - .

[19] *Multi – system 5050.* Limburg: Hydrotechnik, 2003, 61 s. Dostupné z <http://www.hydrotechnik.com/

[20] *Lineární senzory polohy.* Hradec Králové:Turck průmyslová automatizace, 44s. Dostupný z http://pdb.turck.de/media/_cz/Anlagen/d101303_cz.pdf

[21] SMC Produkt Katalog. 16s. Dostupné z http://www.smcworld.com/2008/e/webcatalog/ docs/directional/air/SYA3000-7000.pdf#page=1

[22] *Tlakové a diferenciální redukční ventily.* Praha: Festo, 2006, 15 s. Dostupné z <https://enep.festo.com/irj/servlet/prt/portal/prtroot/festo.guest?NavigationTarget=ROLES://portal_content/com.festo.portal/sap40/v/cr/ssp/rl/com.festo.portal.sap40.v.cr.ssp.rl.ssp_pub/com.festo.portal.sap40.v.cr.ssp.ws.gnt_ssp_1/sho/cat/com.festo.portal.sap40.v.cr.ssp.iv.cat.cat&j_user=ano_ep_customer_cz .

[23] ČSN 109101 *Jednotný systém pneumatiky všeobecného strojírenství. Jednočinné a dvojčinné válce. Technické požadavky. 1984.*

[24] ČSN 109102. *Jednotný systém pneumatiky všeobecného strojírenství. Jednočinné a dvojčinné válce. Metody zkoušek. 1987.*

[25] *Zylinder serie C92.* 59s. Dostupné z http://www.smc.eu/portal/WebContent/local/DE/Pg_Produktuebersicht/pdf/ebp2/C92-D504e.pdf

[26] *SMC Produkt Katalog.* 18s. Dostupné z http://www.smc.com.mx/contents/docs/actuator/stdair/cp95.pdf

[27] *SMC Training. Pneumatické lineární pohony* . Dostupné z http://217.19.37.249/cz/pdf/LG2_Zylinder.pdf

Seznam příloh

Příloha č.1 Tabulka naměřených a vypočtených hodnot rozváděče SYA3220-M5 při konstantním vstupním tlaku $500\,kPa$

Příloha č.2 Porovnání závislostí objemového průtoku na poměru tlaků pro měření rozváděče SYA3220-M5

Příloha č.3 Tabulka naměřených a vypočtených hodnot rozváděče SV-5-M5-B při konstantním vstupním tlaku $500\,kPa$

Příloha č.4 Porovnání závislostí objemového průtoku na poměru tlaků pro měření rozváděče SV-5-M5-B

Příloha č.5 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

Příloha č.6 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

Příloha č.7 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SV-5-M5-B, bez zatížení

Příloha č.8 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SV-5-M5-B, 11,5 kg zatížení

Příloha č.9 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

Příloha č.10 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

Příloha č.11 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SV-5-M5-B, bez zatížení

Příloha č.12 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SV-5-M5-B, 11,5 kg zatížení

Příloha č.13 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

Příloha č.14 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

Příloha č.15 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

Příloha č.16 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

Příloha č.17 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

Příloha č.18 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

Příloha č.19 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

Příloha č.20 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

Příloha č.21 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

Příloha č.22 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

Příloha č.23 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

Příloha č.24 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

Příloha č.25 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

Příloha č.26 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

Příloha č.27 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

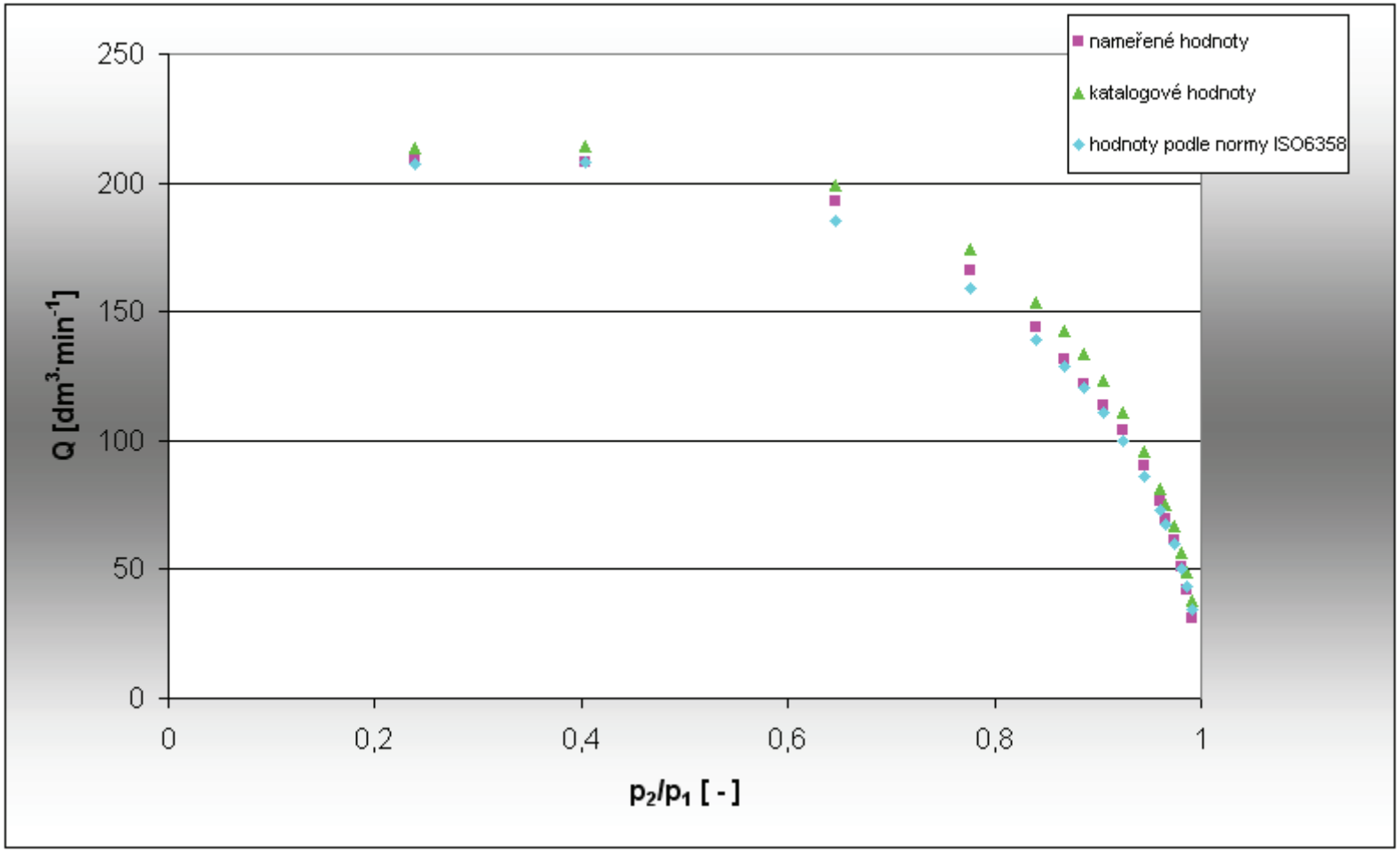
Příloha č.28 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

Přílohy

Příloha č.1 Tabulka naměřených a vypočtených hodnot rozváděče SYA3220-M5 při konstantním vstupním tlaku 500 *kPa*

	Q_N	p_1	p_2	T_1	p2/p1	Q1	C	b	ψ	Q1kat	Q1b
	[$dm^3 \cdot min^{-1}$]	[Pa]	[Pa]	[°C]	[-]	[$dm^3 \cdot min^{-1}$]	[$dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}$]	[-]	[-]	[$dm^3 \cdot min^{-1}$]	[$dm^3 . min^{-1}$]
1	31	500300	490900	24,7	0,9913	31,234	0,08943	0,01741	0,0927	38,183	34,198
2	41,3	501300	486400	24,8	0,9859	42,161	0,11897	0,12623	0,1180	48,779	43,705
3	51,9	511300	490300	24,9	0,9813	50,717	0,14708	0,21310	0,1353	56,328	50,486
4	59,8	510800	483200	25	0,9737	61,231	0,16963	0,22727	0,1598	66,591	59,719
5	69,1	509900	473100	25,1	0,9662	69,684	0,19634	0,23743	0,1804	75,088	67,378
6	77,6	509900	464300	25,2	0,9601	76,694	0,22052	0,25899	0,1954	81,390	73,068
7	90,9	507100	443500	25,6	0,9447	90,507	0,25969	0,26577	0,2280	95,983	86,273
8	99,2	507600	428900	25,9	0,9246	103,908	0,28331	0,24788	0,2633	110,873	99,820
9	104,4	506100	416500	26,3	0,9059	113,392	0,29910	0,23685	0,2909	123,127	111,027
10	119,7	503100	371800	27,5	0,8869	121,741	0,34532	0,18459	0,3153	133,296	120,397
11	127	493000	340500	25,1	0,8677	131,843	0,37113	0,20639	0,3370	142,390	128,834
12	135,3	496700	324000	25,3	0,8408	144,110	0,39307	0,22654	0,3634	153,510	139,248
13	141,7	499800	309000	25,7	0,7770	165,758	0,40981	0,23622	0,4120	174,358	159,199
14	148,7	500700	281300	26,1	0,6452	192,766	0,42970	0,22917	0,4693	199,328	185,050
15	169,5	513500	208000	27,8	0,4046	208,022	0,48094	0,26453	0,4679	214,053	208,202
16	171,6	506300	85800	30,2	0,2386	209,362	0,49464	0,06311	0,3896	213,569	207,043

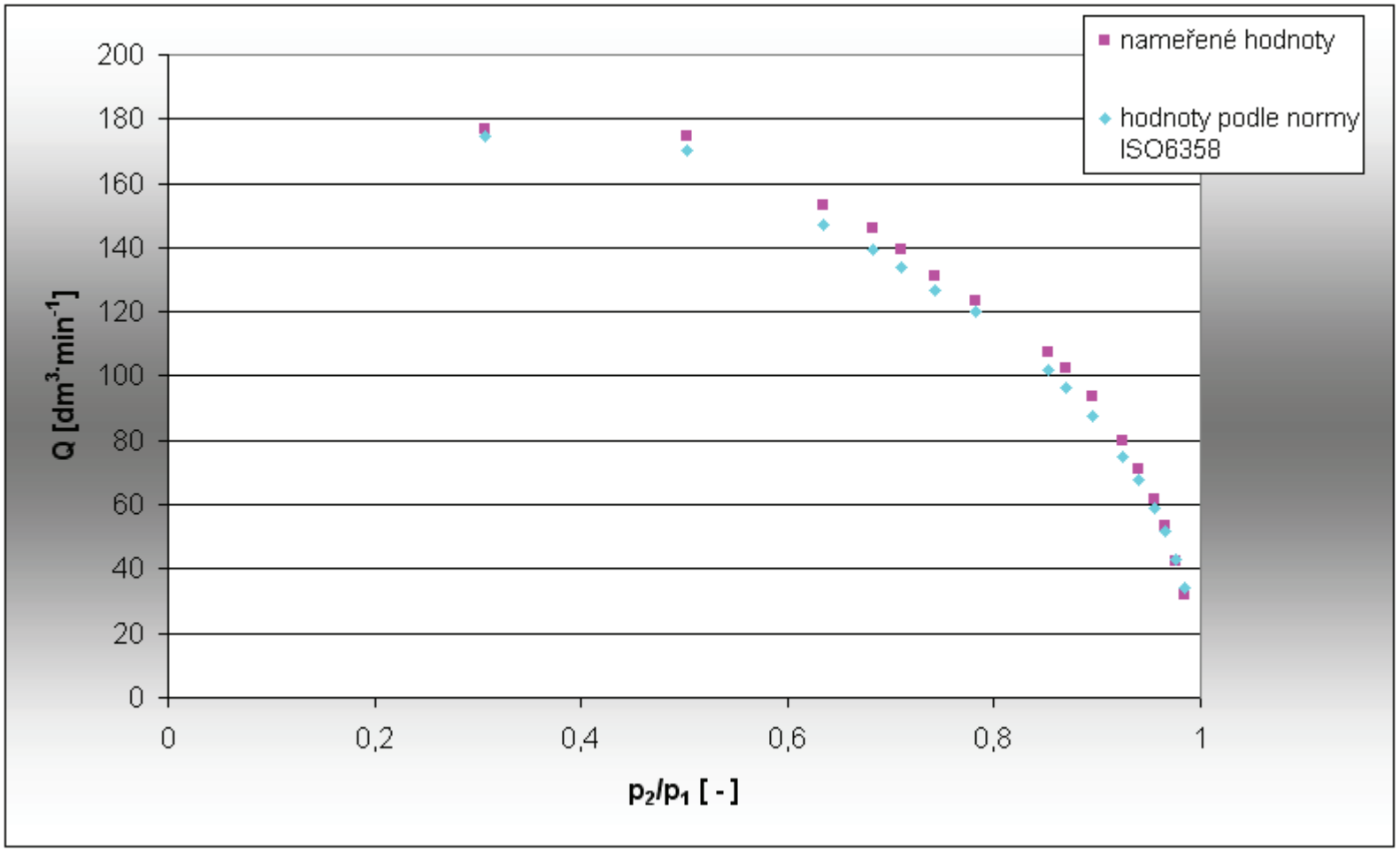
Příloha č.2 Porovnání závislostí objemového průtoku na poměru tlaků pro měření rozváděče SYA3220-M5



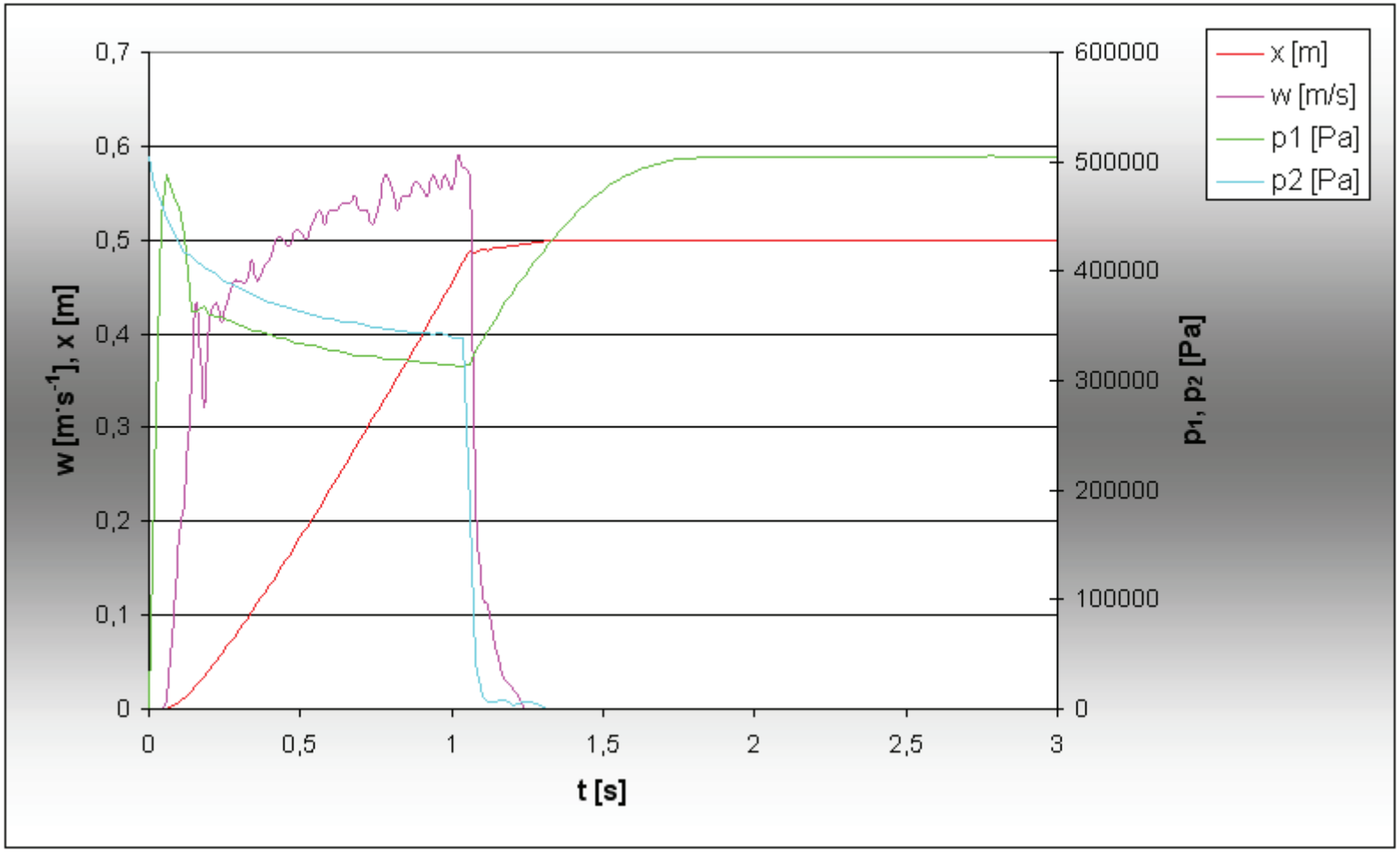
Příloha č.3 Tabulka naměřených a vypočtených hodnot rozváděče SV-5-M5-B při konstantním vstupním tlaku $500\,kPa$

	Q	p1	p2	T1	p2/p1	Q1	C	b	ψ	Q1b
	[$dm^3.min^{-1}$]	[Pa]	[Pa]	[°C]	[-]	[$dm^3.min^{-1}$]	[$dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}$]	[-]	[-]	[$dm^3.min^{-1}$]
1	31	500300	490900	24,7	0,9843	31,956	0,08943	0,01741	0,1241	34,392
2	41,3	501300	486400	24,8	0,9752	42,573	0,11897	0,12623	0,1553	43,207
3	51,9	511300	490300	24,9	0,9656	53,500	0,14708	0,21310	0,1819	51,557
4	59,8	510800	483200	25	0,9548	61,644	0,16963	0,22727	0,2074	58,873
5	69,1	509900	473100	25,1	0,9397	71,230	0,19634	0,23743	0,2376	67,596
6	77,6	509900	464300	25,2	0,9252	79,993	0,22052	0,25899	0,2623	74,888
7	90,9	507100	443500	25,6	0,8952	93,703	0,25969	0,26577	0,3050	87,332
8	99,2	507600	428900	25,9	0,8705	102,259	0,28331	0,24788	0,3340	96,352
9	104,4	506100	416500	26,3	0,8522	107,619	0,29910	0,23685	0,3527	101,989
10	119,7	503100	371800	27,5	0,7823	123,391	0,34532	0,18459	0,4086	119,999
11	127	493000	340500	25,1	0,7428	130,916	0,37113	0,20639	0,4317	126,955
12	135,3	496700	324000	25,3	0,7106	139,472	0,39307	0,22654	0,4470	133,888
13	141,7	499800	309000	25,7	0,6819	146,069	0,40981	0,23622	0,4581	139,496
14	148,7	500700	281300	26,1	0,6348	153,285	0,42970	0,22917	0,4719	146,909
15	169,5	513500	208000	27,8	0,5020	174,726	0,48094	0,26453	0,4834	170,359
16	171,6	506300	85800	30,2	0,3064	176,891	0,49464	0,06311	0,4304	174,888

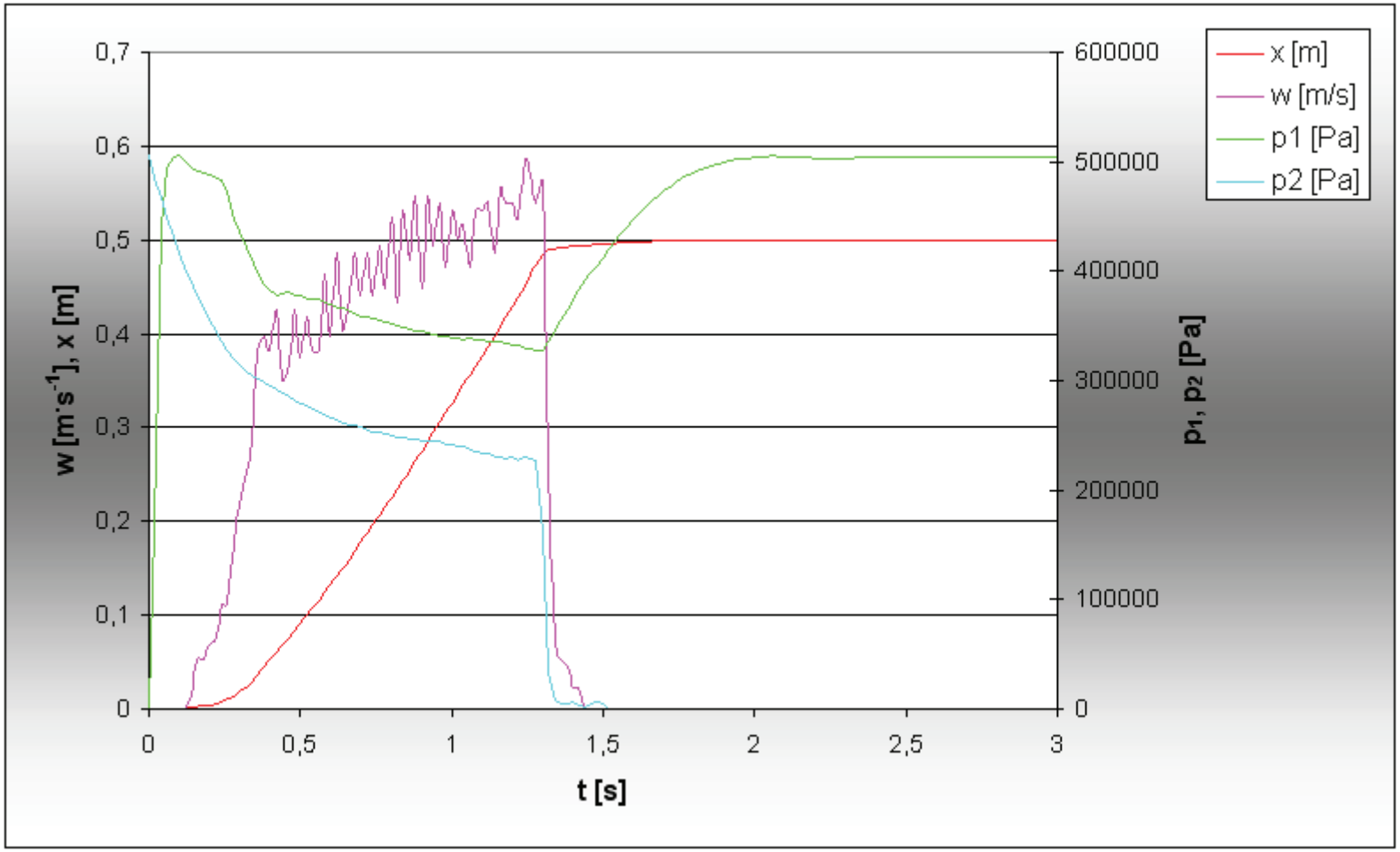
Příloha č.4 Porovnání závislostí objemového průtoku na poměru tlaků pro měření rozváděče SV-5-M5-B



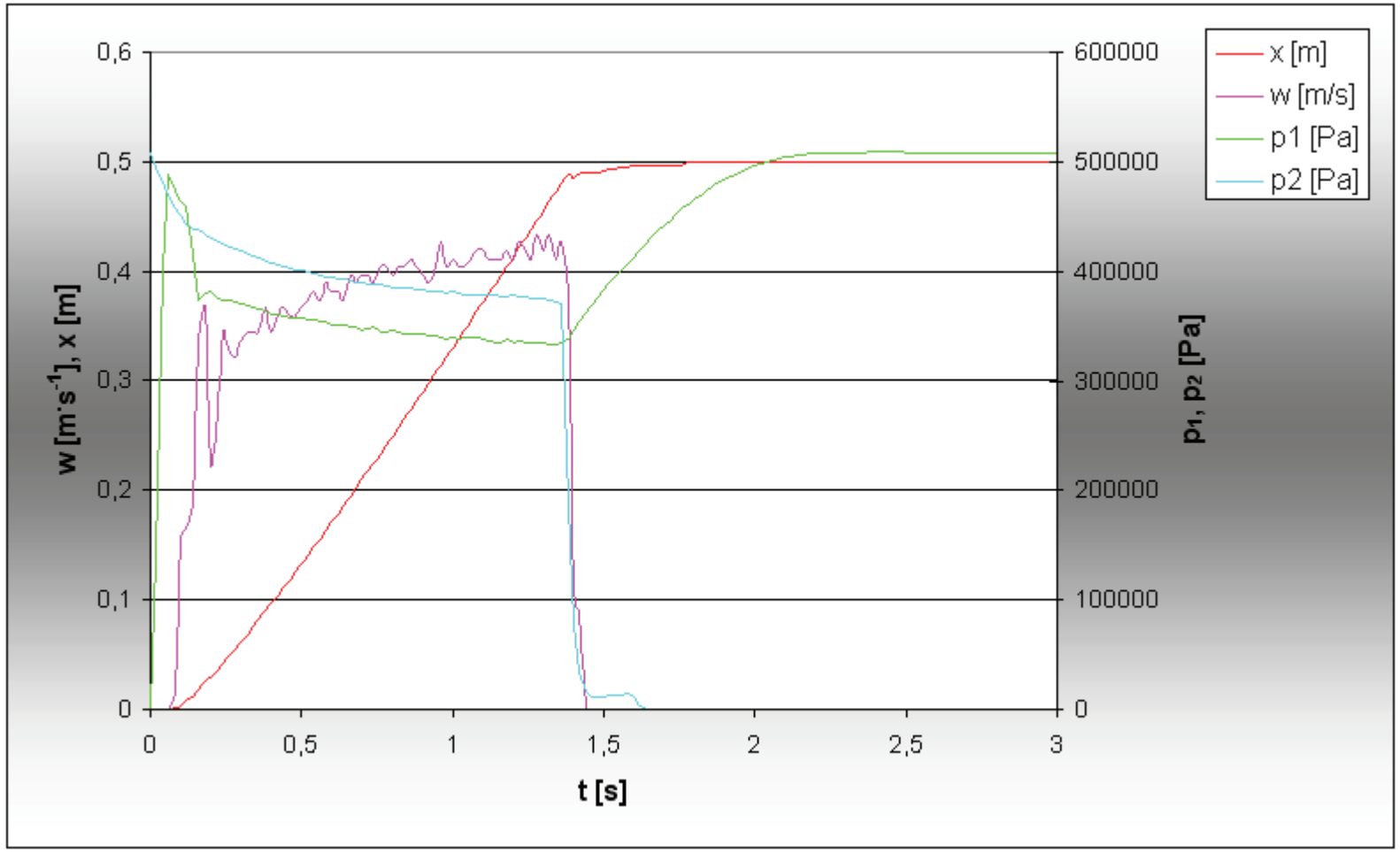
Příloha č.5 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení



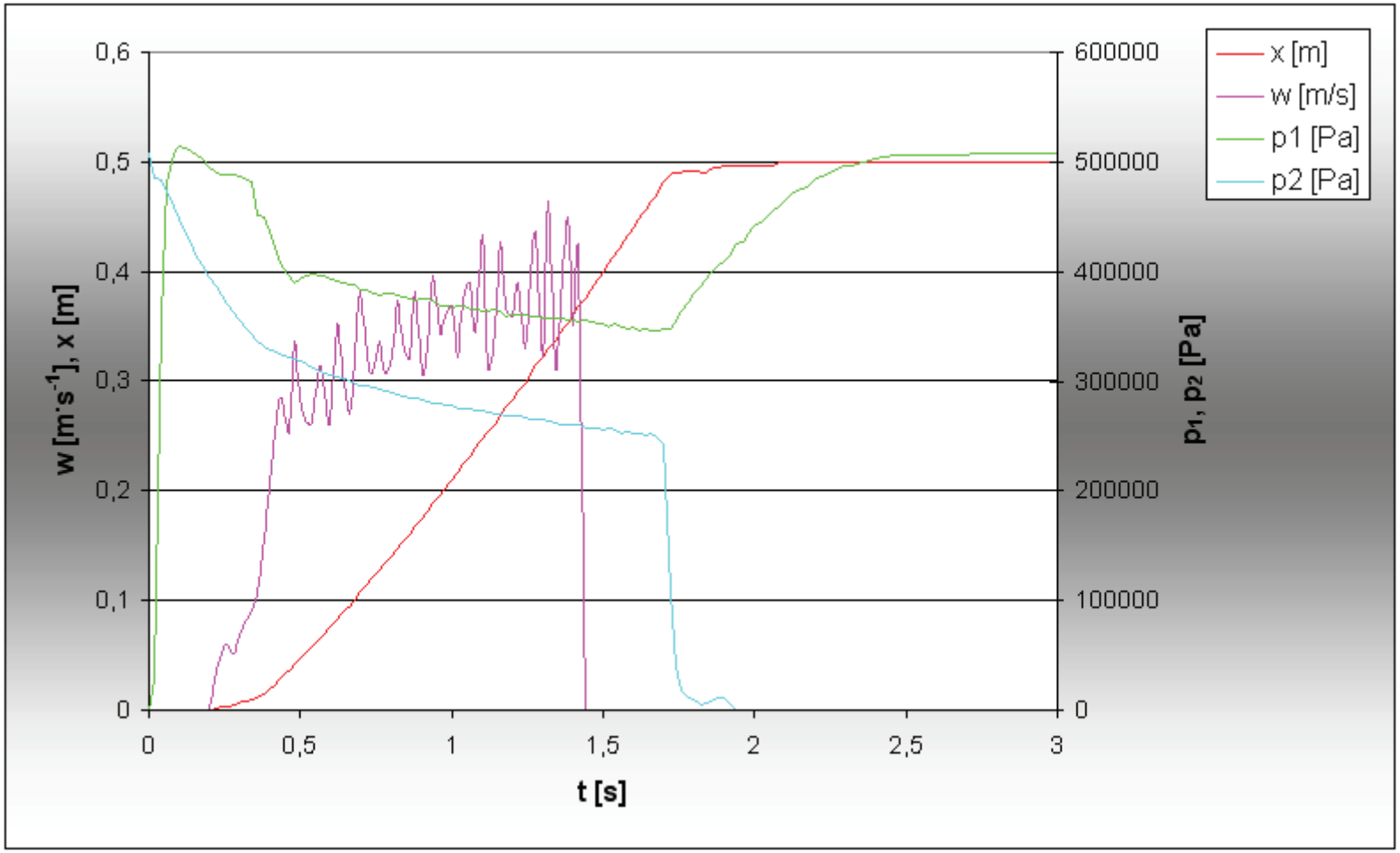
Příloha č.6 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení



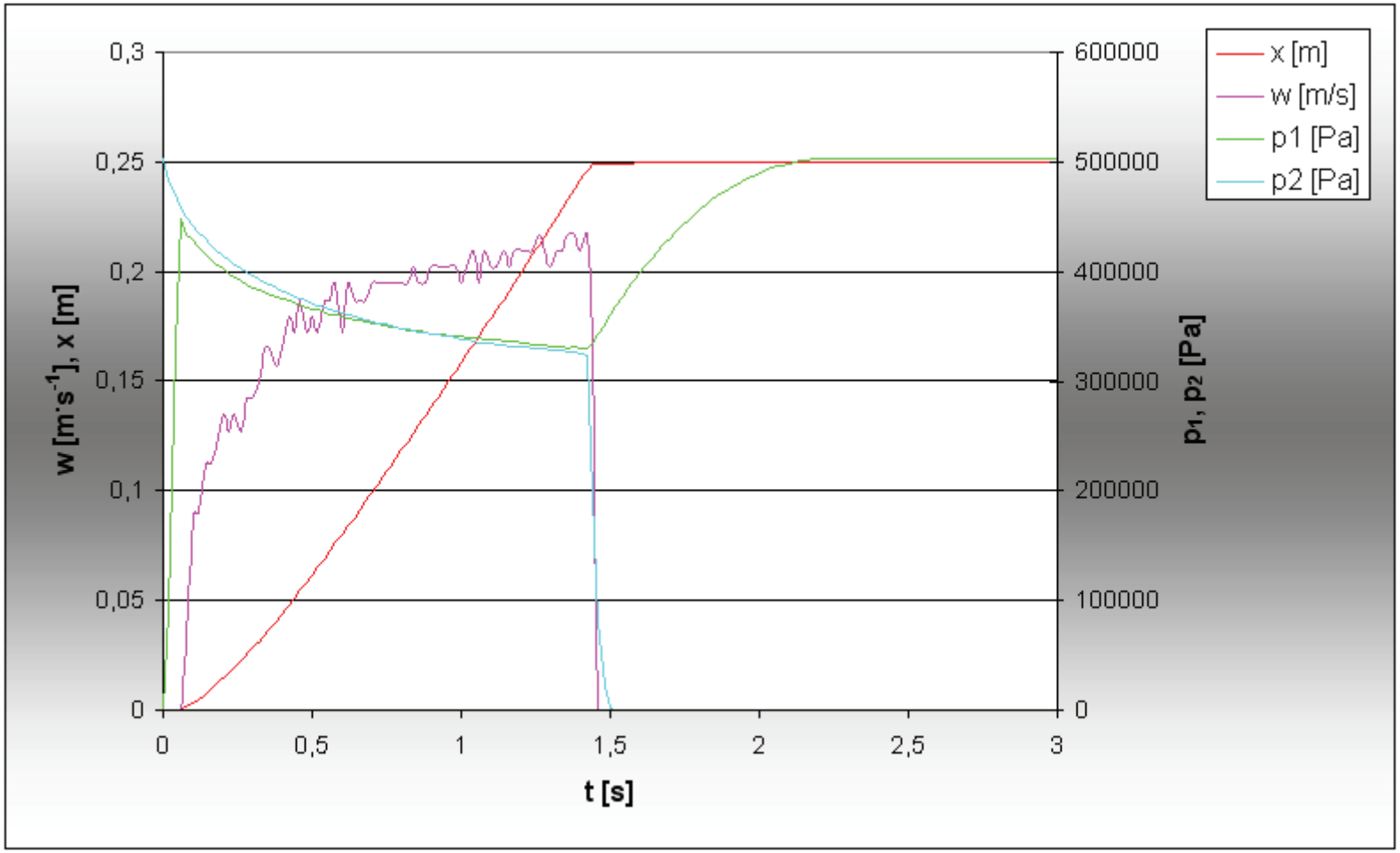
Příloha č.7 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SV-5-M5-B, bez zatížení



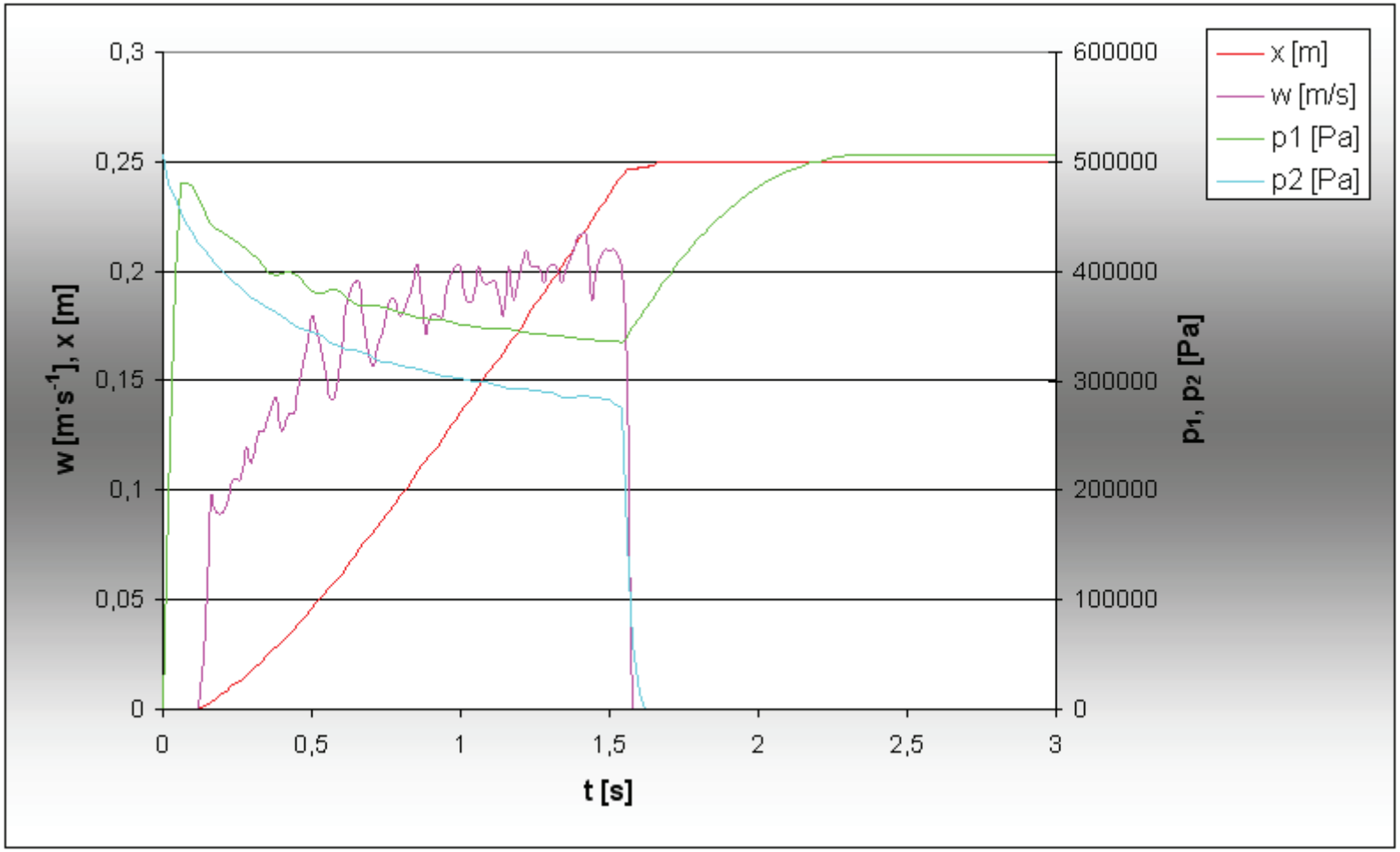
Příloha č.8 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C92, rozváděč SV-5-M5-B, 11,5 kg zatížení



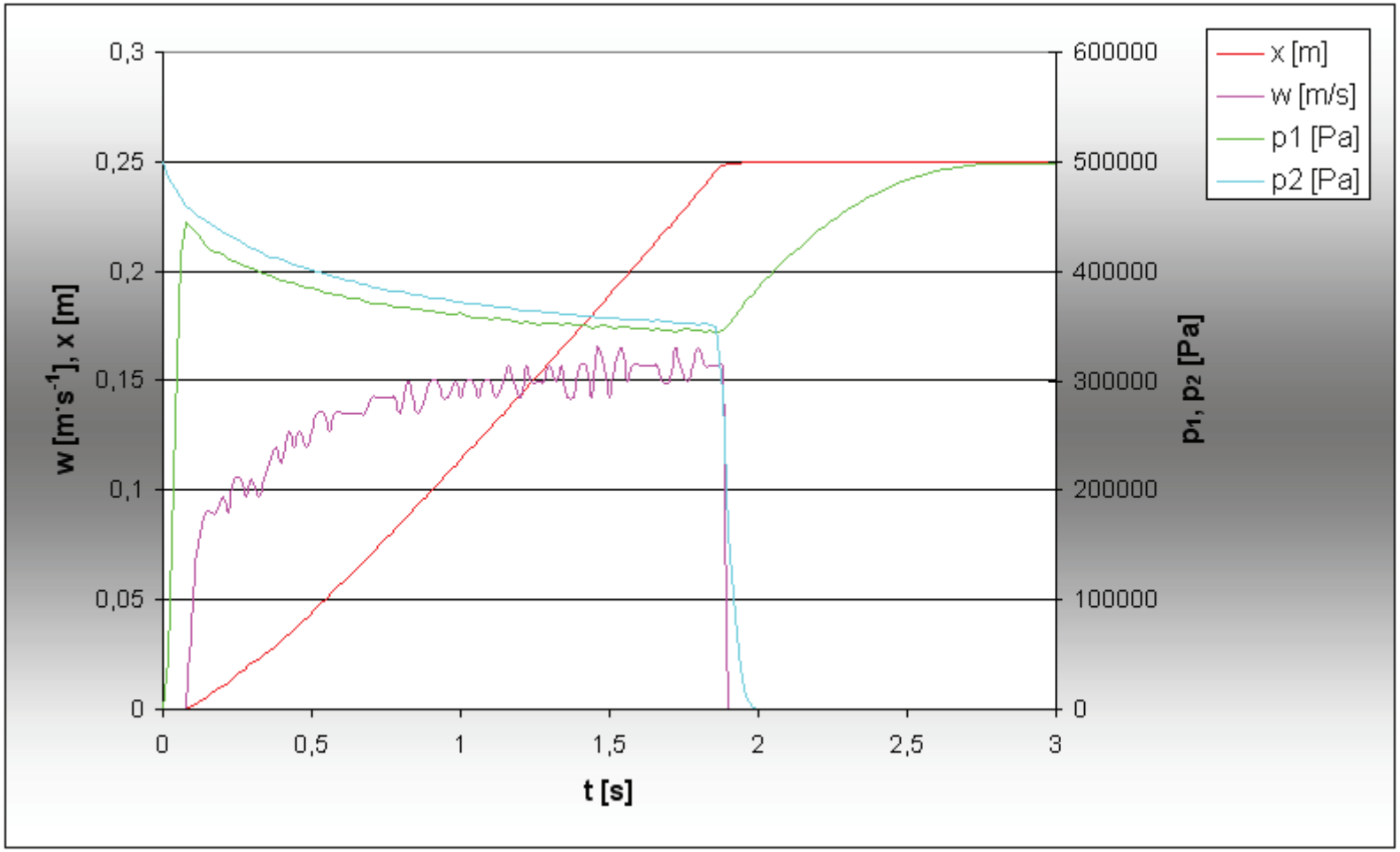
Příloha č.9 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení



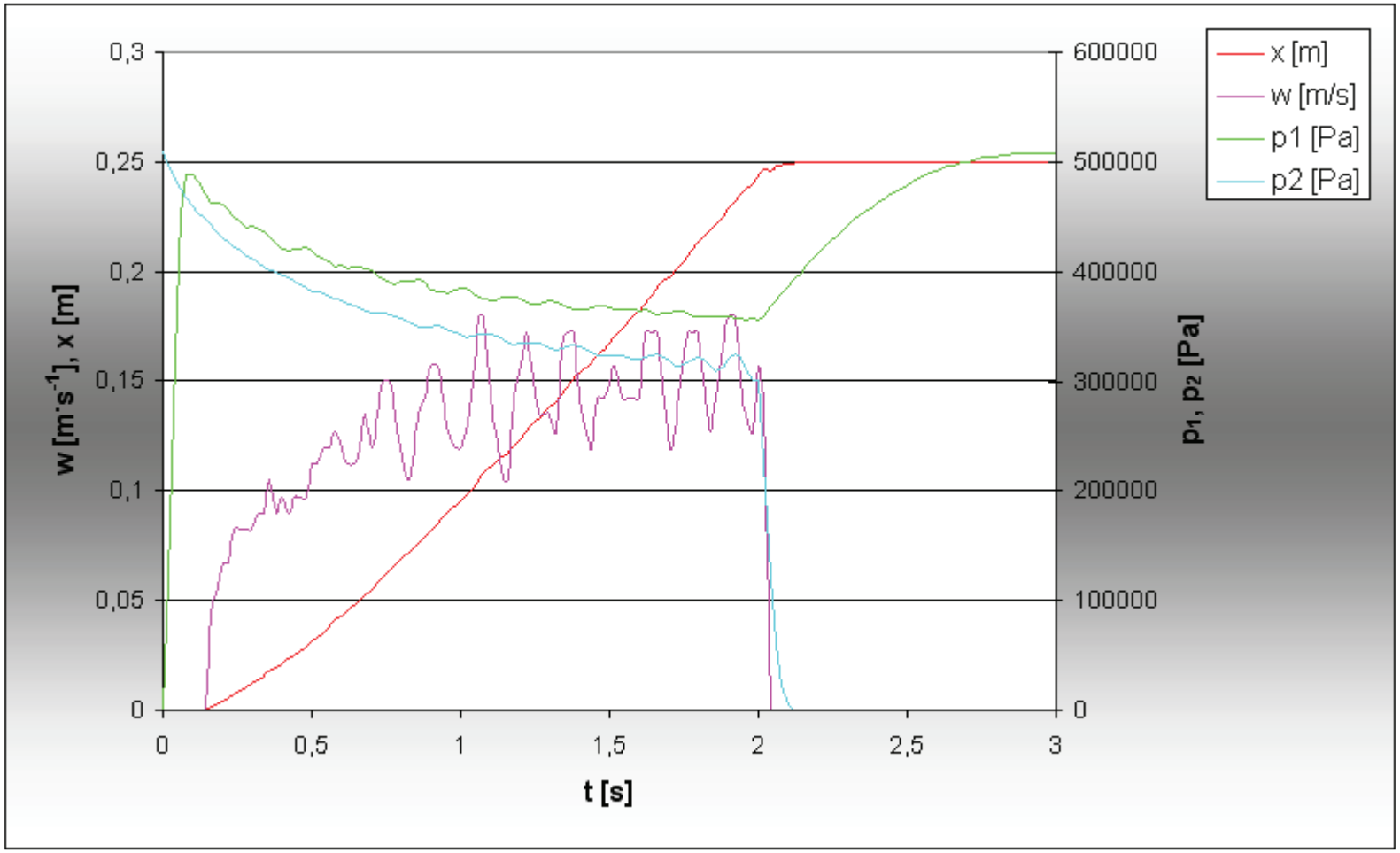
Příloha č.10 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení



Příloha č.11 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SV-5-M5-B, bez zatížení

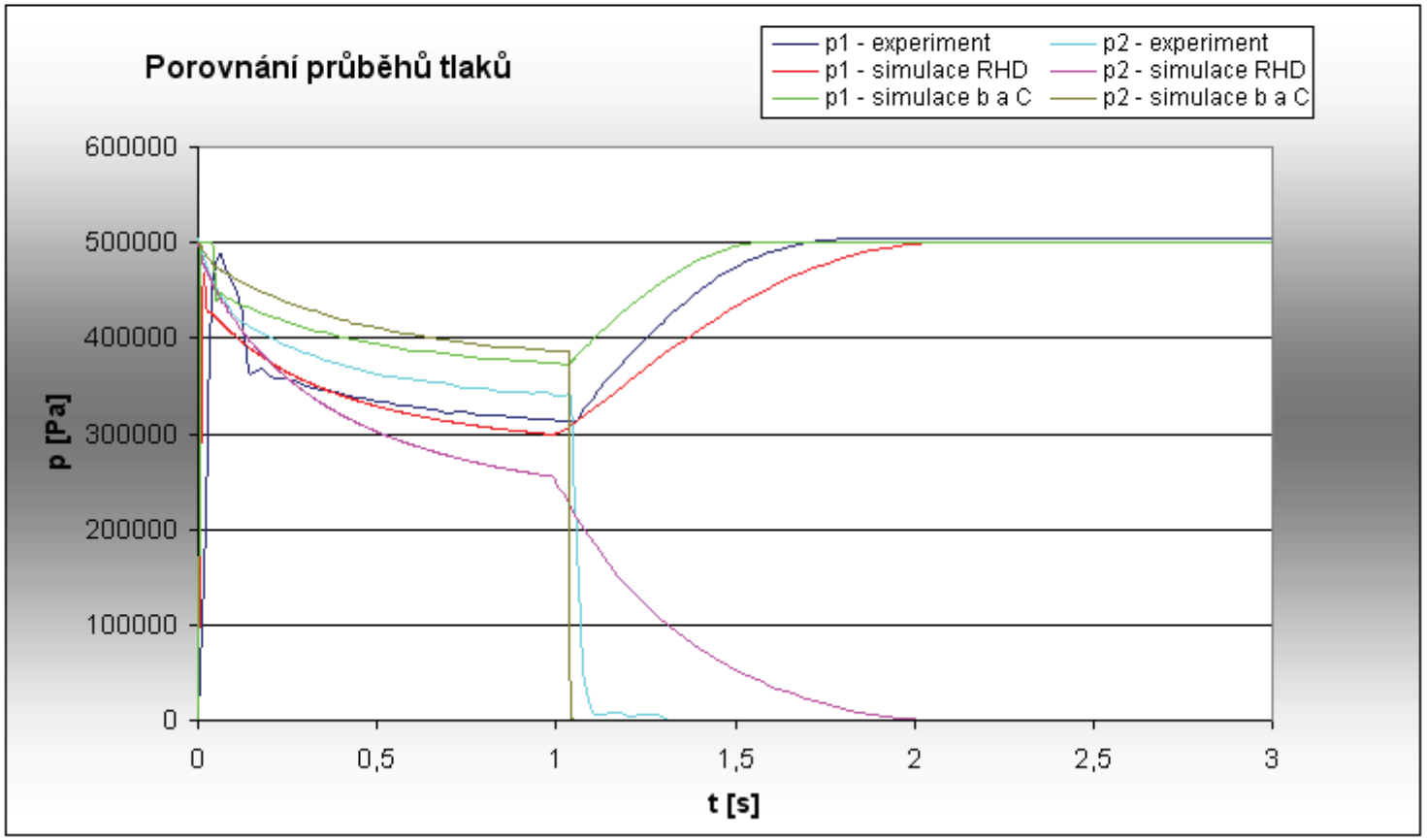


Příloha č.12 Grafické vyhodnocení měření pneumomotor SMC C95, rozváděč SV-5-M5-B, 11,5 kg zatížení



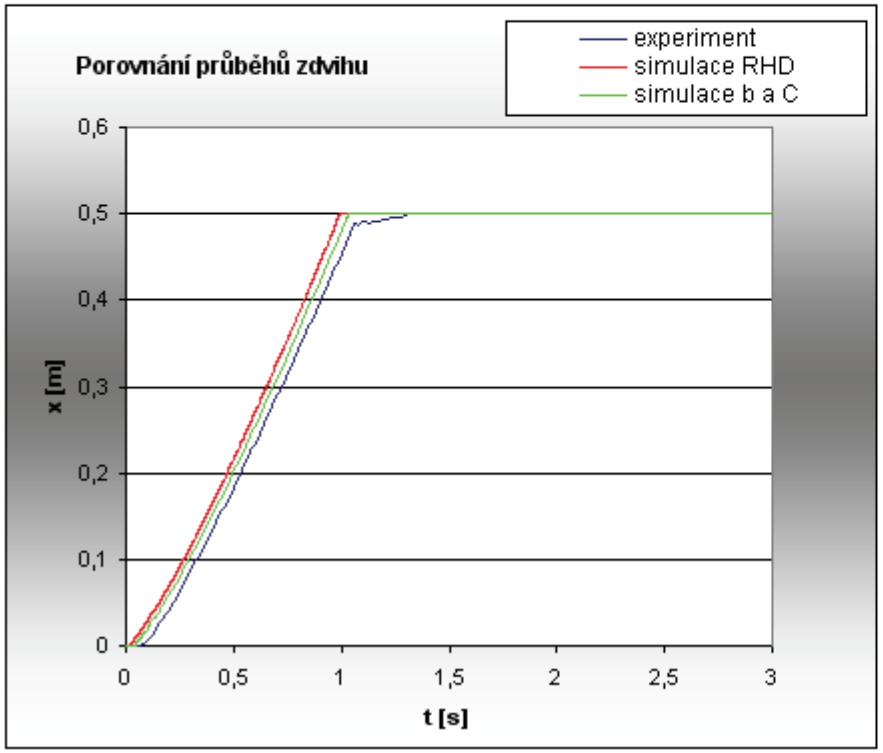
Příloha č.13 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

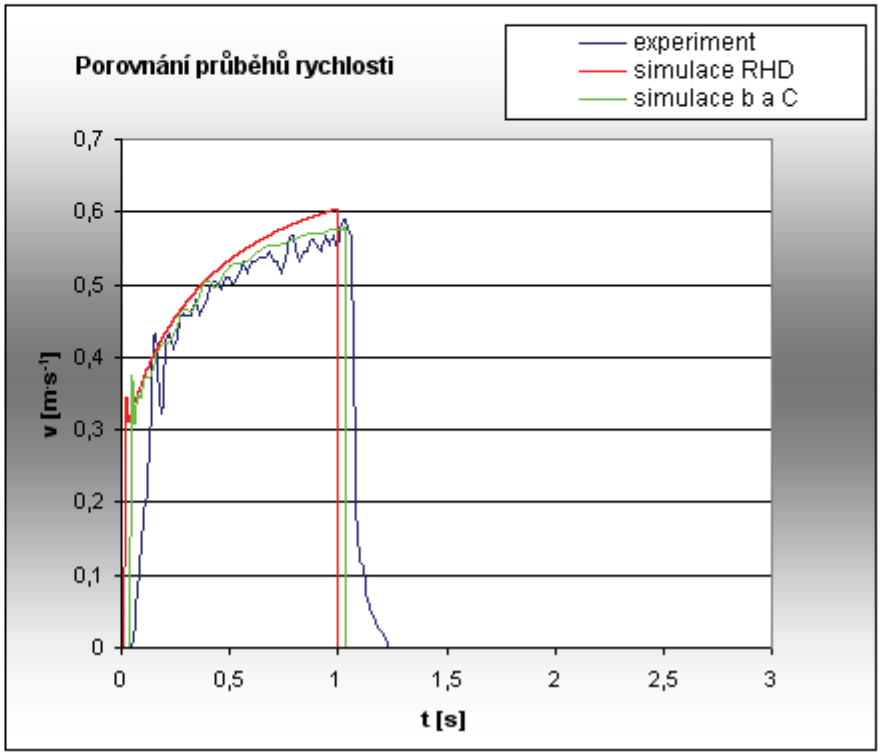
rozváděč SYA3220-M5	b	0,44	[-]	pneumomotor C92SDB 40-500	D	0,04	[m]
	C	0,61	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$		d	0,016	[m]
	Kv	0,1333	$[m^3 \cdot h^{-1}]$		x	0,5	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	0	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.14 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

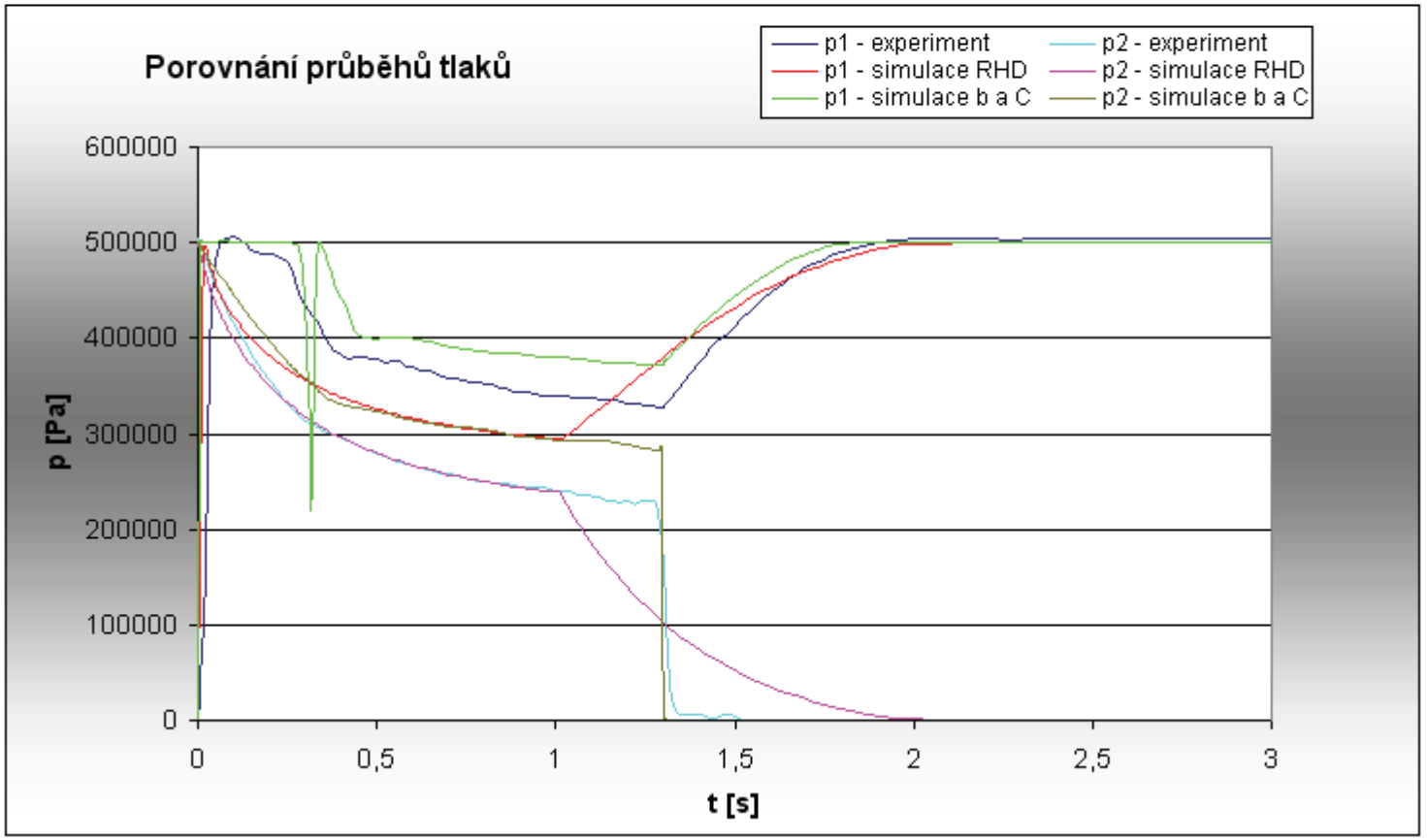
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	1,32	0,99	1,03
doba před rozjezdem	[s]	0,04	0,01	0,04
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,59	0,6	0,57





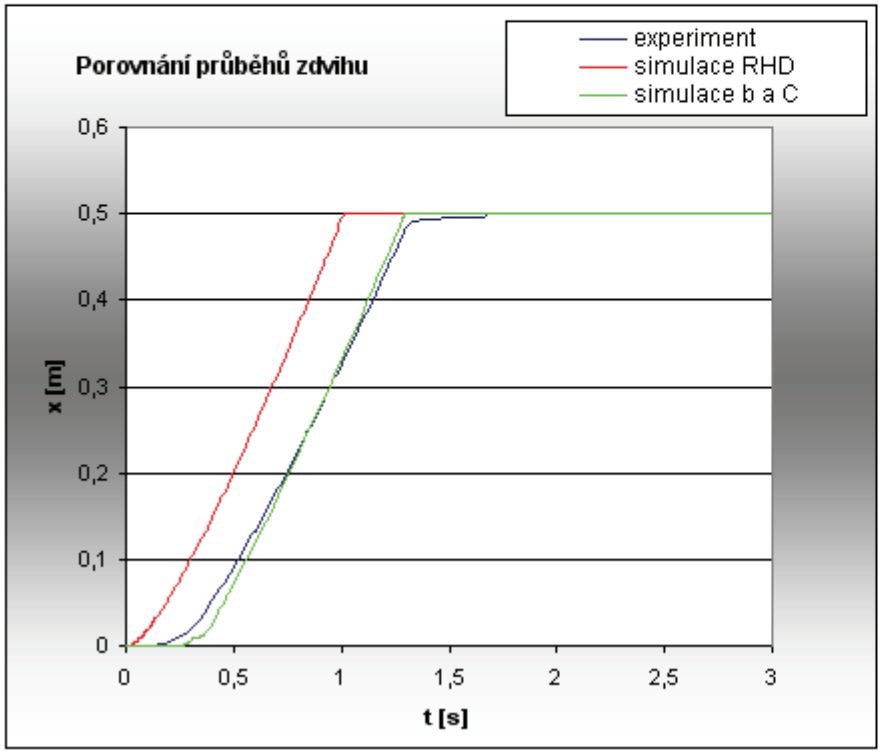
Příloha č.15 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

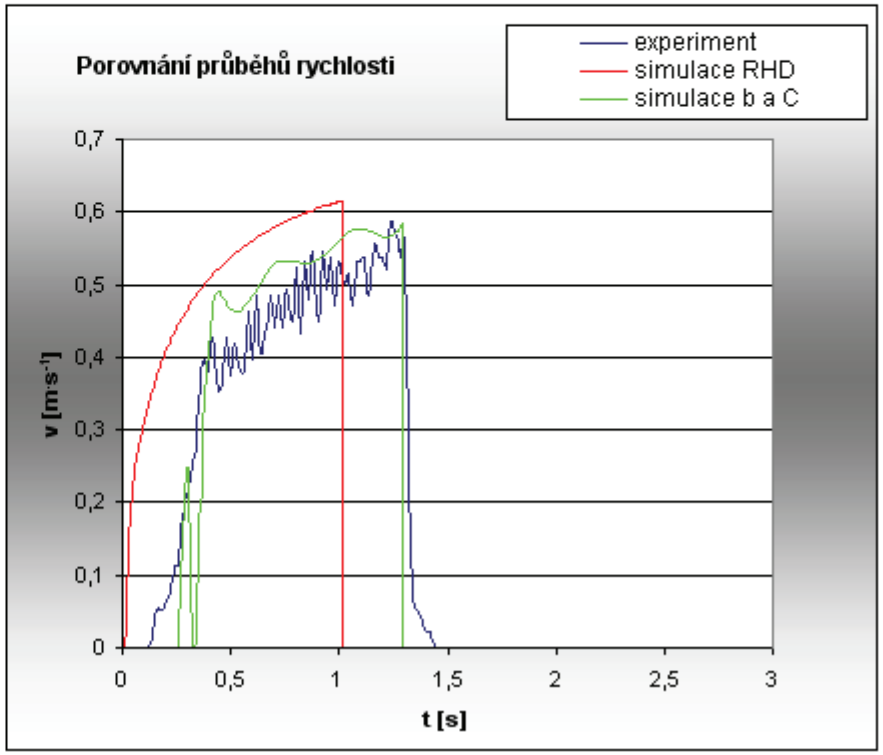
rozváděč SYA3220-M5	b	0,44	[-]	pneumomotor C92SDB 40-500	D	0,04	[m]
	C	0,61	[$dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}$]		d	0,016	[m]
	Kv	0,1333	[$m^3 \cdot h^{-1}$]		x	0,5	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	11,5	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.16 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

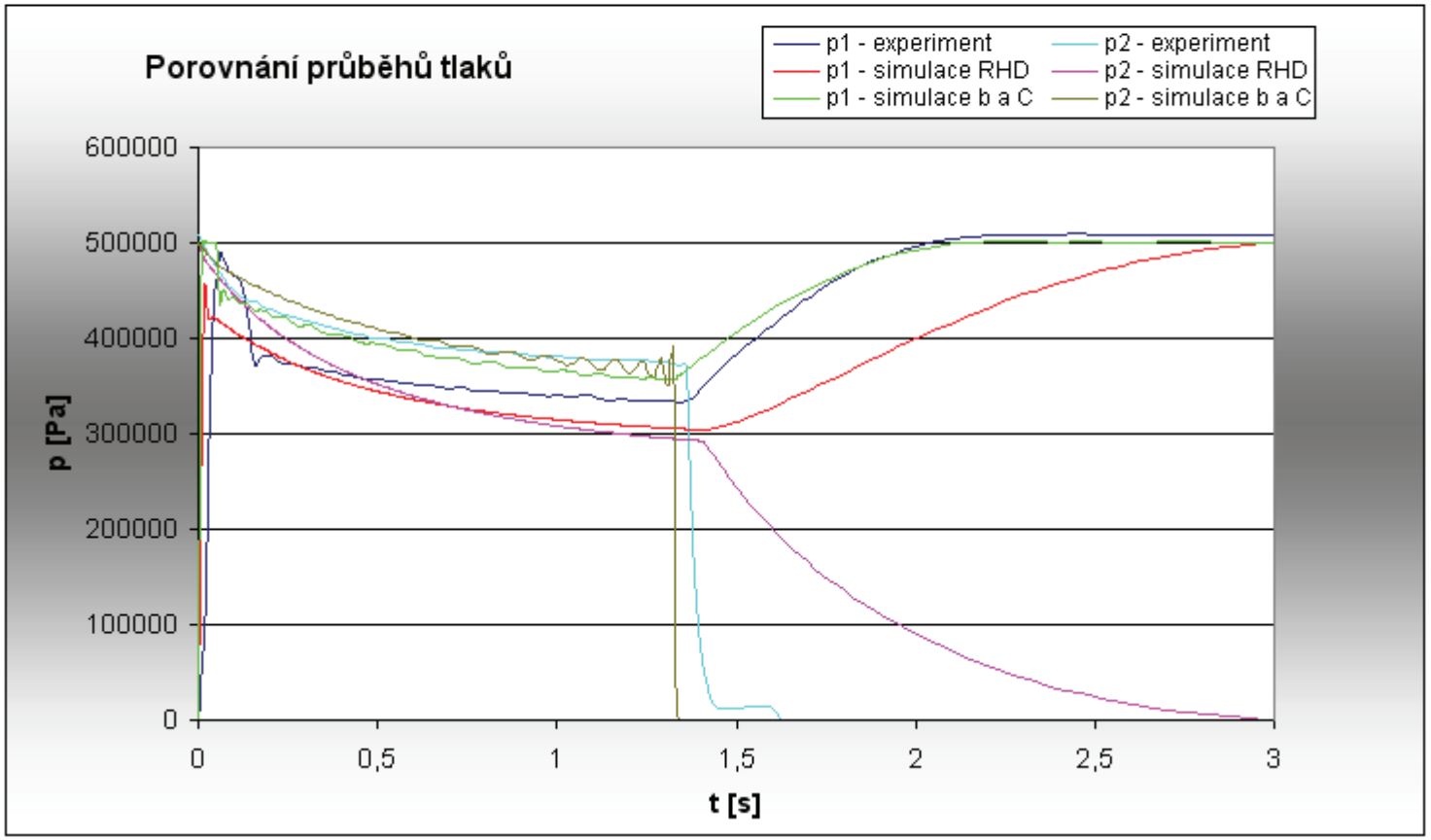
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	1,68	1,01	1,29
doba před rozjezdem	[s]	0,12	0,01	0,25
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,58	0,61	0,58





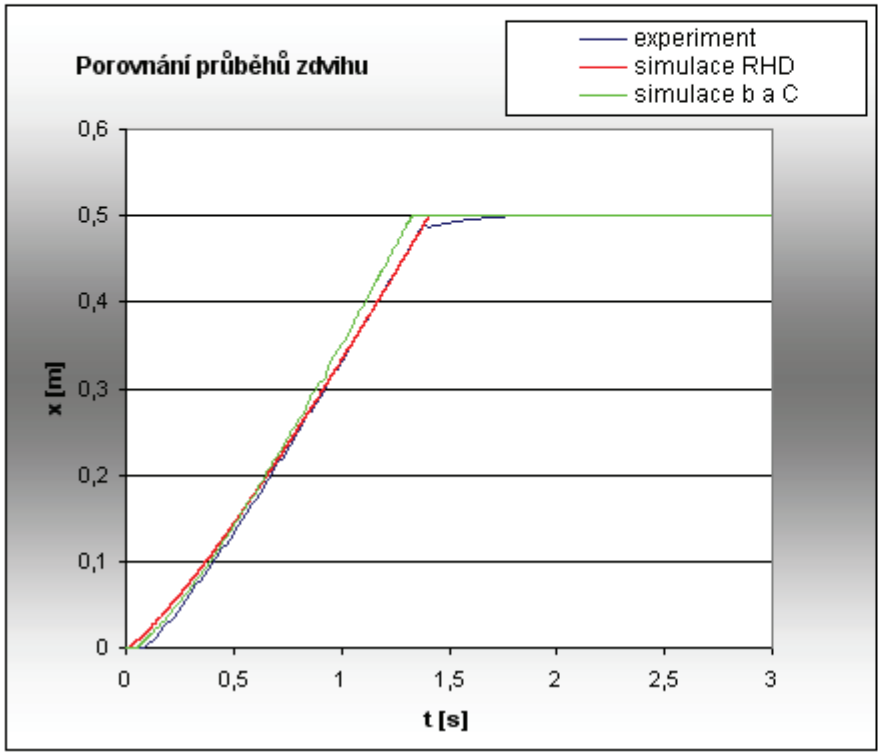
Příloha č.17 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

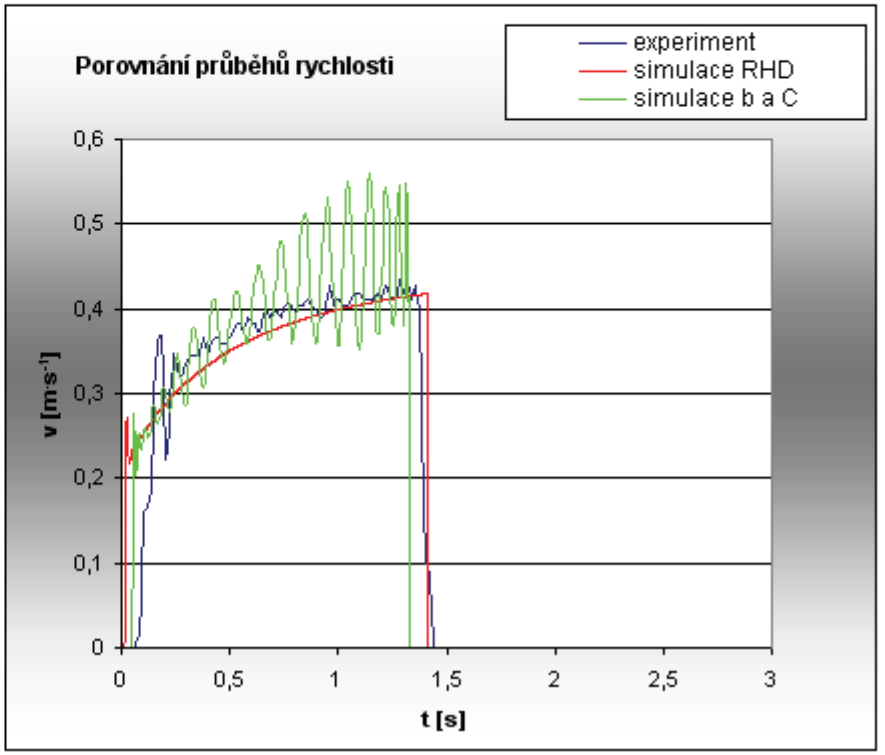
rozváděč SV-5-MB-B	b	0,26	[-]	pneumomotor C92SDB 40-500	D	0,04	[m]
	C	0,49	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$		d	0,016	[m]
	Kv	0,0855	$[m^3 \cdot h^{-1}]$		x	0,5	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	0	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.18 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

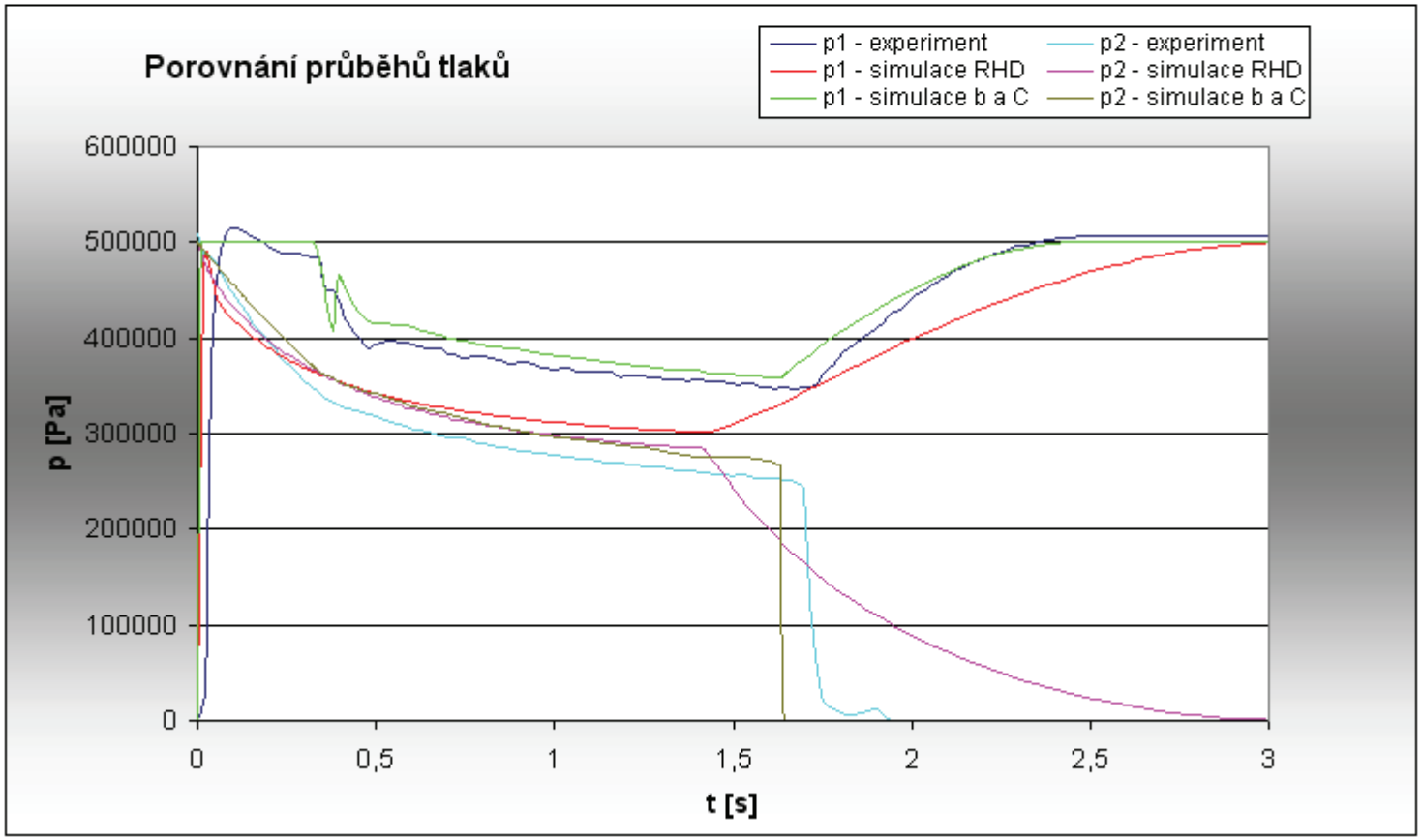
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	1,78	1,41	1,32
doba před rozjezdem	[s]	0,06	0,01	0,05
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,42	0,41	0,56





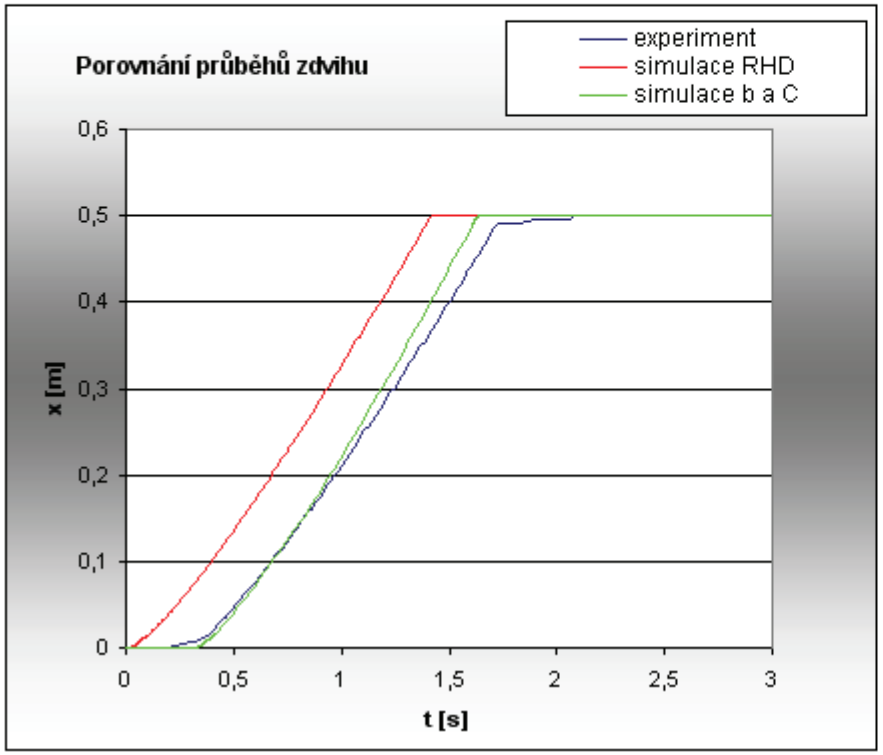
Příloha č.19 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

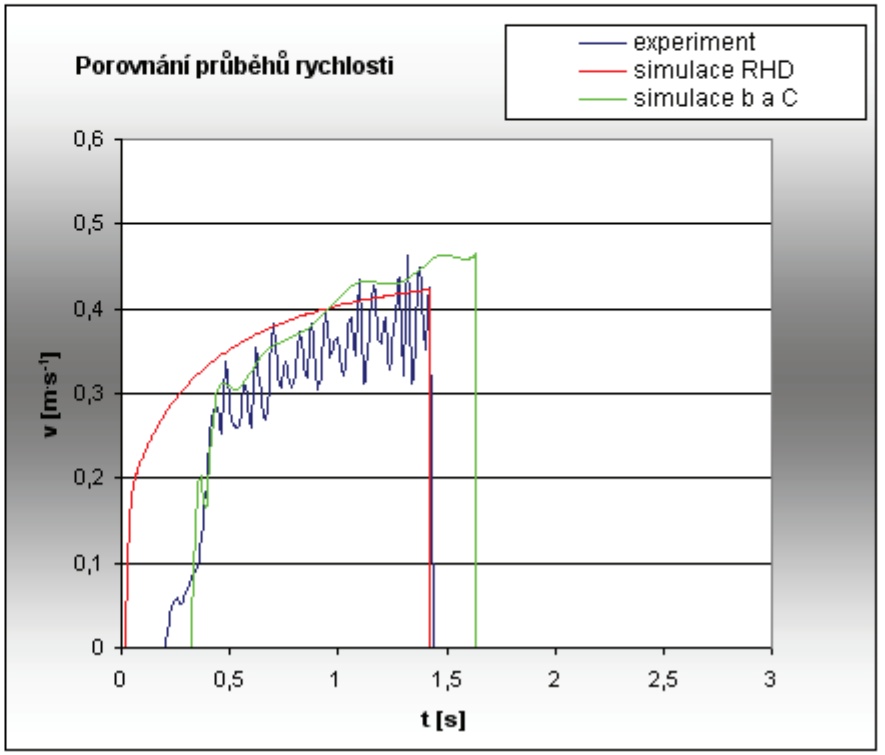
rozváděč SV-5-MB-B	b	0,26	[-]	pneumomotor C92SDB 40-500	D	0,04	[m]
	C	0,49	[$dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}$]		d	0,016	[m]
	Kv	0,0855	[$m^3 \cdot h^{-1}$]		x	0,5	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	11,5	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.20 Pneumomotor C92SDB 40-500, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

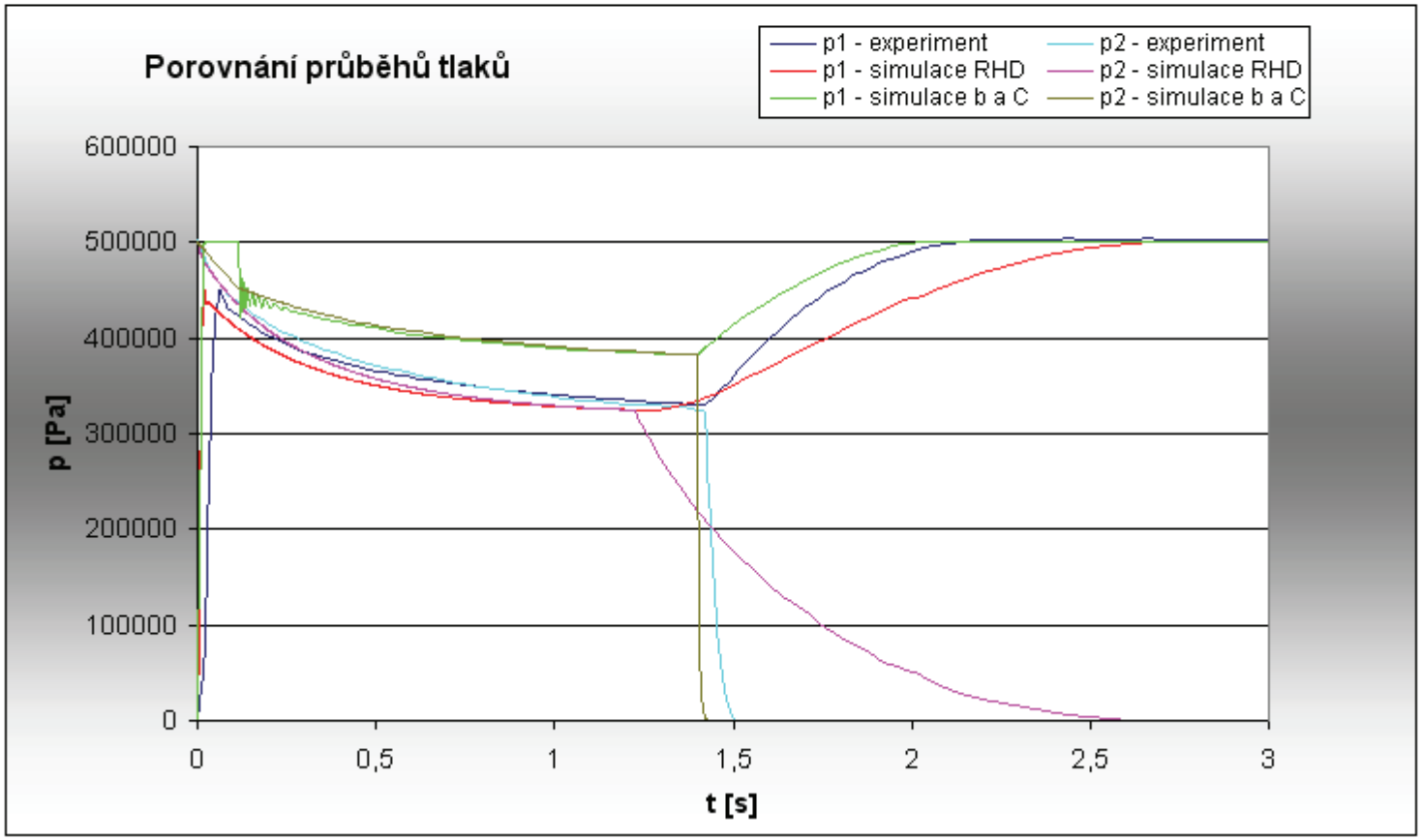
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	2,08	1,42	1,63
doba před rozjezdem	[s]	0,22	0,01	0,31
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,46	0,42	0,56





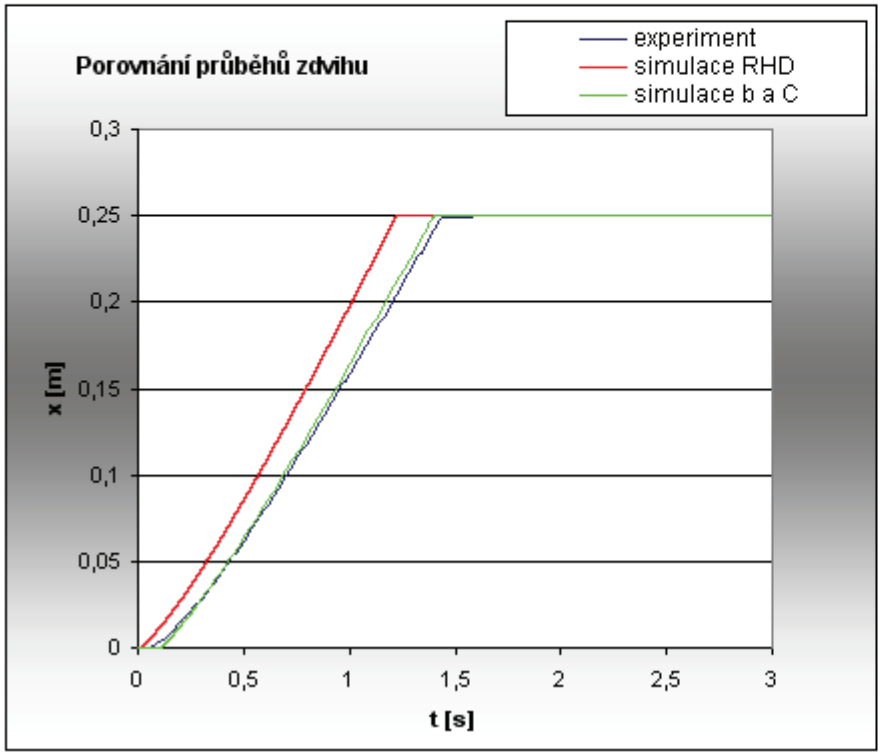
Příloha č.21 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

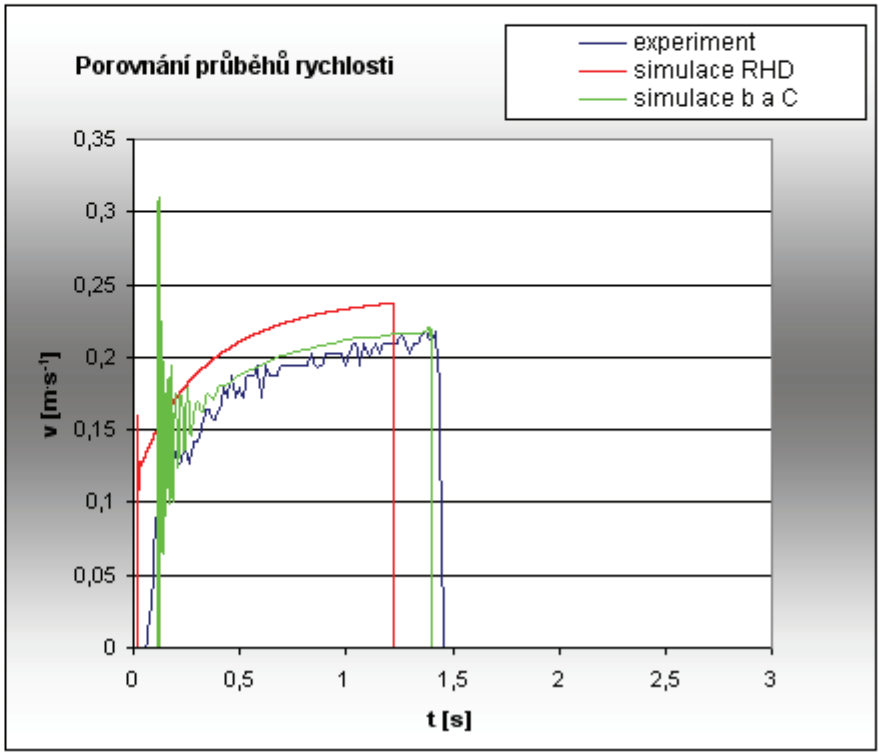
rozváděč SYA3220-M5	b	0,44	[-]	pneumomotor C95QDB 63-250CB	D	0,063	[m]
	C	0,61	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$		d	0,02	[m]
	Kv	0,1333	$[m^3 \cdot h^{-1}]$		x	0,25	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	0	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.22 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, bez zatížení

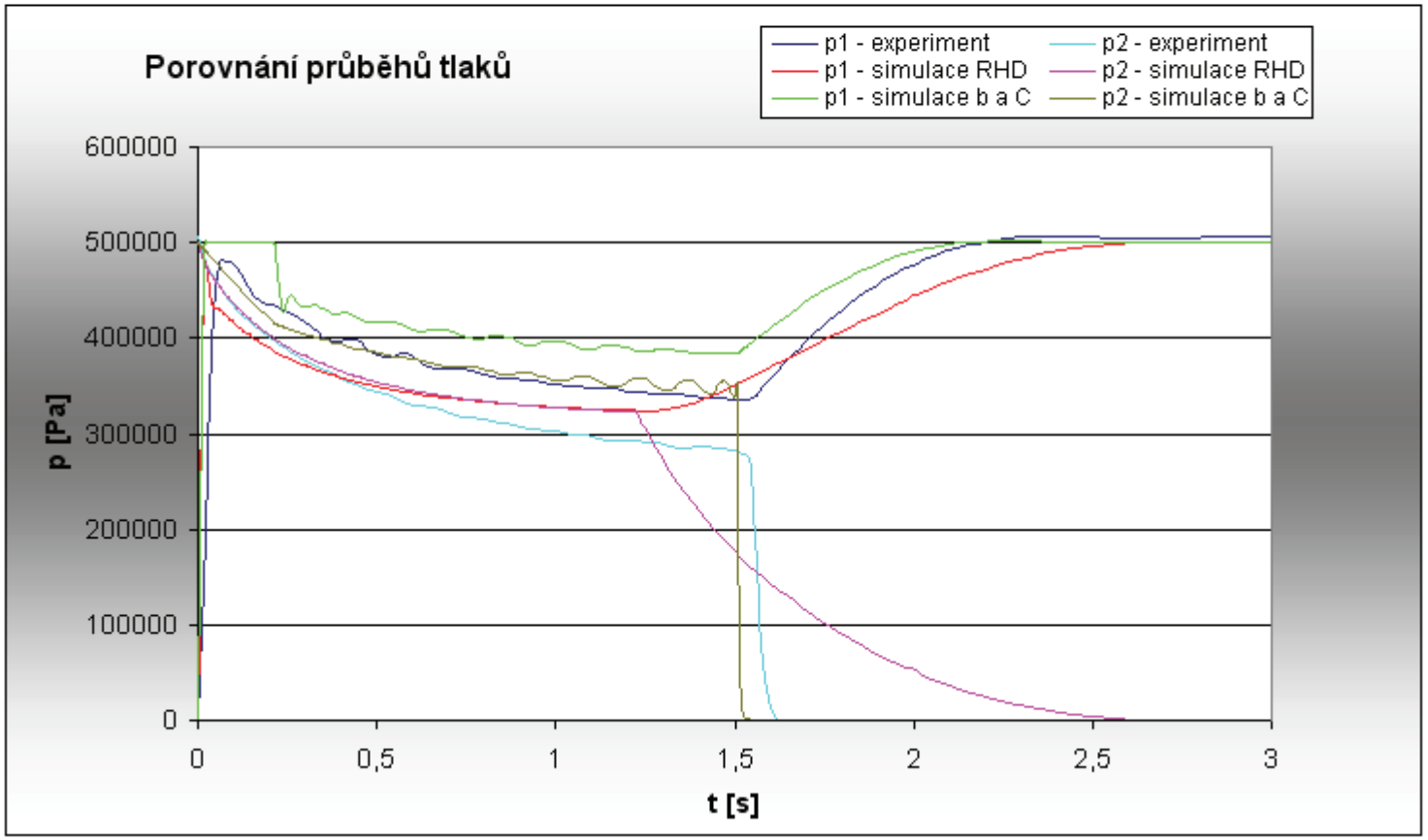
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	1,5	1,22	1,6
doba před rozjezdem	[s]	0,08	0,01	0,11
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,21	0,42	0,56





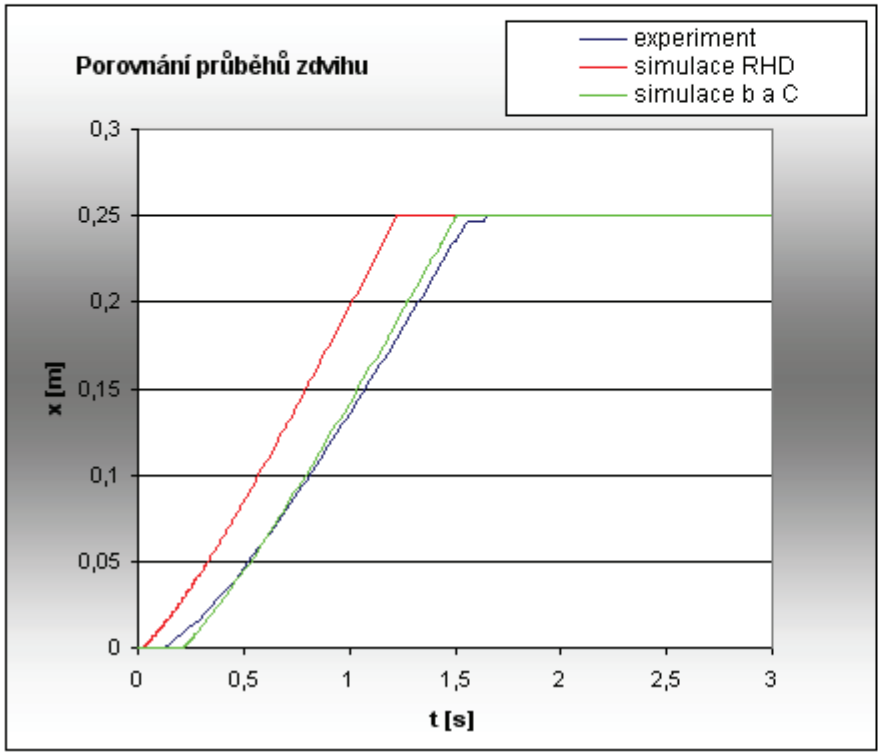
Příloha č.23 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

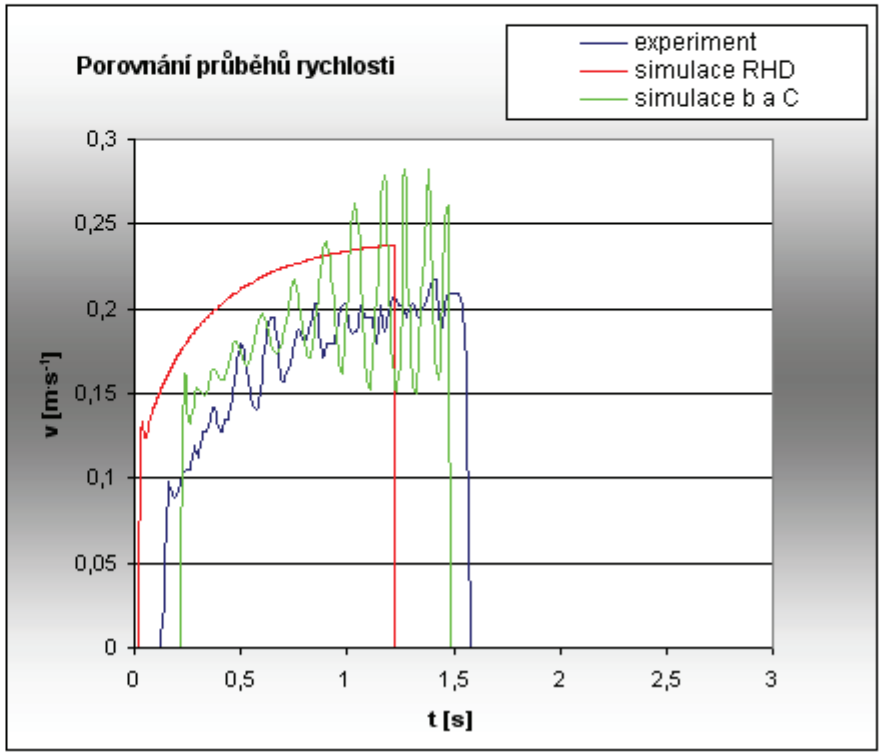
rozváděč SYA3220-M5	b	0,44	[-]	pneumomotor C95QDB 63-250CB	D	0,063	[m]
	C	0,61	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$		d	0,02	[m]
	Kv	0,1333	$[m^3 \cdot h^{-1}]$		x	0,25	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	11,5	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.24 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SYA3220-M5, 11,5 kg zatížení

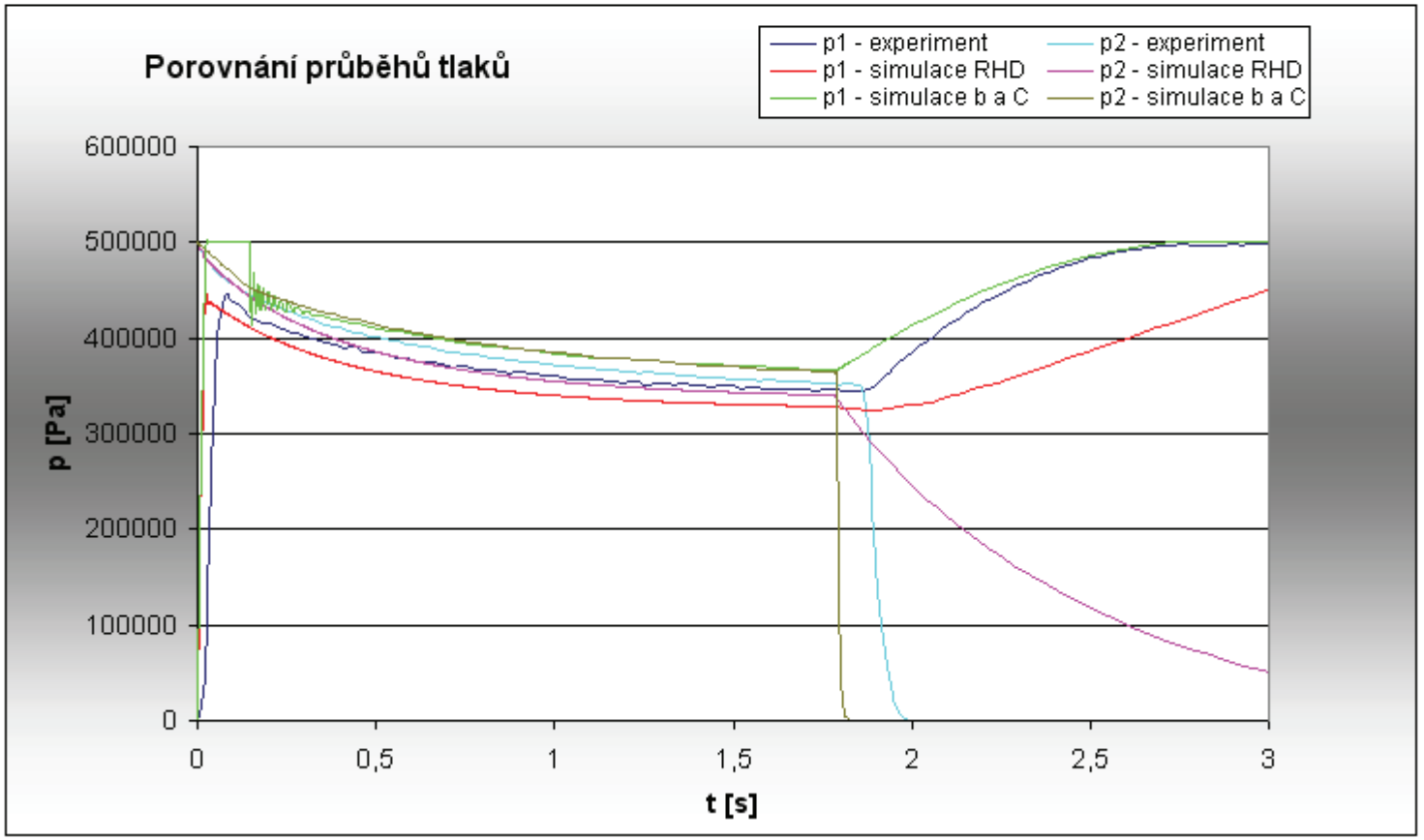
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	1,66	1,22	1,5
doba před rozjezdem	[s]	0,14	0,01	0,21
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,21	0,24	0,28





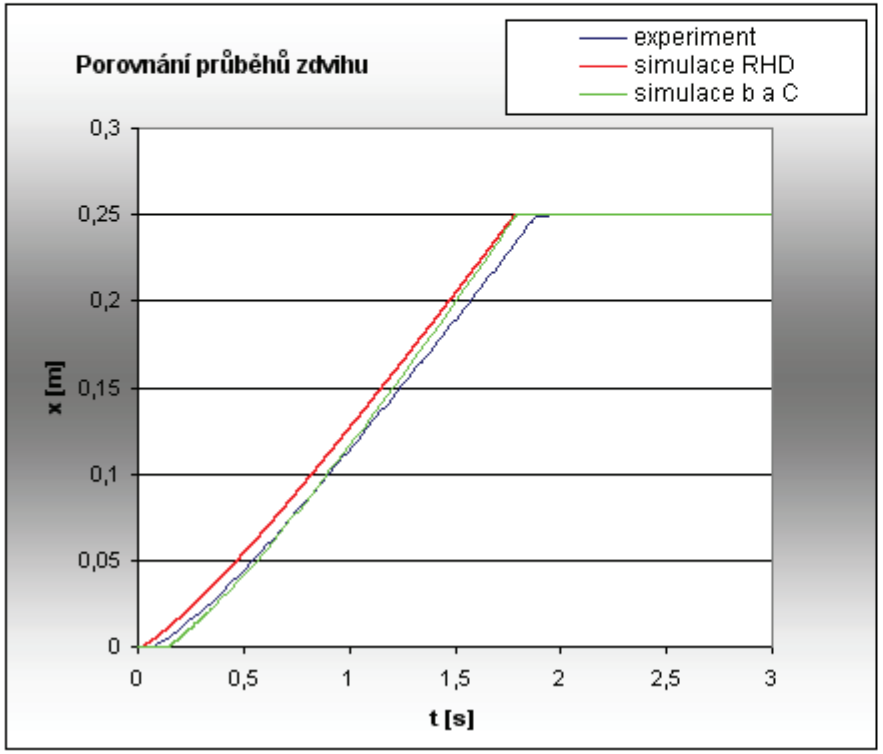
Příloha č.25 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

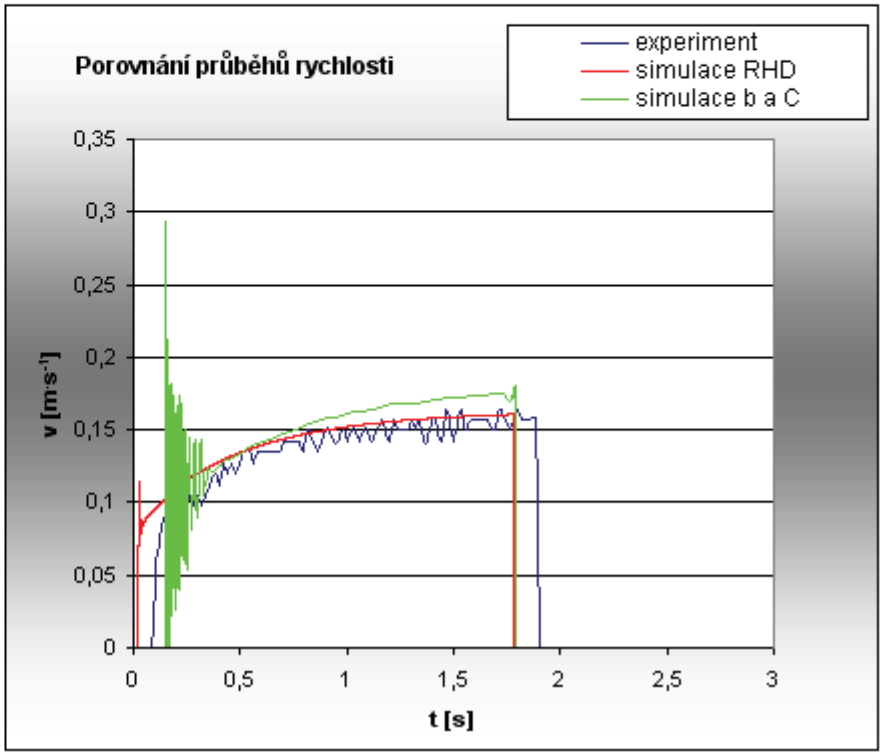
rozváděč SV-5-MB-B	b	0,26	[-]	pneumomotor C95QDB 63-250CB	D	0,063	[m]
	C	0,49	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$		d	0,02	[m]
	Kv	0,0855	$[m^3 \cdot h^{-1}]$		x	0,25	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	0	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.26 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, bez zatížení

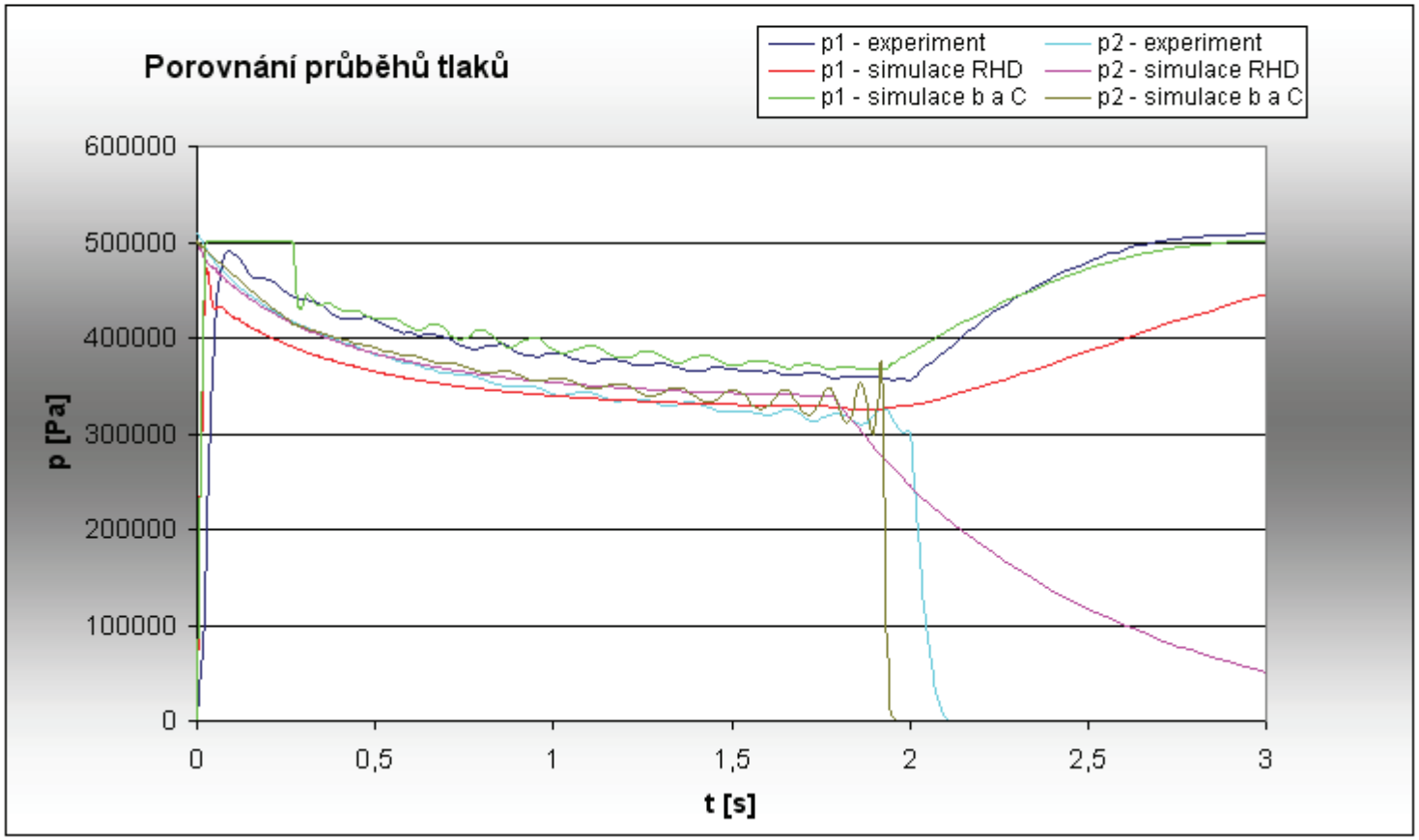
		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	1,96	1,78	1,79
doba před rozjezdem	[s]	0,1	0,02	0,14
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,16	0,16	0,29

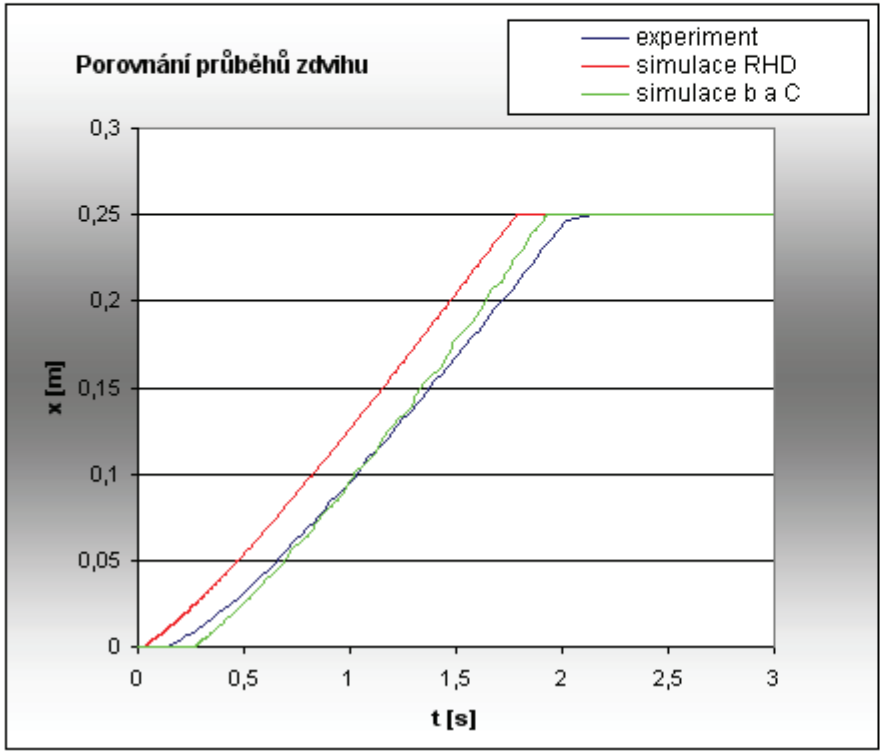
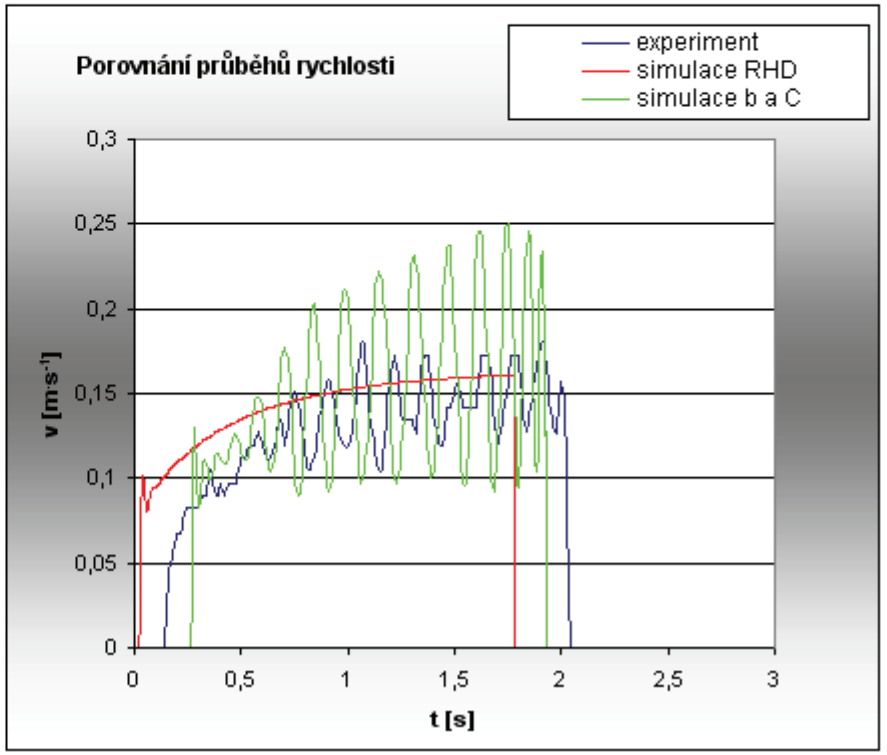




Příloha č.27 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

rozváděč SV-5-MB-B	b	0,26	[-]	pneumomotor C95QDB 63-250CB	D	0,063	[m]
	C	0,49	$[dm^3 \cdot s^{-1} \cdot bar^{-1}]$		d	0,02	[m]
	Kv	0,0855	$[m^3 \cdot h^{-1}]$		x	0,25	[m]
vedení polyuretanové hadice	L	0,5	[m]		m	11,5	[kg]
	dv	0,004	[m]		α	1,57	[rad]
pracovní tlak	p	$5 \cdot 10^5$	[Pa]		η	0,93	[-]



Příloha č.28 Pneumomotor C95QDB 63-250CB, rozváděč SV-5-MB-B, 11,5 kg zatížení

		experiment	simulace RHD	simulace b a C
doba zdvihu	[s]	2,14	1,78	1,92
doba před rozjezdem	[s]	0,16	0,02	0,26
maximální rychlost	[$m \cdot s^{-1}$]	0,18	0,16	0,25