



# MODEL PŘÍMO ŘÍZENÉHO REDUKČNÍHO VENTILU

## Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení  
*Autor práce:* **Bc. Jaroslav Palivoda**  
*Vedoucí práce:* doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Mechanical Engineering ■

## Diploma thesis

*Study programme:* N2301 – Mechanical Engineering  
*Study branch:* 2302T010 – Machine and Equipment Systems  
*Author:* **Bc. Jaroslav Palivoda**  
*Supervisor:* doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.



Prostor pro oficiální zadání

# MODEL PŘÍMO ŘÍZENÉHO REDUKČNÍHO VENTILU

## **Anotace**

Předmětem diplomové práce je tvorba modelu CFD pro simulaci průtokových vlastností a charakteristik redukčního ventilu SP2A-B3 a verifikace výsledků experimentem.

**Klíčová slova:** CFD modelování, redukční ventil, model k- $\epsilon$ , SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS, SST k- $\omega$  DES, RNG

# MODEL DIRECTLY CONTROLLED PRESSURE REDUCING VALVE

## **Annotation**

The subject of this thesis is to create a model for CFD simulation of flow characteristics and the pressure reducing valve SP2A-B3 and verification of the results of the experiment.

**Key words:** CFD modeling, reducing valve, model k- $\epsilon$ , SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS, SST k- $\omega$  DES, RNG

Desetinné třídění:	(př. 621.43.01 - Teorie spalovacích motorů)
Zpracovatel:	TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů
Dokončeno:	2015
Archivní označení zprávy:	(nevyplňovat)

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce za cenné rady, připomínky a za pomoc při otázkách k vypracování diplomové práce.

Zároveň bych chtěl poděkovat pracovníkům z firmy ARGO-HYTOS s.r.o. Vrchlabí za umožnění řady experimentů a měření, které byly nutné pro verifikaci výsledků.

Především děkuji Ing. Eduardovi Englberthovi, Ph.D. za cenné rady, připomínky a za pomoc při diplomové práci, vedoucímu konstrukce ventilů Ing. Tomášovi Vatrasi za vstřícnost a Ladislavu Jiroušovi ze zkušebny za rady a odborný dohled nad měřením.

Poděkování patří rodině a přítelkyni za podporu, kterou mi poskytly během studia.

## Seznam použitých symbolů a zkratek

$a_1$	okamžitá hodnota pro model SST k- $\omega$	[-]
$C$	tuhost pružiny	[N/mm]
$C_D$	konstanta pro model k- $\varepsilon$	[-]
$C_v$	empirická konstanta pro model k- $\varepsilon$	[-]
$C_\mu$	konstanta pro model k- $\varepsilon$ a RNG	[-]
$C_{1\omega}$	empirická konstanta pro model k- $\varepsilon$ a RNG	[-]
$C_{2\omega}$	empirická konstanta pro model k- $\varepsilon$ a RNG	[-]
$c_v$	měrná tepelná kapacita při konstantním objemu	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$c_p$	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku	[J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$D_h$	hydraulický průměr otvoru	[mm]
$D_{n,m}$	difúzní koeficient pro příměs n ve směsi	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$E$	energie	[J]
$F, f_i$	síla	[N]
$F_{Hd}$	hydrodynamická síla	[N]
$F_p$	tlaková síla	[N]
$G_k$	generace kinetické energie turbulence v důsledku gradientu střední rychlosti	[J]
$G_b$	generace kinetické energie turbulence v důsledku vztlaku	[J]
$h$	statická entalpie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$h_0$	celková entalpie	[J·kg <sup>-1</sup> ]
$k$	turbulentní kinetická energie	[m <sup>2</sup> s <sup>-2</sup> ]
$l, L$	délkové měřítko turbulence	[m]
$n_j$	j-tá složka normálového jednotkového vektoru	[-]
$O$	obvod plochy	[m]
$p$	tlak	[Pa]
$p_1$	vstupní tlak	[Pa]
$p_{red}$	redukovaný tlak	[Pa]
$Q$	objemový průtok	[l/min]
$Q_{vst}$	objemový průtok vstupní	[l/min]
$Q_{vys}$	objemový průtok výstupní	[l/min]
$R_\varepsilon$	reziduál	[-]
$R, Re$	Reynoldsovo číslo	[-]

$S$	plocha	$[m^2]$
$t$	čas	$[s]$
$T$	absolutní teplota	$[K]$
$u_i$	$i$ -tá složka rychlosti	$[m \cdot s^{-1}]$
$\bar{u}_i$	$i$ -tá složka střední rychlosti	$[m \cdot s^{-1}]$
$u'_i$	$i$ -tá složka flukтуаční rychlosti	$[m \cdot s^{-1}]$
$V$	objem	$[m^3]$
$x$	otevření ventilu (posuv)	$[mm]$
$x_i$	souřadnice v kartézském systému	$[-]$
$y^+$	bezrozměrná veličina při odvozování stěnové funkce	$[-]$
$Y_M$	představuje příspěvek od flukтуаčních dilatací	$[-]$
$\alpha$	relaxační factor	$[-]$
$\alpha_k, \alpha_\varepsilon$	inverzní turbulentní Prandtlova čísla	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$\beta$	součinitel teplotní roztažnosti	$[K^{-1}]$
$\varepsilon$	rychlost disipace	$[m^2 \cdot s^{-3}]$
$\kappa$	von Kármánova konstanta	$[-]$
$\lambda$	součinitel teplotní vodivosti	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
$\eta$	dynamická viskozita	$[Pa \cdot s]$
$\mu_{eff}$	efektivní viskozita	$[Pa \cdot s]$
$\mu_t$	turbulentní viskozita	$[Pa \cdot s]$
$\nu$	kinematická viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$\nu_t$	turbulentní viskozita	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
$\rho$	hustota	$[kg \cdot m^{-3}]$
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	empirická konstanta	$[-]$
$\tau_{ij}$	tenzor vazkých napětí	$[Pa]$
$\tau_t$	turbulentní napětí	$[Pa]$
$\omega$	specifická disipace energie	$[s^{-1}]$
Indexy:		
$i$	index složky rychlosti, index iterace	$[-]$
$j, k, l$	sumanční Einsteinův index	$[-]$



# Obsah

1	Úvod.....	12
1.1	Cíle práce .....	12
2	Redukční ventil .....	13
2.1	Funkce a konstrukce.....	13
2.1.1	Princip jednostupňového (přímo řízeného) redukčního ventilu.....	13
2.1.2	Princip dvoustupňového (nepřímo řízeného) redukčního ventilu.....	14
2.2	Popis ventilu.....	15
3	Modely .....	16
3.1	Matematický popis modelů turbulence .....	17
3.1.1	Zákon zachování hmotnosti, hybnosti a energie.....	17
3.1.2	Rovnice kontinuity, Navier-Stokesova rovnice .....	20
3.1.3	Reynoldsova rovnice.....	20
3.1.4	Boussinesqova hypotéza .....	21
3.1.5	Matematický model k- $\epsilon$ .....	21
3.1.6	Matematický model SST k- $\omega$ .....	22
3.1.7	Matematický model SST k- $\omega$ SAS .....	24
3.1.8	Matematický model SST k- $\omega$ DES .....	24
3.1.9	Matematický model RNG .....	25
3.2	Autodesk Simulation CFD .....	26
3.3	Pohybová rovnice.....	27
3.3.1	Tlaková síla.....	28
3.3.2	Síla od pružiny .....	28
3.3.3	Hydrodynamická síla .....	28
3.4	Průtokový součinitel .....	29
3.5	Výpočet dynamické viskozity.....	30
4	Modelování .....	31

4.1	Zjednodušený model ve 3D .....	31
4.2	Síť modelu.....	34
4.3	Konfigurace modelu.....	36
4.4	Materiály .....	36
4.5	Okrajové podmínky.....	37
4.6	Vyhodnocení výsledků.....	39
5	Experimentální ověření.....	46
5.1	Měření dílců .....	46
5.2	Experiment.....	49
5.3	Kalibrace snímačů tlaku.....	52
5.4	Měření veličin statické charakteristiky .....	53
5.5	Měření ventilu .....	54
6	Závěr a zhodnocení výsledků .....	57
7	Seznam použité literatury .....	60
8	Seznam příloh .....	62

# 1 Úvod

Tato práce je zaměřena na porovnání pěti matematických modelů AUTODESK Simulation CFD s reálným ventilem ozkoušeným ve zkušebně firmy ARGO-HYTOS s.r.o. Vrchlabí. Je zkoumána přesnost výpočtu pěti různých matematických modelů v porovnání s reálnými výsledky ventilu.

V první části práce je popsána konstrukce a funkce redukčních ventilů. Princip přímo řízeného a nepřímo řízeného redukčního ventilu. Konstrukce přímo řízeného redukčního ventilu SP2A-B3, který vyrábí firma ARGO-HYTOS s.r.o. Vrchlabí.

V další části práce je obsažen obecný popis CFD modelování a matematické modely, které jsou užity v softwaru AUTODESK Simulation CFD. Popis vytvoření 3D modelů v systému CREO 2 a jejich příprava pro CFD modelování.

Práce se dále zabývá popisem softwaru a nastavení pro různé aplikace matematických modelů v CFD softwaru. Vypočtené výsledky jsou sestavené do tabulek a grafů.

Vytvoření tabulek a grafů ze základních parametrů ventilu, jimiž jsou: hydrodynamická síla a součinitel průtoku.

Součástí práce je experimentální měření ventilu ve zkušebně a následné vyhodnocení výsledků, které se při měření ve zkušebně získaly.

V závěru práce jsou porovnány výsledky matematických modelů s reálnými vzorky měřenými ve zkušebně.

## 1.1 Cíle práce

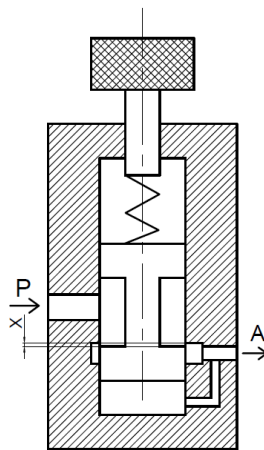
Cílem práce je navrhnout vhodný CFD model, jeho popis a základní vlastnosti. Dále pomocí modelu určit a vyhodnotit charakteristiky průtoku kapaliny ventilem, a to i pro variabilní uspořádání ventilu. Výsledky je třeba vyhodnotit s přihlédnutím k výsledkům získaným experimentem měřením na reálném ventilem ve zkušebně.

## 2 Redukční ventil

### 2.1 Funkce a konstrukce

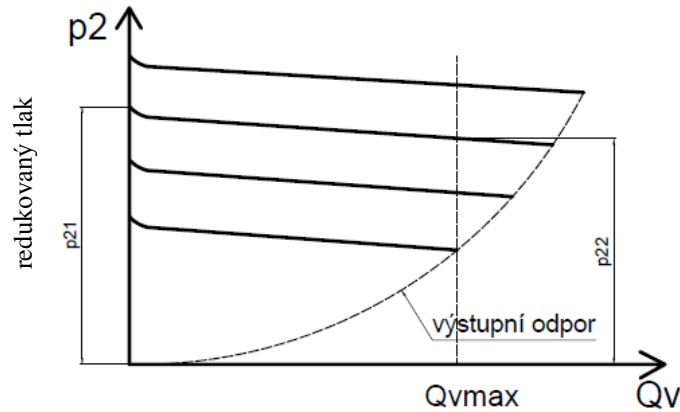
Redukční ventily slouží k redukci vstupního tlaku v primárním obvodu na požadovaný redukovaný tlak, který v sekundárním obvodu ovlivňuje některé prvky, řízení sil či krouticí moment na spotřebiči. Redukční ventily se připojují do systému vždy do série. Redukční ventily se dělí na jednostupňové neboli přímo řízené a na dvoustupňové nepřímě řízené. Dále se dělí na dvoucestné a třícestné. Třícestné redukční ventily mají oproti dvoucestným ventilům vestavenou funkci zajištění redukovaného tlaku. Při nárůstu tlaku na sekundární straně ventilu vlivem nárůstu zatížení na spotřebiči, jsou ventily schopny díky přepouštěcí funkci udržet tlak na nastavené hodnotě. [4]

#### 2.1.1 Princip jednostupňového (přímo řízeného) redukčního ventilu



Obr. 1 - Princip jednostupňového (přímo řízeného) redukčního ventilu pro řízení výstupního (redukovaného) tlaku

Řízený výstupní (redukovaný) tlak [A] působí na čelo šoupátka, na kterém vyvolává tlakovou sílu, která je v rovnováze se silou pružiny. Síla pružiny je dána předpětím, kdy složka vyvolá okamžitou polohou šoupátka. Pružinou se nastavuje velikost redukovaného tlaku. V ustáleném stavu vytváří hrana nákrůžku šoupátka vůči vybrání v tělese odpor, kterým je řízen redukovaný tlak. Pokud poklesne průtok, stoupne redukovaný tlak a šoupátko se posune proti síle pružiny, až opět nastane rovnovážný stav, popřípadě se průtok z P do A zcela uzavře. [4]

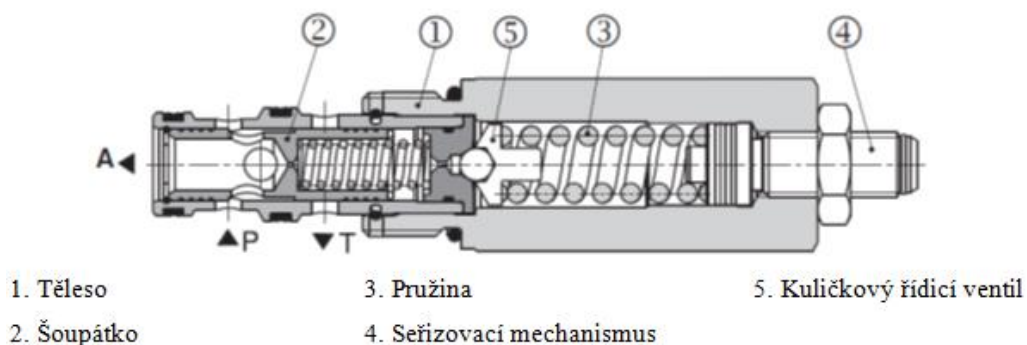


Obr. 2 - Schéma průběhu redukovaného tlaku na průtoku

Ze statické charakteristiky uvedené na obrázku 2 je vidět, že redukovaný tlak s rostoucím průtokem mírně klesá. Pokles tlaku je způsoben tlakovým úbytkem na odporu ventilu a je prakticky nulový, pokud jsou redukované tlaky a průtoky malé. Lze však předpokládat, že charakteristiky budou vykazovat větší, nebo menší hysterezi. Z dynamického pohledu chování redukčních ventilů je kladen požadavek na malý překmit a rychlou odezvu řízeného tlaku se změnou průtoku. Na dynamické chování ventilů mají vliv obvody, ve kterých jsou zastavěny. [4]

### 2.1.2 Princip dvoustupňového (nepřímo řízeného) redukčního ventilu

Pro větší tlaky a průtoky se používají redukční ventily dvoustupňové. Redukční ventil se skládá z řídicího a výkonového stupně. [4, 15]

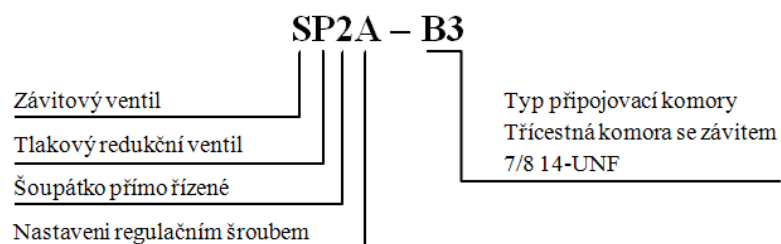


Obr. 3 - Redukční ventil SP4A-B3, ARGO-HYTOS s.r.o. [15]

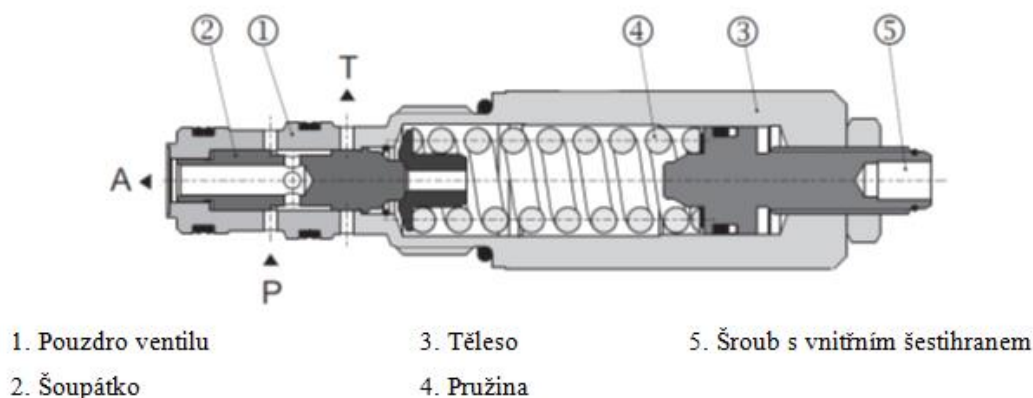
Na obrázku 3 je vestavěný nepřímo řízený redukční ventil v třicetném provedení. Kapalína z primárního okruhu proudí k první řídicí hraně, kde dochází k regulaci tlaku.

Velikost redukováného tlaku odpovídá předepnutí pružiny kuličkového řídicího ventilu. Pokud vzroste tlak na výstupu ventilu v důsledku přetížení spotřebiče, posouvá se šoupátko dále oproti pružině, regulační hrana se uzavře a otevře se druhá řídicí hrana. Kapalina odtéká do nádrže. [4, 15]

## 2.2 Popis ventilu



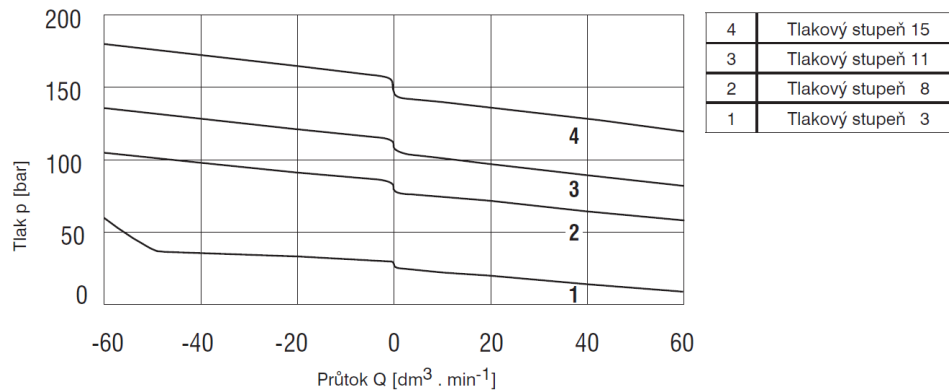
Vysokotlaký ventil do maximálního tlaku 42 MPa. Přímě řízený redukční ventil v třicestném provedení se používá k redukování tlaku v systému a zároveň slouží k jistění redukováného tlaku. Nastavení se provádí regulačním šroubem s vnitřním šestihranem. [15]



Obr. 4 - Redukční ventil SP2A-B3, ARGO-HYTOS s.r.o. [15]

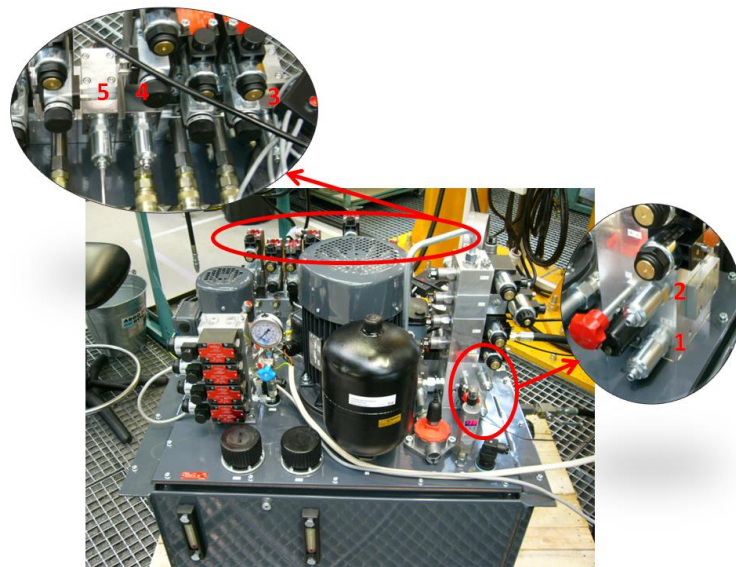
V základní poloze je ventil otevřený a kapalina může protékat volně z kanálu P do kanálu A. Tlak v kanálu A působí na plochu řídicího šoupátka proti pružině. Když tlak v kanálu A dosáhne hodnoty tlaku nastavené pružinou, přestaví se řídicí šoupátko do regulační polohy a přivře průtok z kanálu P do kanálu A. Jestliže tlak v kanálu A poklesne, pružina přesune řídicí šoupátko a opět otevře průtok z kanálu P do kanálu A a udržuje tak nastavený tlak v kanálu A na konstantní hodnotě. Jestliže tlak v kanálu A

stoupá dále vlivem působení vnějšího zatížení, přesune se řídicí šoupátko ještě dále oproti pružině, až řídicí šoupátko uvolní průtok z kanálu A do kanálu T, olej začne odtékat do nádrže a redukovaný tlak nemůže dále stoupat. [15]



Graf 1 - p-Q charakteristiky redukovaného ventilu s různým nastavením (1-4) [15]

Redukční ventily SP2A-B3 lze použít pro montáž agregátů firmy Argo-Hytos s.r.o. ve Vrchlabí.



Obr. 5 - Agregát SSA-12 a umístění SP2A-B3

Redukční ventily se dají využít v jakémkoliv hydraulickém obvodu, kde je zapotřebí redukovat sekundární větev obvodu.

### 3 Modely

CFD je zkratka z anglického výrazu Computational Fluid Dynamics, což by se dalo do češtiny přeložit jako výpočetní dynamika tekutin. Jedná se o simulaci

s využitím specializovaného softwaru, který umožňuje konstruktérům simulovat a analyzovat dynamické vlastnosti kapaliny v daném prostředí. CFD modelování nám umožňuje ozkoušení jednotlivých dílců součástí nežli jdou do výroby. Modely se mohou počítat jak ve 2D tak i ve 3D. Modely jsou popsány soustavami parciálních diferenciálních rovnic, které je nutné řešit numerickými metodami. Ačkoliv může vypadat ovládání a simulace modelu snadně, záleží na mnoha parametrech, aby nám vycházely správné výsledky. Pro úspěšné provedení výpočtu je velmi důležité použít správné parametry modelu pro konkrétní problém. Důležitý parametr je i vhodně zvolená síť, nastavená pro určitý model. [17]

### 3.1 Matematický popis modelů turbulence

Bude popsáno pět variant matematických modelů, se kterými pracuje software Simulation CFD a které byly využity pro výpočty.

Proudění může být obecně popsáno pomocí rovnic založených na základě zákonů zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Jsou vyjádřeny Navier-Stokesovými rovnicemi a rovnicí kontinuity. Rovnice popisují laminární a turbulentní proudění.

#### 3.1.1 Zákon zachování hmotnosti, hybnosti a energie

##### Zákon zachování hmotnosti

Zákon zachování hmotnosti je vyjádřen rovnicí kontinuity, která pro nestlačitelné tekutiny, kde lze předpokládat konstantní hustotu kapaliny má tvar:

$$\frac{\partial(u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

[1, 2, 5, 6, 8, 10]

##### Zákon zachování hybnosti

Podle Newtonova zákona je celková změna hybnosti tekutiny v uvažovaném objemu rovna součtu všech sil, které na tento objem působí, což jsou síly objemové a plošné.

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) dV + \int_S (\rho u_i) u_j n_j dS - \int_S P_i dS = \int_V \rho f_i dV \quad (2)$$



Pro nestlačitelnou tekutinu, pro konstantní hustotu a viskozitu se použije po zjednodušujících úpravách rovnice ve známém tvaru:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + f_i \quad (3)$$

Což je Navier-Stokesova rovnice pro vazké nestlačitelné kapaliny. Pro nevazkou tekutinu je druhý člen na pravé straně vyjadřující viskozitu nulový a vyplývá z toho Eulerova rovnice hydrodynamiky.

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + f_i \quad (4)$$

[1, 2, 5, 6, 8, 10]

### Zákon zachování energie

Celková změna energie tekutiny v určitém objemu je dána změnou vnitřní energie, kinematické energie a tokem obou energií plochou omezující objem. Celková změna energie

$$J = \rho \left( c_v T + \frac{1}{2} u_j^2 \right) = \rho E \quad (5)$$

musí být kompenzována:

- práci vnějších objemových sil

$$\int_V \rho u_j f_j dV \quad (6)$$

- práci plošných sil

$$-\int_S p u_j n_j dS + \int_S \tau_{jl} u_j n_j dS = -\int_V \frac{\partial(p u_j)}{\partial x_j} dV + \int_V \frac{\partial(\tau_{jl} u_j)}{\partial x_j} dV \quad (7)$$

- tokem tepla hranicí plochy do objemu

$$-\int_S q_j n_j dS = -\int_V \frac{\partial q_j}{\partial x_j} dV \quad (8)$$

Po úpravách a převedení plošných integrálů na objemové a vynechání operátoru integrálu dostaneme výsledný tvar rovnice v diferenciálním tvaru.

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho E] + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_j E] = \rho u_j f_j - \frac{\partial(p u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\tau_{jl} u_j)}{\partial x_l} - \frac{\partial q_j}{\partial x_j} \quad (9)$$

První člen na pravé straně představuje vnější práci na pravé straně. Druhý člen na pravé straně představuje termodynamický vratný tok energie do objemu a jeho změnu vlivem tlakových sil. Třetí člen na pravé straně představuje nevratný přírůstek energie v důsledku disipace vlivem vazkosti. Čtvrtý člen na pravé straně je vektor tepelného toku. Vektor tepelného toku je dán Fourierovým zákonem.

Zákon zachování energie se nejčastěji vyjadřuje pomocí celkové entalpie, která je dána součtem statické entalpie a kinetické energie.

$$\text{statická energie} \quad h = c_v T + \frac{p}{\rho} = c_p T \quad (10) \quad \text{kinetická energie} \quad \frac{1}{2} u_j^2 \quad (11)$$

$$\text{celková entalpie} \quad h_0 = h + \frac{1}{2} u_j^2 = c_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{1}{2} u_j^2 \quad (12)$$

rovnice energie pro celkovou entalpii je vyjádřena:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_0) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h_0) = \frac{dp}{dt} + \rho u_j f_j + \frac{\partial(\tau_{jl} u_j)}{\partial x_l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (13)$$

Zákon zachování energie lze vyjádřit pomocí statické entalpie

$$h = c_v T + \frac{p}{\rho} = h_0 - \frac{1}{2} u_j^2 \quad (14)$$

Rovnice pro statickou entalpii se získá odečtením rovnice pro kinematickou energii od rovnice pro celkovou entalpii.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h) = \frac{dp}{dt} + \rho u_j f_i + \frac{\partial(\tau_{jl} u_j)}{\partial x_l} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (15)$$

Rovnice v tomto tvaru obsahuje jedinou neznámou veličinu a to je teplota neboli entalpie.

Základní zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie tvoří soustavu nelineárních parciálních rovnic pro proměnné  $\rho$ ,  $u_i$  a  $h$  respektive  $T$ . [1, 2, 5, 6, 8, 10]

### 3.1.2 Rovnice kontinuity, Navier-Stokesova rovnice

Při proudění kapaliny lze definovat dva rozdílné režimy proudění laminární a turbulentní proudění. Oba režimy se popisují rovnicí kontinuity a Navier-Stokesovými rovnicemi.

Rovnice kontinuity:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x_x} + \frac{\partial u_y}{\partial x_y} + \frac{\partial u_z}{\partial x_z} = 0 \quad (16)$$

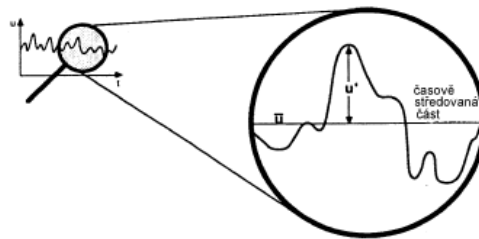
Navier-Stokesova rovnice:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + f_i \quad (17)$$

První člen Navier-Stokesových rovnic vyjadřuje zrychlení tekutiny, druhý člen vyjadřuje nelineární zrychlení. První člen na pravé straně vyjadřuje tlakový gradient, a druhý člen vyjadřuje smyková napětí tekutiny způsobená viskozitou. [1, 2, 5, 6, 8, 10]

### 3.1.3 Reynoldsova rovnice

Přímé řešení Navier-Stokesových rovnic je velice technicky náročné a vyžaduje síť odpovídající rozměrům nejmenších vírů. Proto úlohy turbulentního proudění využívají statické modely turbulence. Okamžité hodnoty veličin popisující turbulentní proudění jsou rozloženy na časově středovanou a flukтуаční složku.



Obr. 6 - Fluktuace a časově středovaná část

$$u = \bar{u} + u' \quad (18)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_0^T u d\tau \quad \bar{u}' = 0 \quad (19)$$

$$\overline{uv} = \bar{u} \cdot \bar{v} + \overline{u'v'} \quad (20)$$

$\overline{u'v'}$  je korelační moment flukтуаčních složek. Po dosazení součtu flukтуаční hodnoty a časově středované hodnoty do rovnice kontinuity dostaneme rovnici kontinuity pro středovanou hodnotu a pro flukтуаční složku.

$$\frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_j} = 0 \quad (21)$$

Po středování Navier-Stokesovy rovnice a použitím Reynoldsových pravidel vznikne tvar rovnice:

$$\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{u}_i \overline{u}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{u'_i u'_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \overline{u}_i}{\partial x_j^2} + f_i \quad (22)$$

[1, 2, 5, 6, 8, 10]

### 3.1.4 Boussinesqova hypotéza

Boussinesqova hypotéza je o vírové viskozitě, podle které jsou Reynoldsova napětí úměrná středním gradientům rychlosti analogicky. Tato hypotéza předpokládá, že při laminárním proudění dochází u dvourozměrného proudění ke smykovému napětí. Newtonův vztah vyjadřuje pro turbulentní napětí a turbulentní toky úměrný gradient střední rychlosti a teploty.

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (23)$$

Turbulentní kinetická energie je

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (24)$$

Na rozdíl od laminárního proudění je tato veličina vlastností proudění kapaliny a je silně závislá na míře turbulence. Míra turbulence se v rámci proudového pole může výrazně lišit. [1, 2, 5, 6, 8, 10]

### 3.1.5 Matematický model k-ε

Model k-ε je dvourovnicový model turbulence, a proto umožňuje řešení dvou transportních rovnic k určení délkového a časového měřítka. Délkové měřítko charakterizuje velikost energie obsažené ve velkých vírech. Další proces, který ovlivňuje délkové měřítko je velikost disipace. Rovnováhu procesů lze vyjádřit pomocí

modelové transportní rovnice, podle které lze určit rozložení délkového měřítka. Proměnnou v rovnici je rychlost disipace.

$$\varepsilon = \frac{C_D k^{3/2}}{l} \quad (25)$$

U této rovnice není zapotřebí definovat další členy v případě proudění u stěn. Model k- $\varepsilon$  využívá Boussinesquovy hypotézy o vírové viskozitě. Vírová viskozita se vztahuje ke kinetické energii a konstantě podle Kolmogorova-Prantlova vztahu.

Kolmogorův-Prantlův vztah:

$$\nu_t = C_\nu k^{1/2} l \quad (26)$$

Vírová viskozita:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (27)$$

Rozložení kinetické energie je dáno transportní rovnicí. Disipační člen je přímo vyjádřen v podobě disipace rychlosti. Tvar transportní rovnice pro disipaci rychlosti je možné odvodit z Navier-Stokesových rovnic. Tvar rovnice pro rychlost disipace používaný pro model k- $\varepsilon$  je následující:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \overline{u_j \varepsilon}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \nu_t \left( \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_l} + \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (28)$$

Konstanty modelu jsou  $C_{1\varepsilon} = 1,44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1,92$ ,  $C_\mu = 0,09$

[1, 2, 5, 6, 8, 10, 16, 17]

### 3.1.6 Matematický model SST k- $\omega$

SST k- $\omega$  (Shear Stress Transport) je dvourovnicový model turbulence. Tento model je vytvořen tak, aby efektivně spojil robustnost a přesnost modelu Wilcox k- $\omega$  a modelu k- $\varepsilon$ . Model Wilcox k- $\omega$ , který pracuje v blízkosti stěn a naopak model k- $\varepsilon$ , který lépe počítá ve volném proudění dále od stěn. Funkce F1 promíchává model Wilcox k- $\omega$  a model k- $\varepsilon$ , tím nám zabezpečuje, že se vhodný model používá v celém průtoku. Tento

model je náročný na kvalitní síť v blízkosti stěn takzvané hraniční vrstvy, u kterých je vhodné nastavit počet 10. Výhodou modelu je, že vykazuje podmínku menší citlivosti na volném toku, poskytuje platformu pro další rozšíření a nezohledňuje drsnost povrchu stěn.

Turbulentní kinetická energie

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (29)$$

Specifická disipovaná energie

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (30)$$

Funkce F1

$$F_1 = \operatorname{tgh} \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y} \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right) \frac{4 \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (31)$$

$CD_{k\omega}$

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} 10^{-10} \right) \quad (32)$$

Kinematická vířivá viskozita

$$\nu_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega S F_2)} \quad (33)$$

Druhá funkce F2

$$F_2 = \operatorname{tgh} \left[ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y} \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (34)$$

Produktivní omezovač  $P_k$

$$P_k = \min \left( \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \cdot 10 \beta^* k \omega \right) \quad (35)$$

Konstanty modelu pro výpočet:

$$\alpha = 0,52, \beta^* = 0,09, \sigma_k = 1,176, \sigma_\omega = 2, \sigma_{\omega 2} = 1,168, a_1 = 0,31, \beta = 0,075$$

[1, 2, 5, 6, 8, 10, 16, 17]

### 3.1.7 Matematický model SST k- $\omega$ SAS

SST k- $\omega$  SAS (Scale Adaptive Simulation) umožňuje rozlišení turbulentního spektra při nestacionárním proudění. Model je založen na Karmárově délkovém měřítku, které je zavedeno do rovnice turbulentního měřítka, což je v modelu SST k- $\omega$  rovnice pro specifickou disipovanou energii. Výsledky získané pomocí délkového měřítka umožňují modelu určit, zda se jedná o stacionární, či nestacionární proudění. Při nestacionárním proudění model dynamicky přizpůsobuje řešené specifické časové sekvence. Uplatní se ve stacionárních regionech, nebo tam, kde je síť hrubá používá metody časového středování. Pro efektivní využití vyžaduje velmi dobrou síť v oblasti hraniční vrstvy. Model je vhodný pro toky s přechodovými strukturami, jako jsou vírové struktury.

Transportní rovnice modelu pro k a  $\omega$ :

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = G_k - \rho c_\mu k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (36)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \omega) = \alpha \frac{\omega}{k} G_k - \rho \beta \omega^2 + Q_{SAS} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (37)$$

Zdrojový člen  $Q_{SAS}$  je dán vztahem:

$$Q_{SAS} = \max \left[ \rho \eta_2 \kappa S^2 \left( \frac{L}{L_{vk}} \right)^2 - C \frac{2\rho k}{\sigma_\phi} \max \left( \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \frac{1}{k^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \right] \quad (38)$$

[1, 2, 5, 6, 8, 10, 16, 17]

### 3.1.8 Matematický model SST k- $\omega$ DES

Je to hybridní model, který je založen na výhodách SST k- $\omega$  modelu a LES modelu. Model LES je založen na řešení velkých vírů jako prostorově a časově závislých útvarů, které lze zachytit sítí. Model je výpočetně velmi náročný a je citlivý na distribuci sítě. Nejlépe s rovnoměrným rozložením sítě. Model je vhodný pro

proudění okolo překážek. SST k- $\omega$  DES je založen na jedné rovnici Spalart-Allmaras a vytváří přesné výsledky pro oddělené vysokoteplotní aplikace.

Transportní rovnice modelu DES:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tilde{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\tilde{v}u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_{\tilde{v}}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ (\mu + \rho\tilde{v}) \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \left( \frac{\partial \tilde{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v + S_{\tilde{v}} \quad (39)$$

Turbulentní viskozita:

$$\mu_t = \rho\tilde{v}f_{v1} \quad (40)$$

Model Spalart-Allmaras výpočet produkce turbulence:

$$G_v = C_{b1}\rho\tilde{v} \left( S + \frac{\tilde{v}}{\kappa^2 d^2} f_{v2} \right) \quad (41)$$

Destruktivní člen je vypočten:

$$Y_v = C_{w1}\rho f_w \left( \frac{\tilde{v}}{d} \right)^2 \quad (42)$$

Destruktivní člen mezi jednotlivými modely přepíná na základě porovnání turbulentního délkového měřítka a velikosti buněk sítě.

$$\tilde{d} = \min(d, C_{DES}\Delta) \quad (43)$$

Konstanta:  $C_{DES} = 0,65$

[1, 2, 5, 6, 8, 10, 16, 17]

### 3.1.9 Matematický model RNG

Model RNG (Renormalization Group Method) byl odvozen z metody k- $\varepsilon$  při použití matematického postupu, nazvaného metoda renormalizačních group. Renormalizační proces aplikovaný na turbulentní proudění spočívá v postupné eliminaci malých vírů, při tom se transformují pohybové rovnice tak, že výsledkem je modifikace turbulentní viskozity, síly a nelineárních členů. Model RNG je rozšířen o člen R (reziduál). V rovnici pro disipaci kinematické energie zlepšuje přesnost při velkých rychlostech. Rovnice pro  $\varepsilon$  obsahuje analytický vzorec pro turbulentní Prandtlova čísla a analyticky odvozenou diferenciální rovnici pro efektivní viskozitu.



Efektivní viskozita:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (44)$$

Turbulentní viskozita:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (45)$$

Rovnice pro kinetickou energii turbulence:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (46)$$

Rovnice pro disipaci kinetické energie:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (47)$$

Rovnice pro reziduál:

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0}\right) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} k \quad (48)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (49)$$

Konstanty pro výpočet reziduálu:  $\eta_0 = 4,38$ ,  $\beta = 0,015$

Konstanty modelu:  $C_{1\varepsilon} = 1,42$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1,68$ ,  $C_\mu = 0,085$

[1, 2, 5, 6, 8, 10, 16, 17]

## 3.2 Autodesk Simulation CFD

Software Simulation CFD poskytuje nástroje pro simulaci proudění tekutin a termální simulaci. Slouží k analýze a simulaci chování výrobků už v počátečních fázích návrhu. Umožňuje pomocí matematických zákonitostí obecně modelovat proudění a šíření tepla uvnitř nebo v okolí digitálního prototypu. Autodesk Simulation CFD nabízí řadu pokročilých funkcí, různé modely přenosu tepla (konvekce, kondukce), laminárního a turbulentního proudění, adaptivního síťování, výpočtů a prezentací výsledků. Autodesk Simulation CFD pracuje v několika matematických modelech. [16]

### Matematické modely:

- **k-ε** – Robustní v průmyslových aplikacích, ekonomičnost výpočtu, dostatečná přesnost pro široký rozsah typů turbulentního proudění.
- **SST k-ω** – Pro vnější aerodynamiku oddělených nebo samostatných toků a průtoku s nepříznivými tlakovými gradienty. Robustní v široké škále typů toků. Simuluje turbulence po celou cestu ke stěně.
- **SST k-ω SAS** – Doporučen pro toky s přechodovými strukturami turbulence. Model předpovídá vznik a tvar turbulentních struktur. Velmi efektivně využívá síť v oblasti hraničních vrstev.
- **SST k-ω DES** – Vytváří přesné výsledky pro oddělené aplikace s vysokou vnější aerodynamikou proudění. Model je výpočetně náročný a citlivý na zahuštění sítě.
- **LOW Re k-ε** – Vhodný pro nízké rychlosti turbulentního proudění. Vhodné zvolit 5 mezních vrstev. Typické aplikace zahrnují toky v potrubí a vnější aerodynamiku průtoku.
- **RNG** – Výpočetně intenzivní a někdy o něco přesnější nežli k-ε, zejména pro oddělené toky. Model funguje nejlépe pro předpovídání opětovného bodu oddělených toků.
- **Eddy Viscosity** – Dobrý pro nižší rychlosti turbulentního proudění. Model je dobrý pro získání rozdílu s jiným modelem.
- **Mixing Length** – Určen pro analýzu vnitřní konvekce. Vhodný pro proudění plynu. Výsledky nejsou přesné, pokud je pracovní tekutinou kapalina.

Autodesk Simulation CFD podporuje většinu 3D CAD aplikací a formátů např. Inventor, Creo, ACIS, Parasolid, Catia, SolidEdge atd. [16]

### 3.3 Pohybová rovnice

Pohybová rovnice je matematicky zapsaný fyzikální vztah, který popisuje pohyby tělesa v daném prostředí. Pohybová rovnice vyjadřuje funkční vztah mezi silami působícími na šoupátko. V tomto případě složky působící na šoupátko jsou tlaková síla  $F_p$ , síla od pružiny  $F_k$  a síla hydrodynamická  $F_{hd}$ .

$$F_p = F_k - F_{hd} \quad (50)$$



Obr. 7 Schéma působení sil na šoupátko

[3, 7, 12]

### 3.3.1 Tlaková síla

Tlaková síla je dána součinem redukovaného tlaku působícího na šoupátko a činné plochy šoupátka.

Plocha šoupátka:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (51)$$

Tlaková síla:

$$F_p = p \cdot S \quad (52)$$

[3, 7, 12]

### 3.3.2 Síla od pružiny

Síla pružiny je dána součinem tuhosti a posunutím. K síle pružiny je přičtena síla, kterou je pružina předepnuta na odpovídající redukovaný tlak.

$$F_k = F_o + k \cdot x \quad (53)$$

Síla vyvozená předpětím pružiny odpovídá seřízení ventilu na určitý tlak. Tato síla je vypočtena pro určitá otevření ventilu (viz tabulka 2, kapitola 4.6).

$$F_o = p_{red} \cdot S \quad (54)$$

Tuhost pružiny je popsána v příloze 1,  $k = 160 \text{ N/mm}$  [3, 7, 12]

### 3.3.3 Hydrodynamická síla

Hydrodynamická síla vyvozuje odpor od kapaliny na šoupátko. Hydrodynamická síla vychází z pohybové rovnice (50). Pohybová rovnice vyjadřuje funkční vztah mezi

silami působícími na šoupátko. Síly působící na šoupátko v tomto případě jsou tlaková síla, síla od pružiny a hydrodynamická síla. Po vyjádření hydrodynamické síly je vzorec upraven do následující podoby:

Hydrodynamická síla:

$$F_{hd} = F_k - F_p \quad (55)$$

Vypočtené hodnoty a grafy jsou vyjádřeny v kapitole 4.6 a v příloze 7. [3, 7, 12]

### 3.4 Průtokový součinitel

Průtokový součinitel vychází z tzv. průtokové rovnice, která vyjadřuje objemový průtok kapaliny jako funkci geometrie, velikost otvoru a velikost tlakového spádu. [4]

Průtokový součinitel:

$$\mu = \frac{Q}{S \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_1 - p_{red})}} \quad (56)$$

Průtokový součinitel je vyjádřen v grafu v závislosti na odmocnině Reynoldsova čísla. Reynoldsovo číslo se vypočítá ze vztahu 57.

Reynoldsovo číslo:

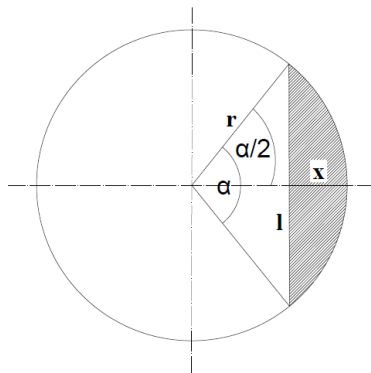
$$R = \frac{\rho \cdot \left(\frac{Q}{S}\right) \cdot D_h}{\mu} \quad (57)$$

Pro výpočet hydraulického průměru bylo zapotřebí vypočítat obvod a obsah plochy pro počítaná otevření ventilu.

Hydraulický průměr:

$$D_h = \frac{4S_1}{o} \quad (58)$$

Obvod a obsah otevřeného otvoru:



$$\text{Středový úhel: } \alpha = 2 \cdot \left( \arccos \left( 1 - \frac{x}{r} \right) \right) \quad (59)$$

$$\text{Délka tětivy: } l = 2r \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} \right) \quad (60)$$

$$\text{Obvod úseče: } O = 2r \cdot \arcsin \left( \frac{l}{2r} \right) + l \quad (61)$$

$$\text{Obsah úseče: } S_1 = r^2 \left( \alpha - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \quad (62)$$

[4, 12]

### 3.5 Výpočet dynamické viskozity

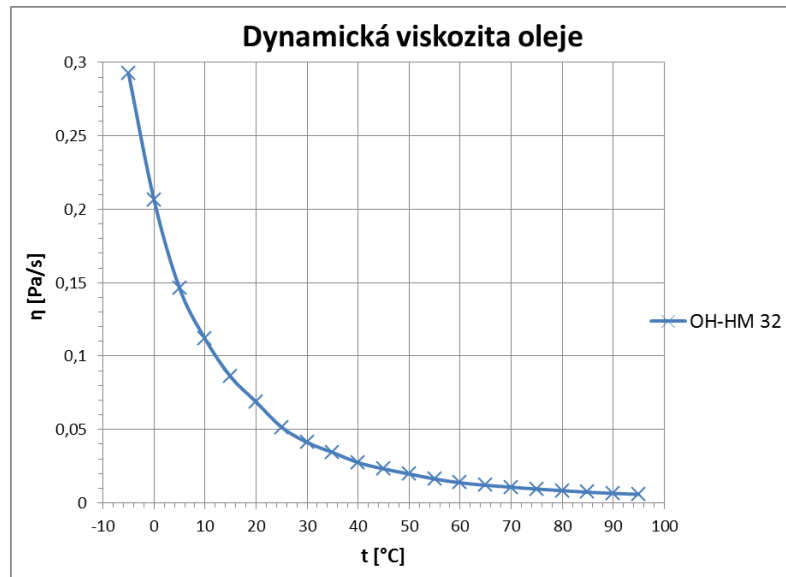
Dynamická viskozita se vypočítá jako násobek kinematické viskozity a hustoty.

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (63)$$

Data v tabulce 1 byla stanovena z diagramu (viz příloha 6). Hodnoty teploty byly stanoveny v kroku po pěti stupních Celsia a k těmto hodnotám byla příslušná kinematická viskozita. V tabulce byly dopočteny dynamické viskozity pro příslušné teploty oleje. Vypočtené hodnoty dynamické viskozity využijeme pro nastavení vlastností oleje v softwaru.

Tabulka 1 - Fyzický oleje OH-HM 32 v závislosti na teplotě

	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\nu$ [mm <sup>2</sup> /s]	$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	$\eta$ [Pa/s]	$t$ [°C]
1	860	340	3,40E-04	0,2924	-5
2	860	240	2,40E-04	0,2064	0
3	860	170	1,70E-04	0,1462	5
4	860	130	1,30E-04	0,1118	10
5	860	100	1,00E-04	0,086	15
6	860	80	8,00E-05	0,0688	20
7	860	60	6,00E-05	0,0516	25
8	860	48	4,80E-05	0,04128	30
9	860	40	4,00E-05	0,0344	35
10	860	32	3,20E-05	0,02752	40
11	860	27	2,70E-05	0,02322	45
12	860	23	2,30E-05	0,01978	50
13	860	19	1,90E-05	0,01634	55
14	860	16	1,60E-05	0,01376	60
15	860	14	1,40E-05	0,01204	65
16	860	12,5	1,25E-05	0,01075	70
17	860	11	1,10E-05	0,00946	75
18	860	9,8	9,80E-06	0,008428	80
19	860	8,5	8,50E-06	0,00731	85
20	860	7,6	7,60E-06	0,006536	90
21	860	6,8	6,80E-06	0,005848	95

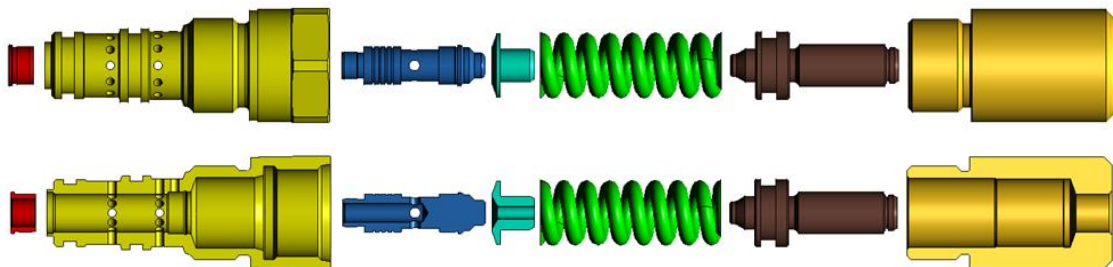


Graf 2 - Charakteristika hydraulického oleje OH-HM 32

## 4 Modelování

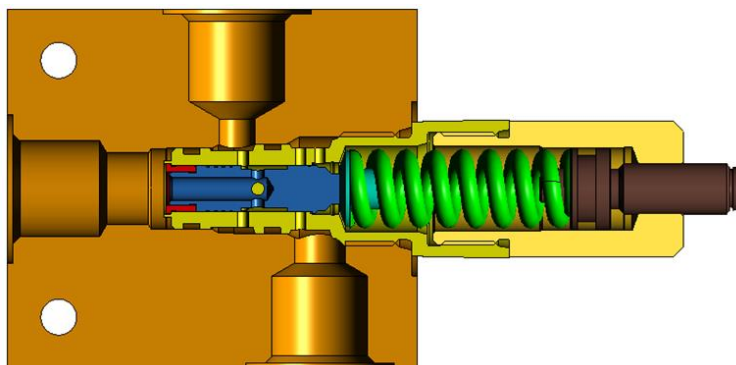
### 4.1 Zjednodušený model ve 3D

K tomu, aby byl použit model CFD, bylo zapotřebí vytvořit modely ventilu v softwaru Creo 2 Parametric. Software umožňuje 3D modelování. Jednotlivé modely ventilu byly sestaveny podle poskytnuté dokumentace (dokumentace není zveřejněna). Vymodelované díly ventilu jsou vyobrazeny v obrázku 8. Zleva na obrázku 8 je vložka, pouzdro, šoupátko, opěrka, pružina, šroub a těleso. Na modelech nejsou vyobrazena těsnění.



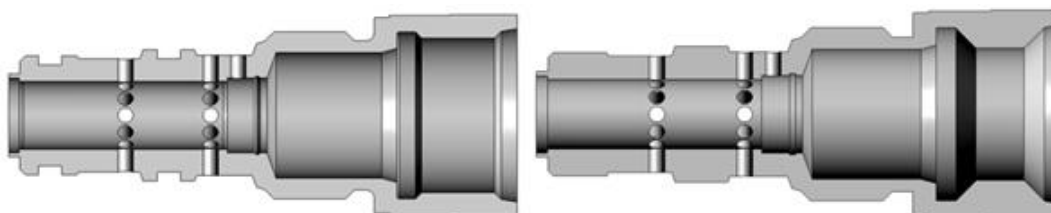
Obr. 8 - Jednotlivé části ventilu SP2A-B3

Ventil je uložen v tělese (viz obrázek 9).

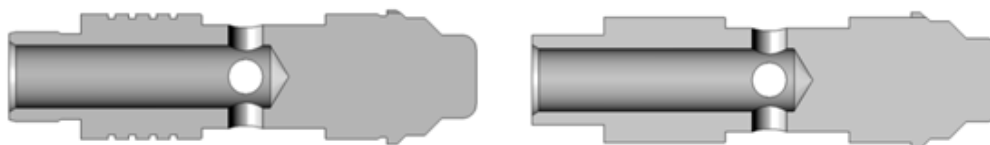


Obr. 9 - Připojovací těleso s redukčním ventilem

Pro CFD simulaci je zpracován zjednodušený model, ale nesmí se opomenout důležité části na šoupátku, pouzdra a vložce. Tyto tři dílce byly upraveny z detailního propracování na takové, které je dostačující pro zjednodušený model CFD. Provedení upravených dílců je zobrazeno na obrázcích 10-12. Bylo potřeba upravit připojovací těleso a vytvořit objemové těleso kapaliny ve ventilu a kostce (viz obrázek 13). Vytvořený objem kapaliny je znázorněn zelenou barvou.



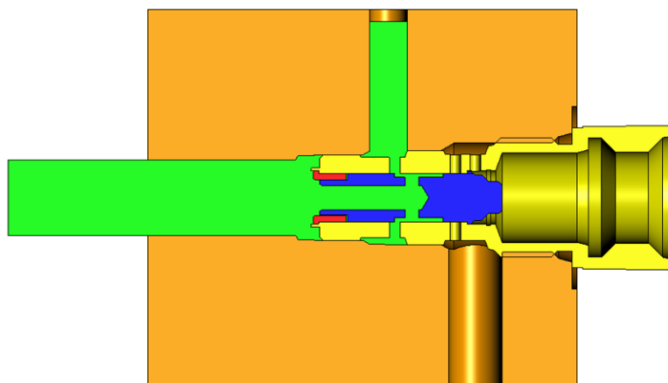
Obr. 10 – Geometrie pouzdra ventilu před úpravou (vlevo) a po úpravě (vpravo) pro CFD



Obr. 11 – Geometrie šoupátka ventilu před úpravou (vlevo) a po úpravě (vpravo) pro CFD

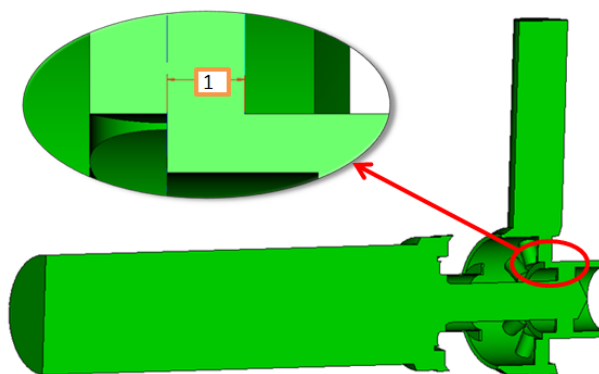


Obr. 12 – Geometrie vložky do pouzdra ventilu před úpravou (vlevo) a po úpravě (vpravo) pro CFD



Obr. 13 - Sestava s vytvořeným modelem kapaliny pro CFD model

Model objemu kapaliny byl stanoven v redukované části s přesahem z přípojovacího tělesa, aby byl dostatek místa pro ustálení průtoku kapaliny. Objem pro CFD byl stanoven pro různá otevření redukčního ventilu. Při simulaci byl ventil otevřen částečně, a to posunutím šoupátka o 0.1, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8 a 1 mm.



Obr. 14 - Model objemu kapaliny pro otevření 1mm

Na obrázku 14 je vyobrazen detail místa, které bylo upravováno. V tomto místě byl objem upravován v závislosti na otevření šoupátka, které budou simulována.



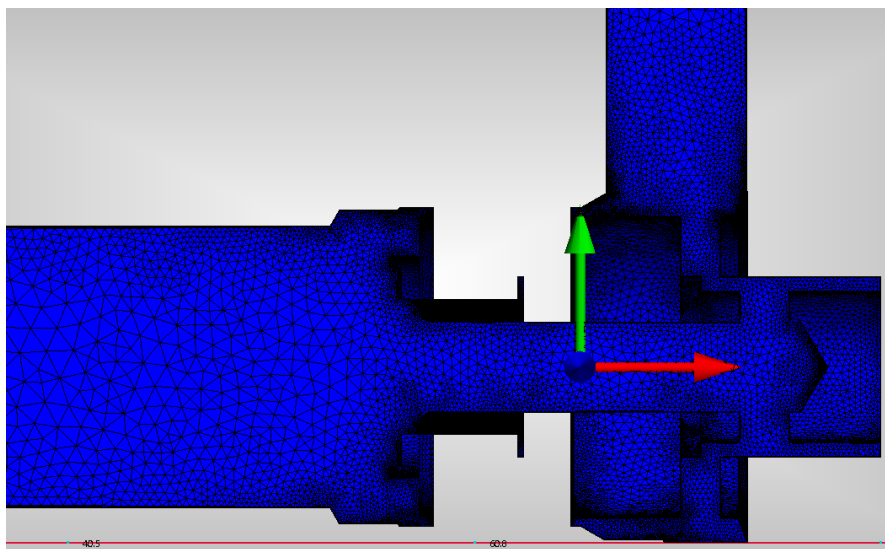
S vyhotovenými objemy kapaliny pro potřebná otevření šoupátka bylo možno zahájit přípravu pro simulace v Autodesk Simulation CFD. Aby došlo ke správnému zobrazení modelu v Autodesk Simulation CFD musely se jednotlivé modely ukládat s příponou parasolid.\*.x\_t.

## 4.2 Síť modelu

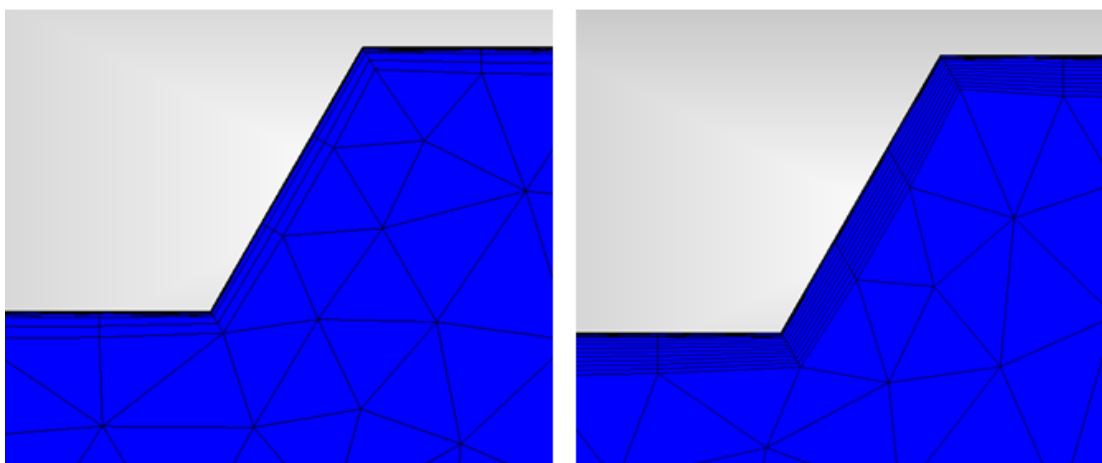
Volba a programování sítě je pro CFD velice důležitá a značnou měrou ovlivňuje výsledky.

První krok při modelování sítě je automatické vygenerování sítě. Druhý krok je manuální doladění sítě v určitých částech modelu. Nejvíce zahuštěná síť je v místě otevření šoupátka a v místě kde kapalina proudí šoupátkem. V těchto místech se očekávají různé rychlosti v závislosti na otevření šoupátka.

Nastavení počtu hladin sítě u stěn (number of layers) závisí také na matematickém modelu, který se použije pro výpočet. Pro modely k- $\epsilon$  a RNG není zapotřebí veliký počet hladin, pro tyto modely nám stačí 3 hladiny. Pro složitější matematické modely SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS a SST k- $\omega$  DES, které mají kvalitnější výpočet v blízkosti stěn, je zapotřebí počet hladin zvýšit, a to alespoň na 10. Nastavení hladin v blízkosti stěn zpřesní popis přenosu tepelného toku na stěny. Nastavení hladin závisí na jejich vzdálenosti od sebe, neboli na tloušťce vrstvy (layer factor) a také na gradaci vrstev (layer gradation). Gradace vrstev zaručuje regulaci růstu vrstev, u stěn je vzdálenost vrstev menší nežli ve větší vzdálenosti. Pevná hodnota gradace je vhodná při větším počtu hladin, pro menší počet hladin vystačí automatická gradace. Hodnoty hladin zvolené pro jednotlivé matematické modely jsou popsány v příloze 3. Vygenerování sítě se v softwaru provede při výpočtu nulové iterace.



Obr. 15 - Vygenerovaná síť pro matematický model k- $\epsilon$  a pro otevření šoupátka 1 mm s 1 734 742 vygenerovanými elementy v nastavené síti



Obr. 16 - V obrázku je vidět rozdílný počet hladin, vlevo počet hladin 3 pro modely k- $\epsilon$  a RNG a vpravo počet hladin 10 pro modely SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS a SST k- $\omega$  DES

Zdokonalení výpočtu je možné v softwaru Autodesk Simulink CFD provést adaptivním síťováním. Po provedení výpočtu s naformátovanou sítí software automaticky podle výsledků výpočtu zahustí potřebná místa modelu tak, aby byly výsledky v místech nedokonalého zahuštění přesnější. Výpočty s použitím adaptivního síťování se stávají složitější a také časově zdlouhavé. Čas a náročnost záleží na počtu opakování adaptivního zasítění a přepočtu hodnot.

Po provedení výpočtu s adaptivním síťováním užitím metody k- $\epsilon$  se výsledky s výpočtem bez adaptivního síťování velice nelišily, proto s adaptivním síťováním nebylo v dalších výpočtech této práce počítáno.

### 4.3 Konfigurace modelu

Pro správnou simulaci modelu bylo potřeba dostatečně zahustit a vygenerovat síť (viz kapitola 4.2), zvolit správné parametry protékající kapaliny (viz kapitola 4.4) a zvolit okrajové podmínky (viz kapitola 4.5). Při simulaci byla nastavena teplota kapaliny 40°C. Pro simulaci bylo nastaveno 1000 iterací, což je dostatečný počet pro simulaci proudění na tomto objemu, při použití jakéhokoliv matematického modelu v této práci. Spuštěný výpočet iterací automaticky posoudí konvergenci a automaticky zastaví výpočet ještě před tím, než dosáhne konečné iterace. Pokud výpočet skončí na 1000 iteraci, je s největší pravděpodobností nějaká hodnota chybně zvolena. Často jde o okrajové podmínky redukovaného tlaku, nebo nedostatečně správně naprogramovanou síť nejčastěji u modelů SST k- $\omega$  DES.

Výpočet byl proveden pro otevření šoupátka 1, 0.8, 0.6, 0.4, 0.2 a 0.1 mm. Tato otevření byla vypočtena v 5 různých matematických modelech k- $\epsilon$ , SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS, SST k- $\omega$  DES a RNG. Matematické modely, se kterými software počítá, jsou popsány v kapitole 3.2, kde jsou uvedeny i příslušné konstanty jednotlivých matematických modelů. Dále je nezbytné pro výpočet nastavit typ proudění. U matematického modelu k- $\epsilon$  a RNG je zapotřebí zadat pro turbulentní proudění turbulentní koeficient 10.

Výpočet modelů k- $\epsilon$  a RNG není časově tolik náročný, výpočet jednoho nastavení otevření šoupátka může trvat na středně výkonném počítači 4-5 hodin. Při použití adaptivního síťování se výpočet protáhne na více hodin, záleží na tom, kolikrát se adaptuje síť a kolikrát se model přepočítává. Výpočet u modelů SST k- $\omega$  a SST k- $\omega$  SAS je mnohem náročnější a zdlouhavý. U těchto modelů se čas simulace jednoho posunutí šoupátka pohybuje okolo 7-10 hodin. Model SST k- $\omega$  DES je početně nejsložitější matematický model pro výpočet proudění. Tento model je obzvlášť náročný s ohledem na volbu nastavení vygenerované sítě. Výpočet jednoho otevření šoupátka, trval až 14 hodin.

### 4.4 Materiály

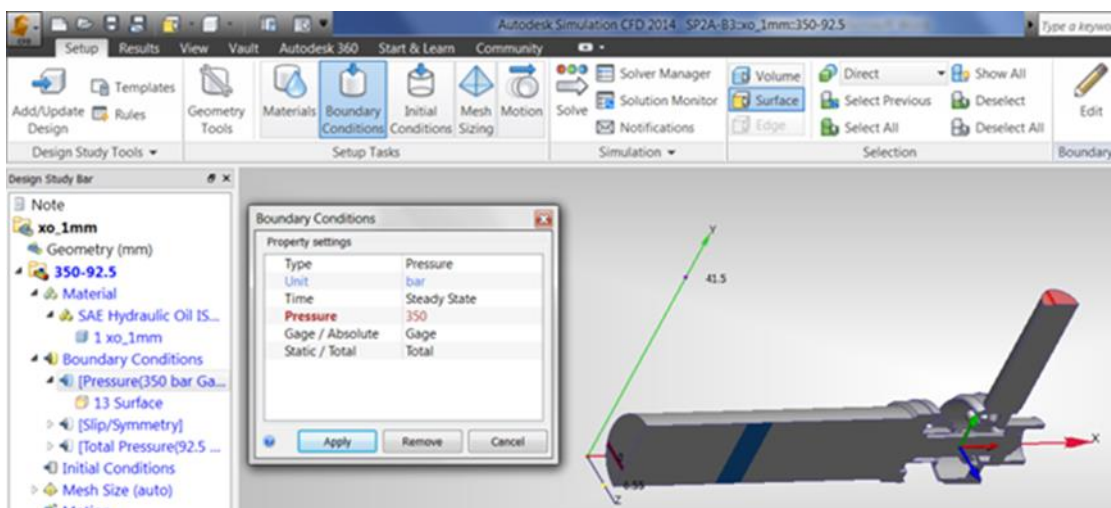
S ohledem na možnosti experimentu, byl zvolen olej OH-HM 32. Tento typ oleje byl zvolen, protože stejný olej bude využit při experimentech redukčního ventilu ve zkušebně. Konstanty oleje byly využity z předdefinovaného oleje s označením SAE Hydraulic Oil ISO VG 32, který má podobné vlastnosti a ty nám výpočet neovlivní.

Hustota oleje se pro výpočet upravila na hodnotu  $0,00086 \text{ g/mm}^3$ . Výrazným parametrem, který nám bude výpočet ovlivňovat je dynamická viskozita.

Dynamická viskozita oleje OH-HM 32 byla stanovena z diagramu (viz diagram příloha 6). Výpočet dynamické viskozity byl popsán v kapitole 3.5. Hodnoty dynamické viskozity a příslušné teploty byly zadány do softwaru.

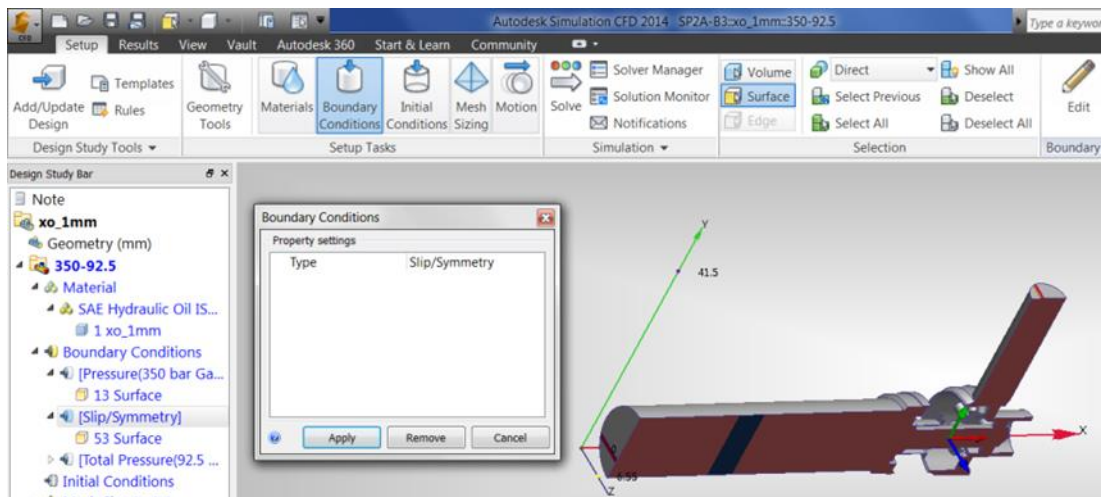
## 4.5 Okrajové podmínky

Pro výpočet modelu byly zvoleny 3 okrajové podmínky (boundary conditions). Dvě okrajové podmínky byly tlakové a jedna byla symetrie. Na vstupní část modelu byla zvolena okrajová podmínka tlaková s nastaveným tlakem 35 MPa.



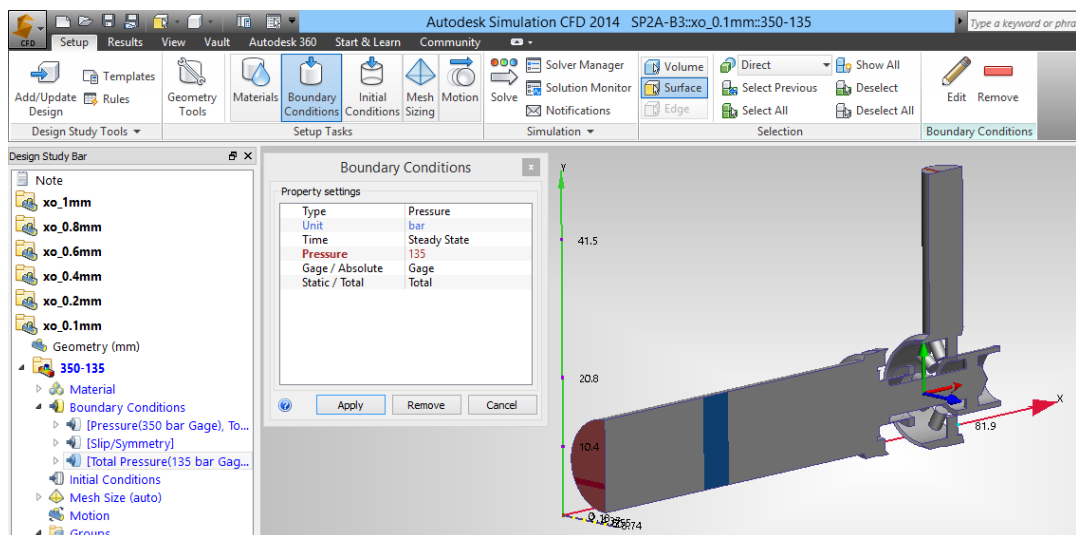
Obr. 17 - Zadaná okrajová podmínka na vstupní části průtoku kapaliny, na obrázku je tlak zadán v jednotkách bar, plocha je vyznačena červenou barvou

Protože software počítá s polovičním modelem protékající kapaliny, bylo zapotřebí zadat podmínku symetrie modelu. Symetrie byla zadána na vertikální plochu řezu modelu.



Obr. 18 - Zadaná podmínka symetrie na vertikální plochu řezu modelem, plocha je vyznačena červenou barvou

Okrajová podmínka redukovaného tlaku je proměnná při různých otevřeních šoupátka, ale také závisí na zvolení matematického modelu. Redukovaný tlak se v jednotlivých výpočtech matematických modelů liší. Redukovaný tlak soustavy při uzavřeném šoupátku byl zvolen 14 MPa. Od této hodnoty se odvíjely ostatní zvolené hodnoty redukovaného tlaku pro výpočty.

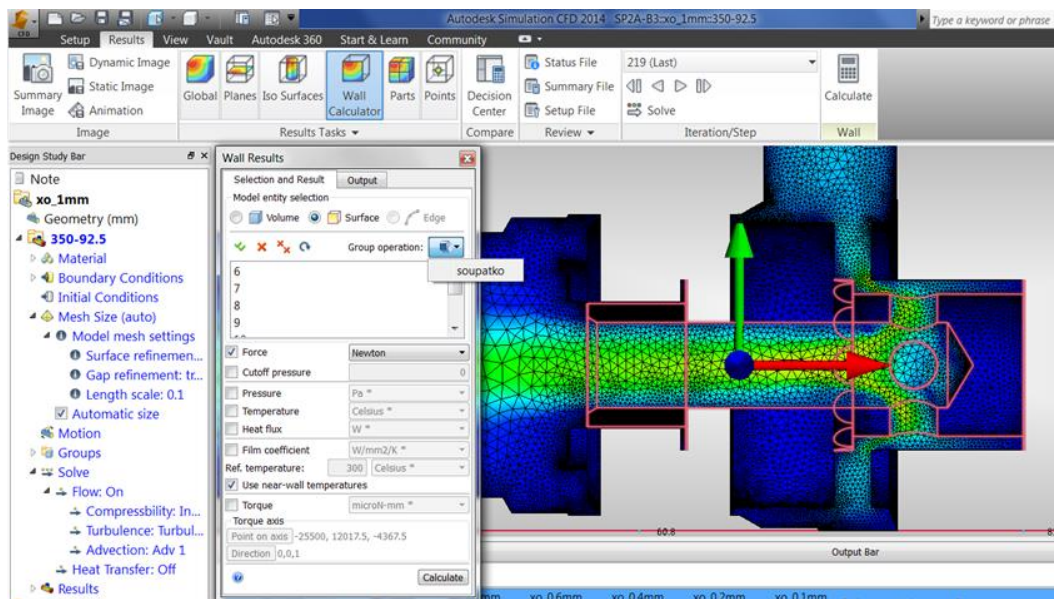


Obr. 19 - Zadaná okrajová podmínka na redukované části modelu pro k-ε při otevření šoupátka 0,1 mm, na obrázku je tlak zadán v jednotkách bar, plocha je vyznačena červenou barvou

Okrajové podmínky pro jednotlivé matematické modely jsou popsány v příloze 2.

## 4.6 Vyhodnocení výsledků

Po dokončení výpočtu je zapotřebí spočítat tlakovou sílu, která působí na šoupátko v ose x, a porovnat tuto sílu se silou od pružiny vypočtenou z rovnice 53. Pro výpočet byla užita funkce Wall Calculator, si vypočteme síly od kapaliny působící na šoupátko ve 3 osách.



Obr. 20 - Výpočet sil působících na plochy šoupátka

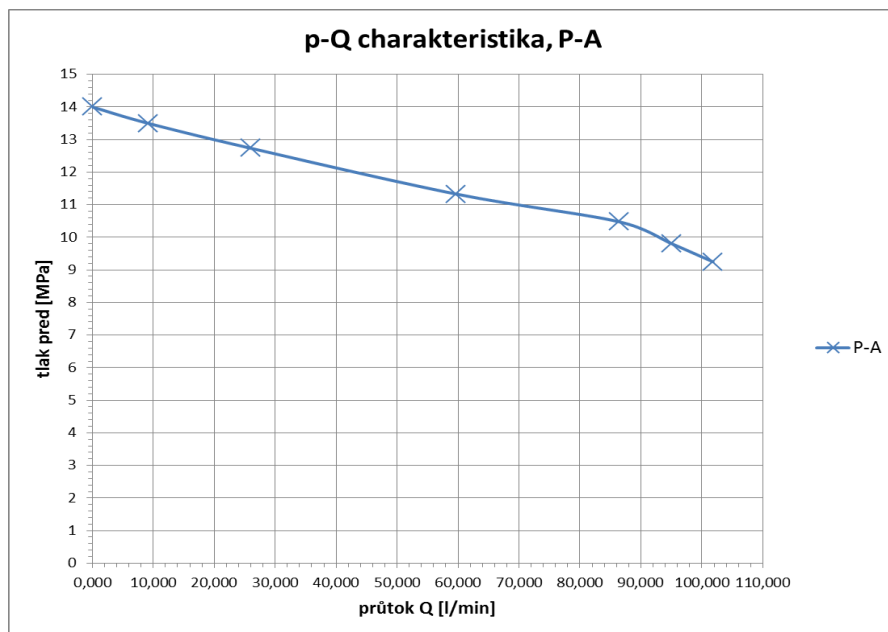
Síla od kapaliny a od pružiny musí být stejná s tolerancí  $\pm 0,5\%$  (viz tabulka 2). Pokud je rozdíl větší, je zapotřebí upravit okrajovou podmínku redukovaného tlaku a provést výpočet znovu. Pokud působí na šoupátko od kapaliny větší síla, než od pružiny, musí se hodnota redukovaného tlaku snížit. Pokud jsou síly v toleranci, spočítá se pomocí vstupní plochy a výstupní plochy průtok kapaliny. Průtok kapaliny by měl být přibližně v rovnováze. Plochy spočítané softwarem byly vynásobeny 2, protože software počítá s polovičním modelem (viz tabulka 2).

V následující tabulce jsou uvedeny vypočtené hodnoty pro matematický model k- $\epsilon$ . Ostatní tabulky vypočtených hodnot modelů SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS, SST k- $\omega$  DES a RNG jsou uvedeny v příloze 4.

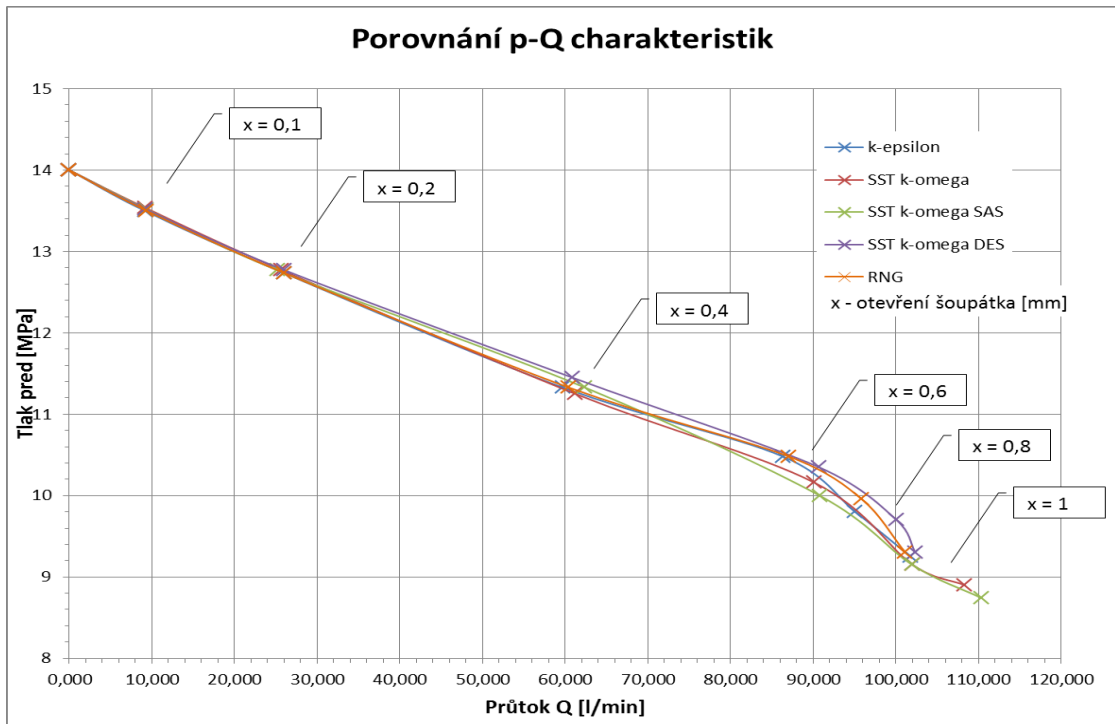
Tabulka 2 - Vypočtené hodnoty pro model k-ε

chyba ±0,5%	F <sub>od kapaliny</sub> [N]	F <sub>od pružiny</sub> [N]	C [N/mm]	x [mm]	výpočet p [MPa]	Q <sub>vst</sub> [l/min]	Q <sub>vys</sub> [l/min]	Q [l/min]	S [mm <sup>2</sup> ]	volba p <sub>red</sub> [MPa]
-0,171	731,582	730,334	160,308	1	11,480	100,324	103,314	101,819	63,617	9,25
0,128	761,416	762,395	160,308	0,8	11,984	94,724	95,468	95,096	63,617	9,8
-0,045	794,818	794,457	160,308	0,6	12,488	86,710	86,029	86,370	63,617	10,48
0,425	823,002	826,518	160,308	0,4	12,992	59,760	59,612	59,686	63,617	11,329
0,113	857,612	858,580	160,308	0,2	13,496	26,138	25,819	25,979	63,617	12,735
0,060	874,082	874,611	160,308	0,1	13,748	9,167	9,144	9,155	63,617	13,5
		890,642	160,308	0	14	0	0	0	63,617	14

Z tabulky vypočtených hodnot je možno stanovit charakteristiku statické závislosti p-Q v redukované části. V grafu 3 je charakteristika p-Q redukované části pro matematický model k-ε. Ostatní charakteristiky redukované části matematických modelů SST k-ω, SST k-ω SAS, SST k-ω DES a RNG jsou uvedeny v příloze 5.

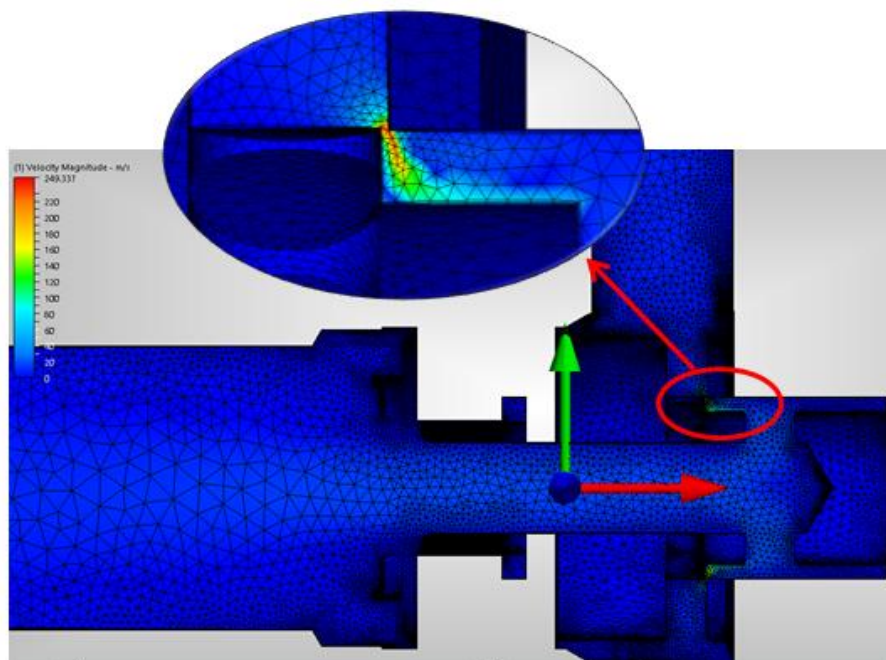


Graf 3 - Statická charakteristika v redukované části



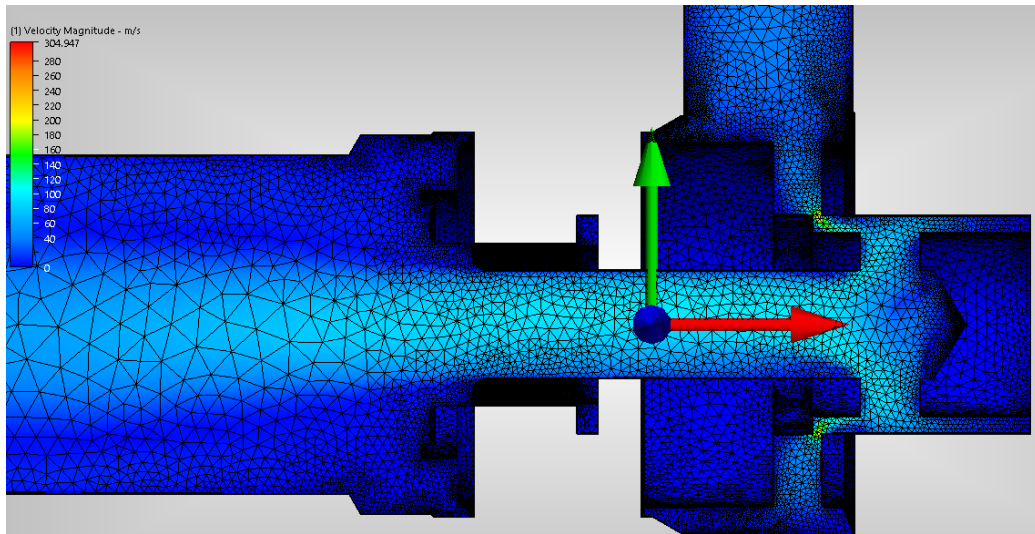
Graf 4 - Porovnání všech výsledků matematických modelů charakteristiky p-Q pro jednotlivá otevření šoupátka

Na následujících obrázcích 21-23 jsou vyobrazeny pole rychlostí při otevření šoupátka 0,1, 0,4 a 1 mm. Na modelech je vidět, že s větším otevřením šoupátka rychlost stoupá v místě průtoku v šoupátku. Nejvyšší rychlosti vznikají u hran otevření šoupátka.

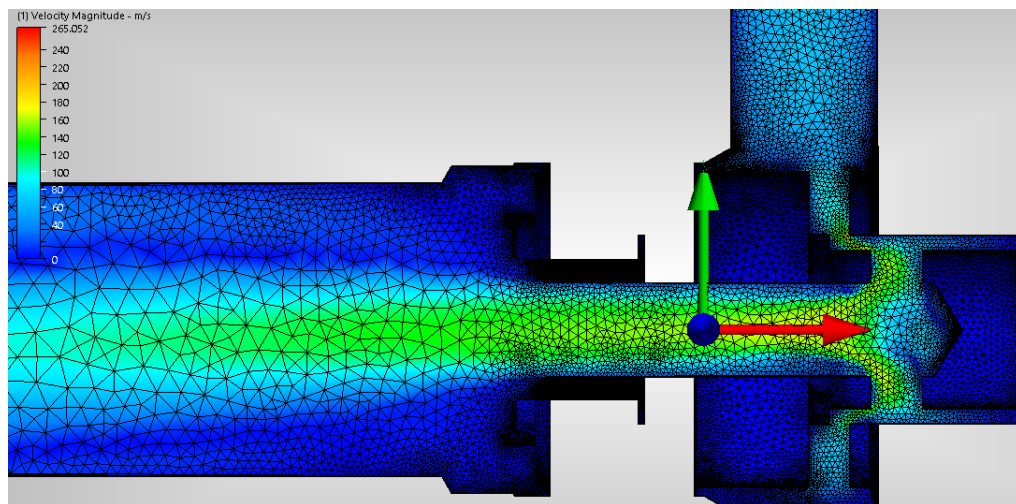


Obr. 21 - Pole rychlostí při otevření šoupátka 0,1 mm pro model k-ε



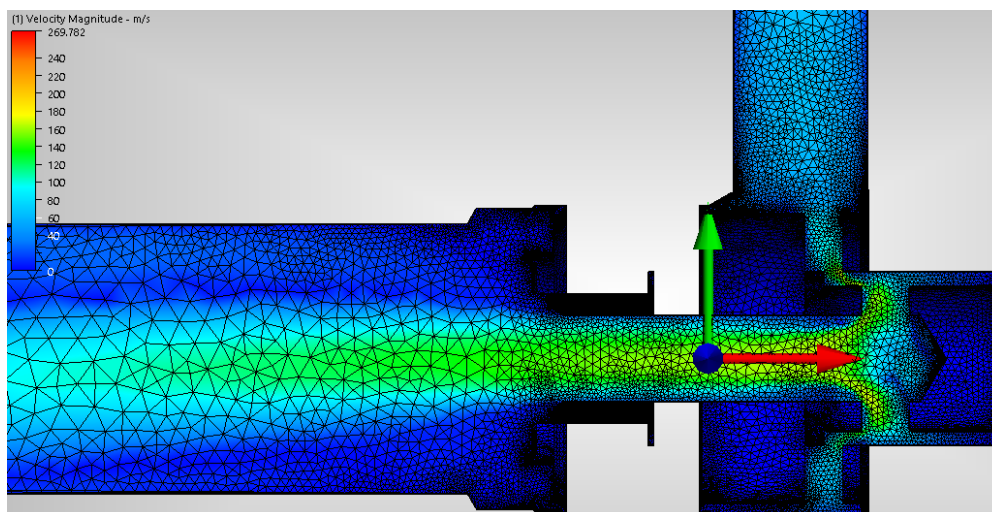


Obr. 22 - Pole rychlostí při otevření šoupátka 0,4 mm pro model k-ε

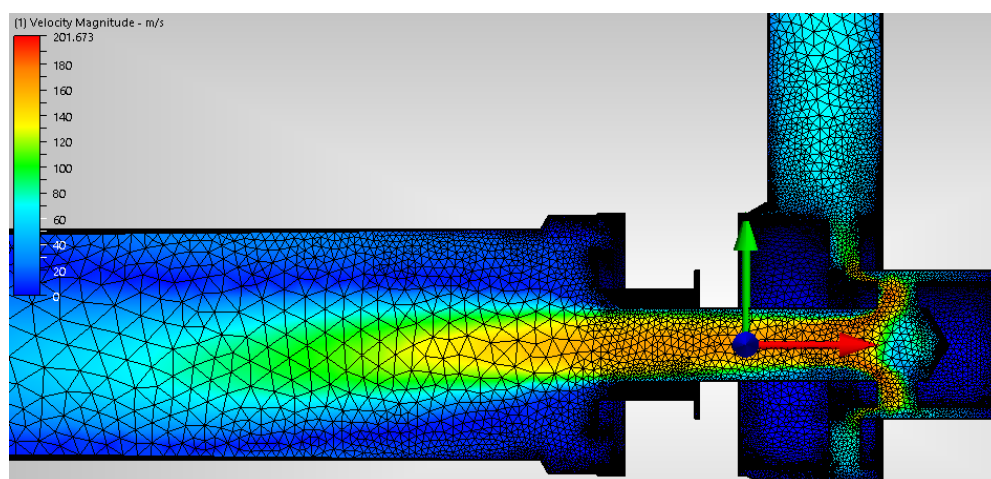


Obr. 23 - Pole rychlostí při otevření šoupátka 1 mm pro model k-ε

Obrázek 24 a 25 porovnává dvě skupiny modelů, a to modely k-ε a RNG s modely SST k-ω, SST k-ω SAS a SST k-ω DES. U každé skupiny modelů dochází k přibližně stejným maximálním hodnotám rychlosti. U modelů k-ε a RNG dochází k výpočtu větší rychlosti proudění.



Obr. 24 - Pole rychlostí při otevření šoupátka 1 mm pro model RNG



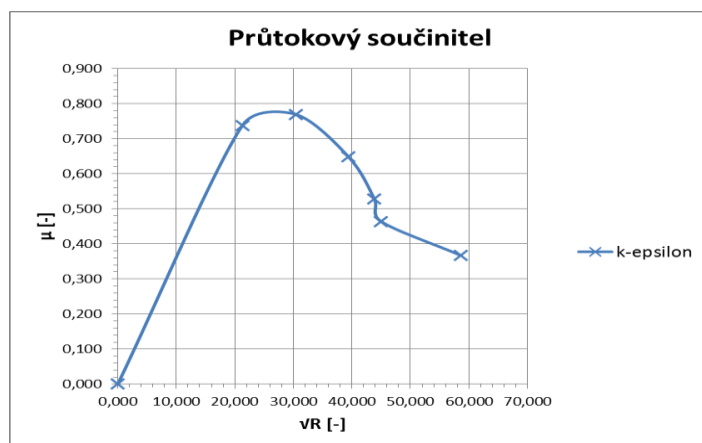
Obr. 25 - Pole rychlostí při otevření šoupátka 1 mm pro model SST k- $\omega$

### Průtokový součinitel

Průtokový součinitel byl vypočítán ze vztahu 56 a pro vytvoření grafu byla zapotřebí vypočítat odmocnina z Reynoldsova čísla, vztah 57 (viz kapitola 3.4). V tabulce jsou uvedeny vypočtené hodnoty pro matematický model k- $\epsilon$  a k tomu graf průtokového součinitele pro model k- $\epsilon$ . Ostatní tabulky hodnot a grafů pro matematické modely RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS a SST k- $\omega$  DES jsou uvedeny v příloze 6.

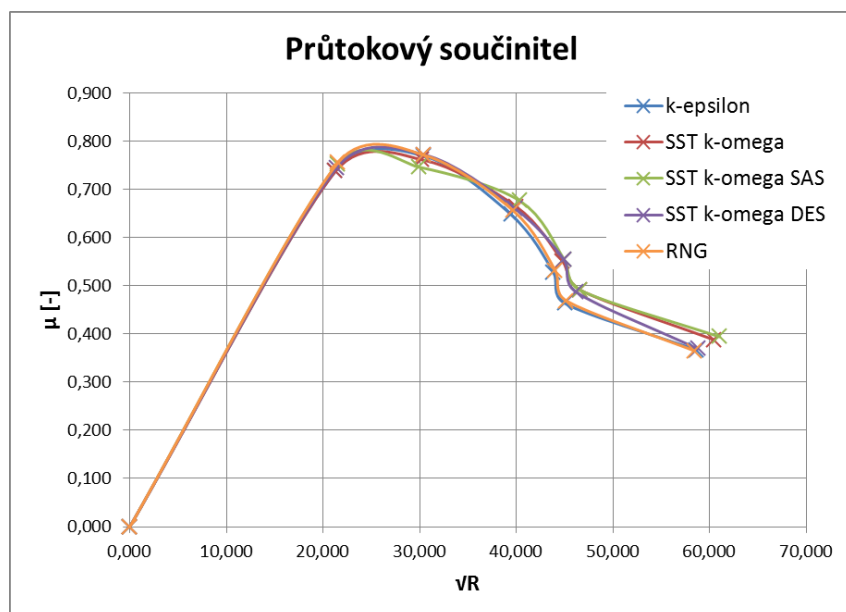
Tabulka 3 - Vypočtené hodnoty průtokového součinitele a dalších potřebných údajů pro výpočet modelu k-ε

$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	Q [m <sup>3</sup> /s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	S [m <sup>2</sup> ]	$\nu R$ [-]	$\mu$ [-]	$P_1$ [Pa]	$P_{red}$ [Pa]	l [mm]	O [mm]	X [mm]	Dh [mm]	$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]
3,20E-05	1,70E-03	860	1,89E-05	58,635	0,367	3,5E+07	9,25E+06	2	5,142	1	1,225	1,575
3,20E-05	1,58E-03	860	1,41E-05	45,021	0,464	3,5E+07	9,80E+06	1,89	4,365	0,8	0,578	1,177
3,20E-05	1,44E-03	860	9,56E-06	43,842	0,528	3,5E+07	1,05E+07	1,83	4,141	0,6	0,408	0,797
3,20E-05	9,95E-04	860	5,38E-06	39,461	0,648	3,5E+07	1,13E+07	1,6	3,455	0,4	0,270	0,449
3,20E-05	4,33E-04	860	1,97E-06	30,379	0,770	3,5E+07	1,27E+07	1,2	2,487	0,2	0,134	0,164
3,20E-05	1,53E-04	860	7,25E-07	21,280	0,738	3,5E+07	1,35E+07	0,87	1,770	0,1	0,069	0,060
3,20E-05	0	860	0	0	0	3,5E+07	1,40E+07	0	0	0	0	0



Graf 5 - Průtokový součinitel v závislosti na odmocnině Reynoldsova čísla pro k-ε

V grafu 6 jsou uvedeny křivky průtokových součinitelů získaných z jednotlivých matematických modelů, ty se příliš neliší.



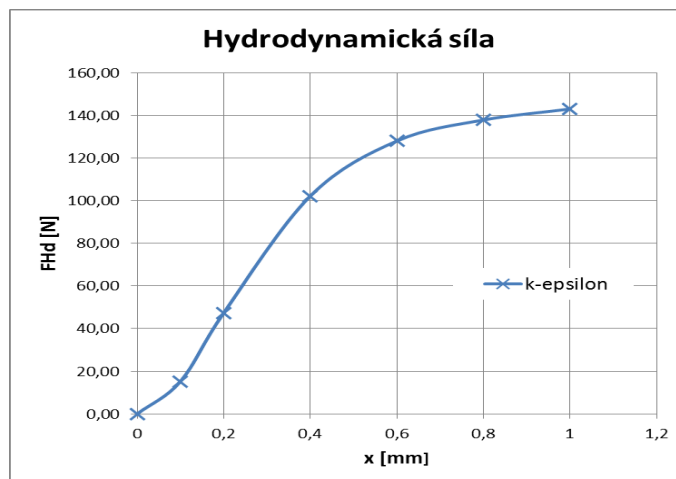
Graf 6 - Porovnání průtokových součinitelů ventilu

## Hydrodynamická síla

Hydrodynamická síla byla vypočtena ze vzorce 55 (viz kapitola 3.3.3). V tabulce jsou uvedeny hodnoty výpočtu pro metodu k- $\epsilon$  a k tomu příslušný graf v závislosti hydrodynamické síly na otevření šoupátka. Ostatní tabulky hodnot a grafů pro matematické modely RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS a SST k- $\omega$  DES jsou uvedeny v příloze 7.

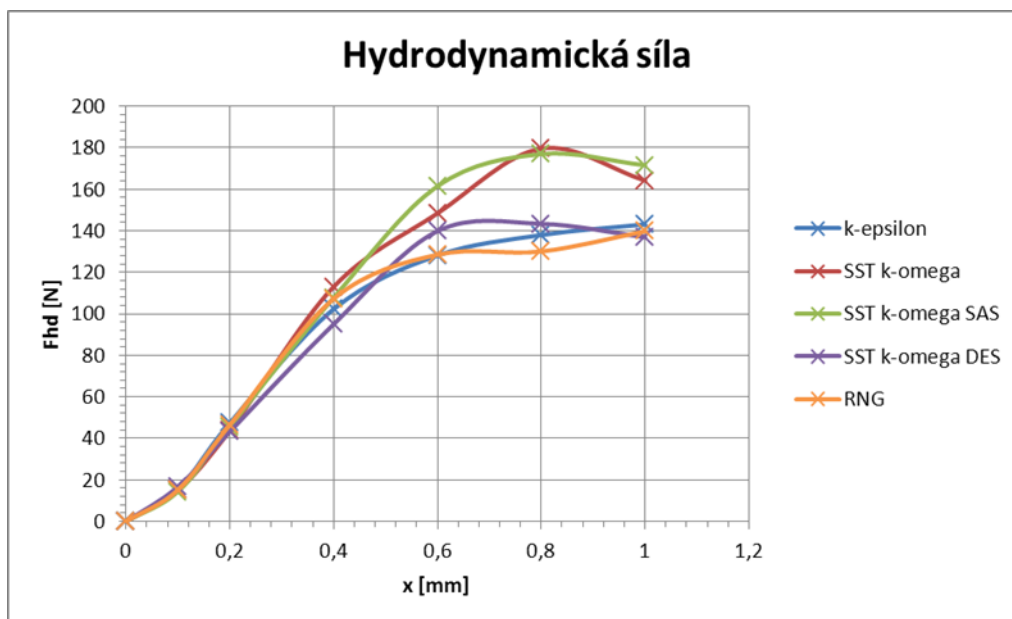
Tabulka 4 - Vypočtené hodnoty hydrodynamické síly a dalších potřebných údajů pro výpočet modelu k- $\epsilon$

$F_{Hd}$ [N]	$F_{od\ kapalin}$ [N]	$F_p$ [N]	$p$ [Mpa]	$S$ [mm <sup>2</sup> ]
143,12	731,582	588,460	9,25	63,617
137,97	761,416	623,449	9,8	63,617
128,11	794,818	666,709	10,48	63,617
102,28	823,002	720,720	11,329	63,617
47,45	857,612	810,166	12,735	63,617
15,25	874,082	858,833	13,5	63,617
0	890,642	890,642	14	63,617



Graf 7 - Průběh hydrodynamické síly v závislosti na otevření šoupátka ventilu pro k- $\epsilon$

V grafu pro hydrodynamickou sílu jednotlivých matematických modelů jsou znatelné odlišné hodnoty hydrodynamických sil pro různá nastavení otevření. Nejvyšší hodnoty hydrodynamických sil jsou vypočteny v matematickém modelu SST k- $\omega$  a v modelu SST k- $\omega$  SAS.



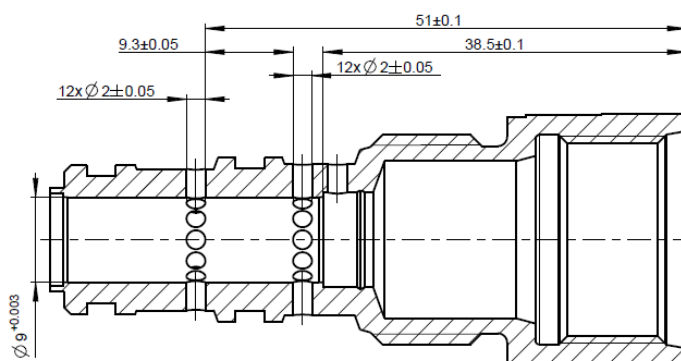
Graf 8 - Hydrodynamické síly ventilu

## 5 Experimentální ověření

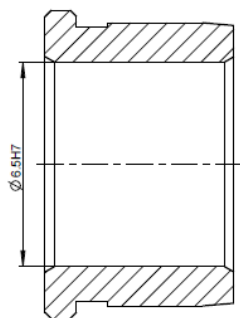
Experimentální ověření vlastností ventilu bylo provedeno ve zkušebně firmy ARGO-HYTOS s.r.o. Vrchlabí.

### 5.1 Měření dílců

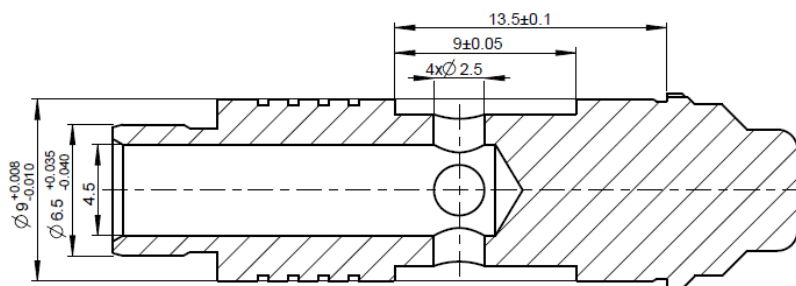
Po vyrobení pouzdra, šoupátka a vložky byly díly překontrolovány na měřicích přístrojích, byly přeměřeny základní rozměry, které by nejvíce ovlivňovaly redukovanou část redukčního ventilu. Základní kontrolované rozměry pouzdra, vložky a šoupátka jsou vyobrazeny na obrázcích 26-28.



Obr. 26 - Pouzdro ventilu s rozměry pro model



Obr. 27 - Vložka do pouzdra a jeho rozměr



Obr. 28 - Šoupátko ventilu a jeho rozměry pro model

Měření délkových rozměrů dílců bylo provedeno na optickém mikroskopu Carl Zeiss Jena. Předmětem měření na optickém mikroskopu bylo zkontrolovat délkové kóty na pouzdru a na šoupátku. Naměřené hodnoty byly porovnány s hodnotami na výkrese.



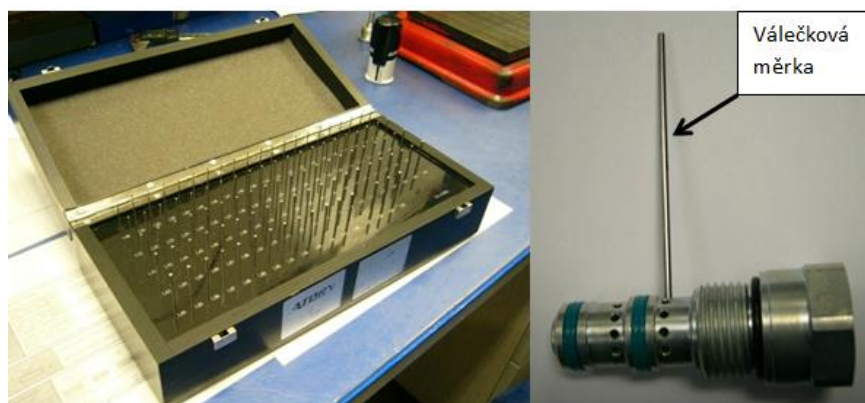
Obr. 29 - Mikroskop Carl Zeiss Jena s měřením pouzdra ventilu

Vzdálenost dosedací plochy šoupátka v pouzdru byla změřena digitálním úchylkoměrem značky Mitutoyo. Po přiložení měřidla na vnější hranu pouzdra se čítadlo vynulovalo, po vynulování byla měřicí tyčka spuštěna na dosedací plochu v pouzdře a na displeji se odečetla hodnota.



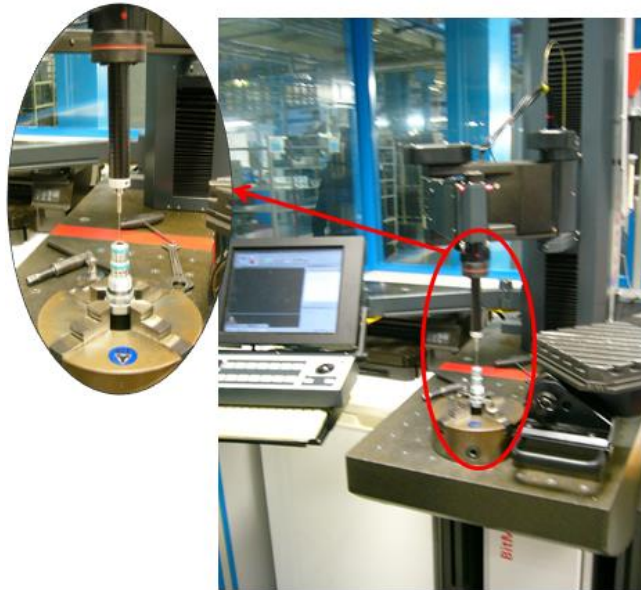
Obr. 30 - Digitální úchylkoměr Mitutoyo s měřeným pouzdrem

Tolerance otvorů po obvodu pouzdra byla měřena sadou válečkových měrek od firmy Atorn s průměry měrek od 1 do 2 mm s tolerančními rozměry po 0,01 mm.



Obr. 31 - Sada válečkových měrek

Průměr vložky byl měřen na 3D měřícím dotykovém přístroji od firmy Zeiss, typové označení Scan Max s vlastním řídicím a vyhodnocovacím počítačem.



Obr. 32 - Zeiss Scan Max

Vnější průměrové kóty na šoupátku byly měřeny digitálním mikrometrem značky Mitutoyo.

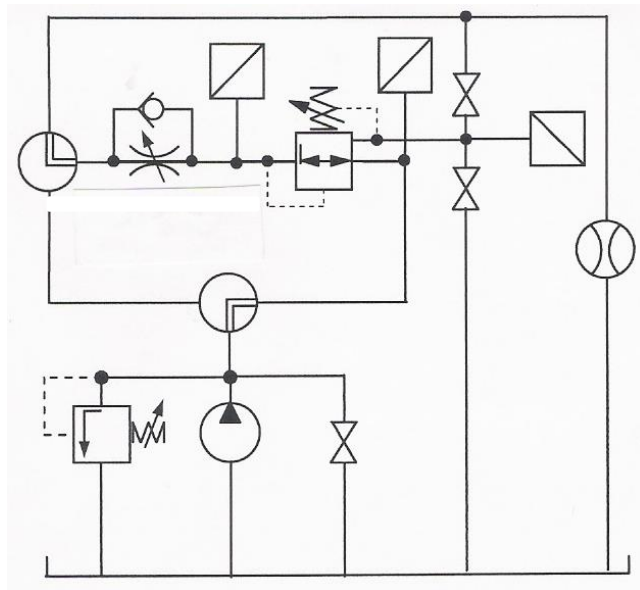


Obr. 33 - Mikrometr Mitutoyo

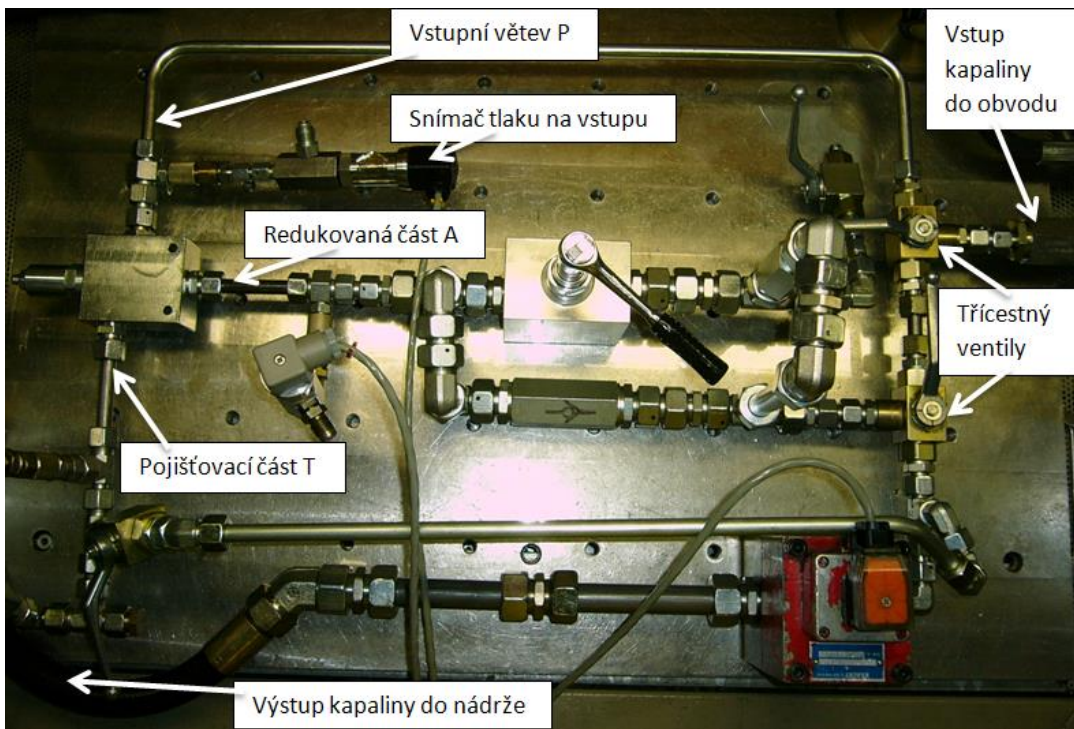
## 5.2 Experiment

Pro měření na zkušebních stolicích se využívá hydraulický olej OH-HM 32 při teplotě 40°C. Tato teplota byla také užita v modelu. V první řadě bylo zapotřebí sestavit obvod pro zkušební ventil. Obvod byl sestaven podle schématu (viz obr. 34). Reálné zapojení jednotlivých částí obvodu je vyobrazeno a popsáno na obrázcích 35 a 36.

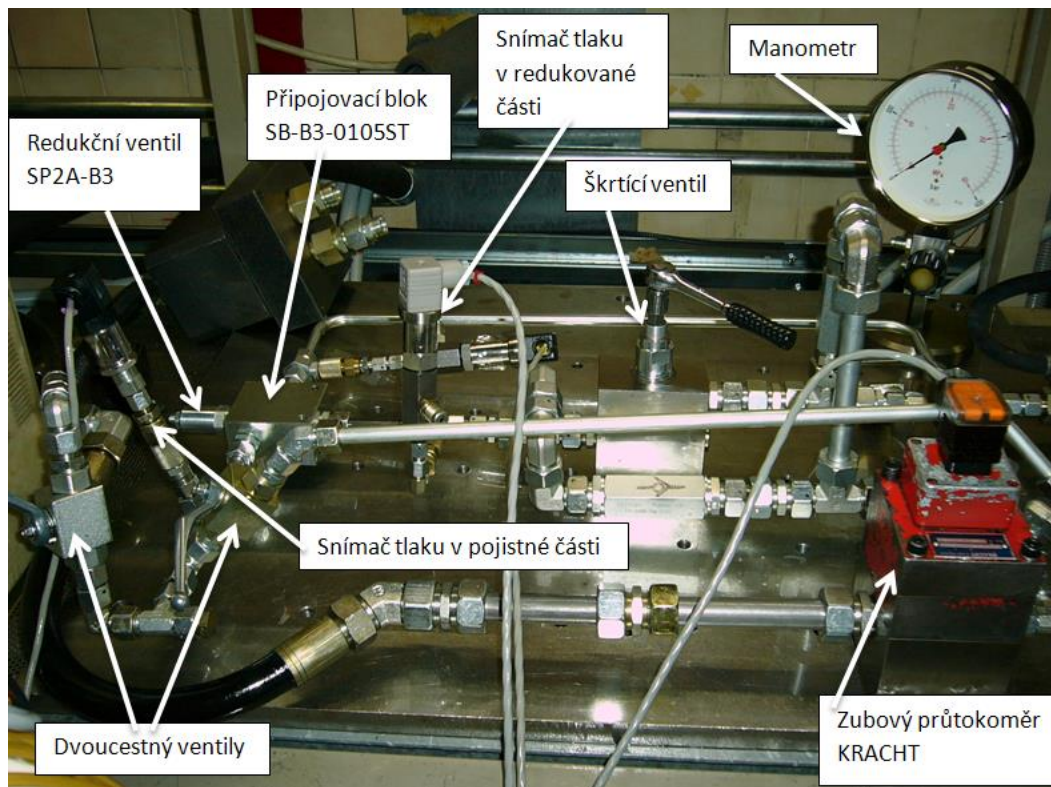




Obr. 34 - Schéma obvodu pro měření SP2A-B3



Obr. 35 - Zapojení obvodu pohled z hora



Obr. 36 - Zapojení obvodu pohled z boku

### **Základní popis součástí, které byly použity v obvodu**

Popis součástí je uveden podle jednotlivých výrobců.

#### Snímač tlaku na vstupu:

BD SENSORS

Typ: DMP 333

Rozsah: 0-600 barů (0-60 MPa)

#### Snímač tlaku v redukované části:

BD SENSORS

Typ: DMP 333

Rozsah: 0-400 barů (0-40 MPa)

#### Snímač tlaku v pojistňovací části:

BD SENSORS

Typ: DMP 331

Rozsah: 0-25 barů (0-2,5 MPa)

## Zubový průtokoměr:

KRACHT

Typ: VC 1 F 1 P S

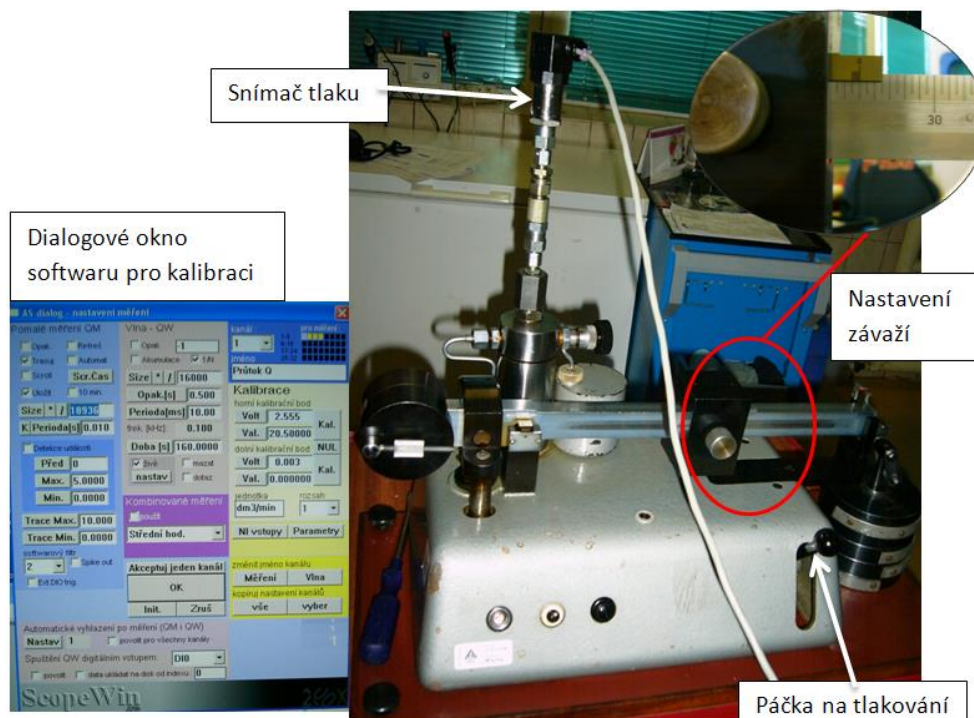
218513/10-1-M05

Maximální průtok do 80 l/min

S chybou do 0,5 %

### 5.3 Kalibrace snímačů tlaku

Nežli se začalo měřit, bylo zapotřebí kalibrovat snímače tlaku. Snímače tlaku byly kalibrovány pomocí zátěžového zařízení Mikrotechnika Modřany typ ZT rok výroby 1966. Na kalibračním zařízení se nastavilo závaží na hodnotu maximálního rozsahu tlakového snímače. Poté se kalibrační zařízení natlakovalo na příslušný tlak. V kalibračním softwaru ScopeWin se potom provedla kalibrace.

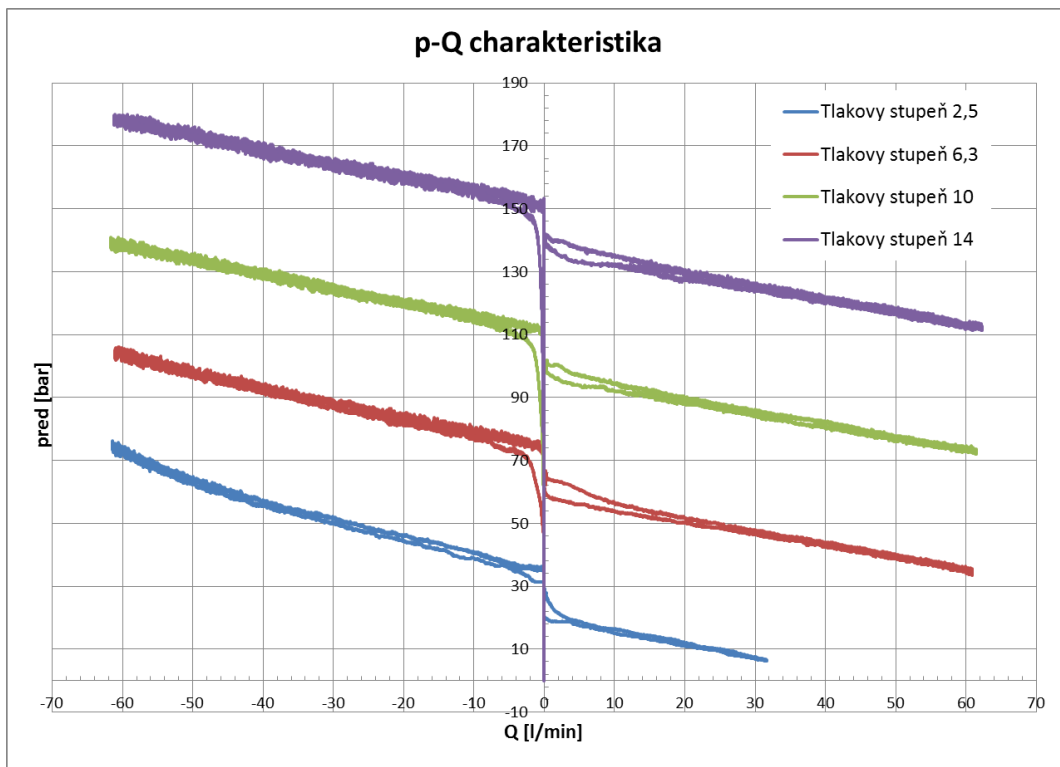


Obr. 37 - Mikrotechnika Modřany a dialogové okno softwaru

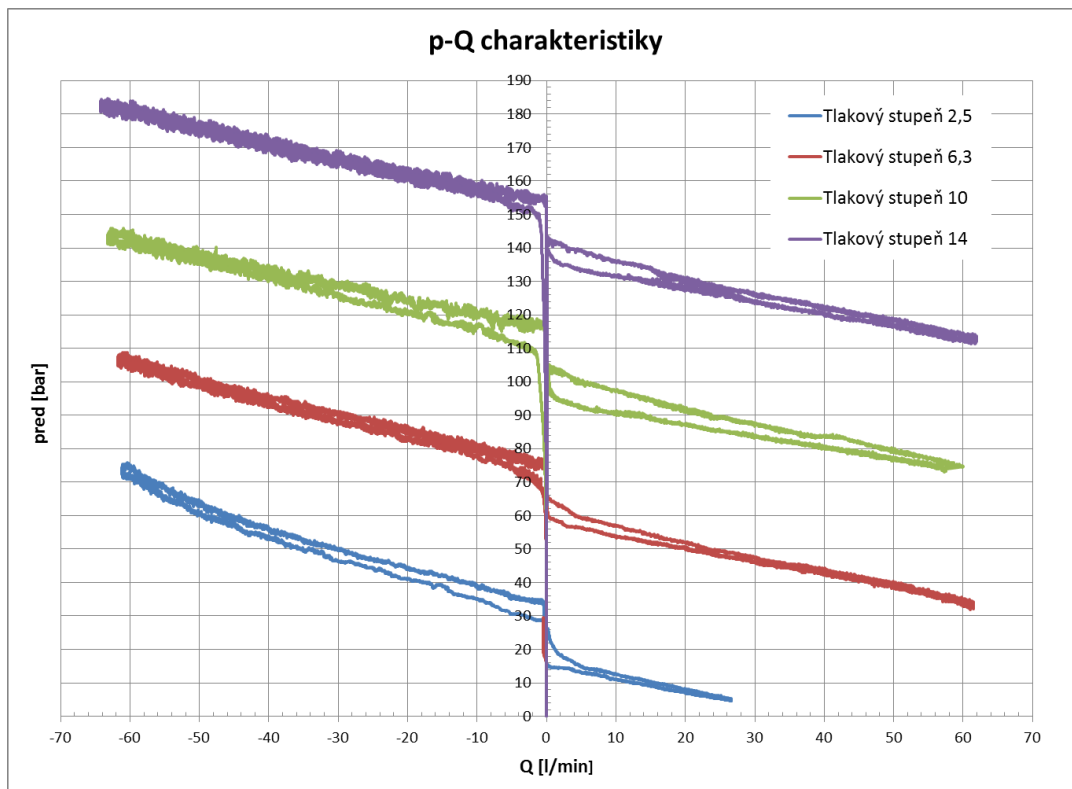
Po kalibraci všech tří snímačů se mohlo začít měřit.

## 5.4 Měření veličin statické charakteristiky

Hodnoty veličin pro statické charakteristiky se měřily pro čtyři tlakové stupně 2.5, 6.3, 10, 14 na dvou reálných kusech ventilu SP2A-B3. Na vstupní části P byl nastaven tlak 35 MPa, který je konstantní po dobu trvání měření ventilu. Nejdříve se nastavil na ventilu tlakový stupeň 2.5, což znamená redukovaný tlak 2.5 MPa. Pomocí škrtícího ventilu, který je v pracovní části okruhu se zvyšoval průtok oleje ventilem až do průtoku 60 l/min poté se průtok snižoval až do nulového průtoku. Na měření pojistné části ventilu se okruh pomocí škrtících třicestných ventilů přestavěl tak, aby olej protékal z kanálu A do kanálu T. Opět měření začínalo na nulovém průtoku a zvyšoval se průtok až do 60 l/min a zase se zmenšovalo až do nulového průtoku. Stejným způsobem pokračujeme u měření dalších tlakových stupňů. Vždy po naměření redukované a pojistné části při jednom nastaveném stupni se redukovaný tlak na ventilu nastavil na jiný, který chceme dále měřit. Toto měření sledujeme v grafu závislém na průtoku a času. Z takto naměřených dat byl graf převeden na závislost redukovaného tlaku na průtoku. Naměřená data se byla uložena do souboru s příponou txt. Ze souboru txt byla data převedena do souboru Excel pro další zpracování a vytvoření grafu.



Graf 9 - Graf statické charakteristiky p-Q vzorku 1



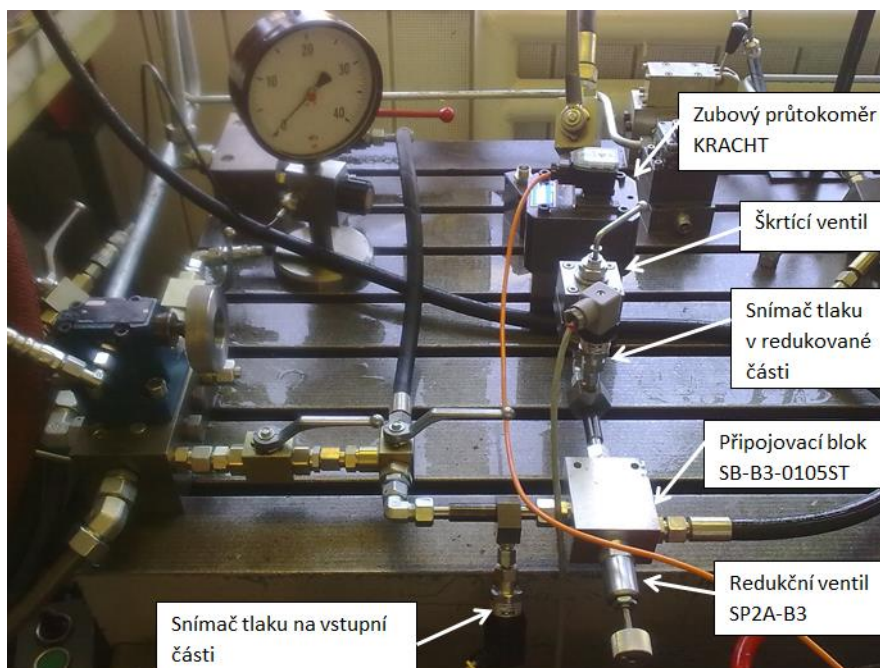
Graf 10 - Graf statické charakteristiky p-Q vzorku 2

Všechna měření ve zkušebně se provedla pro dva vzorky redukčního ventilu SP2A-B3 a u obou ventilů byla použita stejná pružina pro přesnější měření. Změřené tlakové ztráty ventilu SP2A-B3 jsou popsány v příloze 9.

## 5.5 Měření ventilu

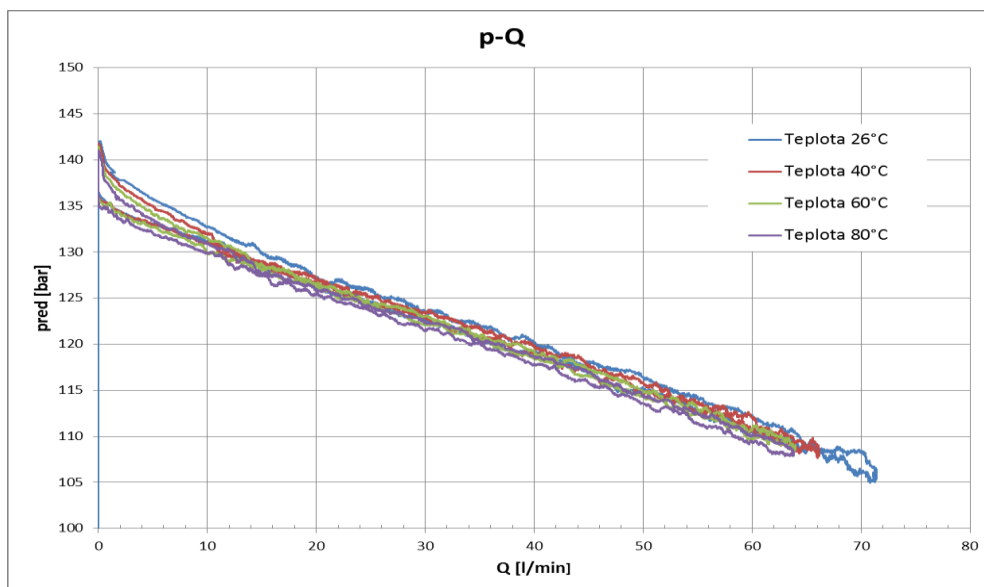
Zkoumanou veličinou na ventilu bylo to, jak teplota oleje ovlivňuje průtok ventilem. Jelikož při výpočtech nebyl výrazný rozdíl ve vypočtených hodnotách v závislosti na teplotě, zvolil se praktický experiment ve zkušebně.

Experiment proběhl se zjednodušeným zapojením obvodu (viz obrázek 38) a byla změřena redukovaná část ventilu v závislosti na čtyřech teplotách oleje 26, 40, 60 a 80 °C. Měření probíhalo na měřicí stoličce s objemem nádrže na olej 250 litrů, který byl postupně ohříván a teplotně stabilizován na měřených teplotách.



Obr. 38 - Zapojení obvodu pro měření při změně teploty oleje

Na vstupní části ventilu byl nastaven tlak 35 MPa a na ventilu redukováný tlak 14 MPa. Předtím nežli se mohlo měřit, bylo zapotřebí kalibrovat snímače tlaku na vstupní a výstupní větvi. Kalibrace probíhala stejným postupem, jako byla popsána v kapitole 5.3. Pomocí škrticího ventilu, který je v pracovní části okruhu, se zvyšoval průtok do hodnoty 60 l/min poté se průtok snižoval až do nulové hodnoty. Poté se olej ohřál na další měřenou teplotu a měření se provedlo stejným postupem. Po měření se v softwaru ScopeWin vyhodnotila data do souboru txt, aby s daty bylo možno pracovat v softwaru excel. V softwaru Excel byly vyhodnoceny výsledky měření.



Graf 11 - Graf závislosti p-Q redukované části s měřením pro 4 různé teploty

V grafu 11 jsou vyobrazeny výsledky měření s teplotami 26, 40, 60 a 80 °C. Z grafu je patrné, že se vzrůstající teplotou oleje klesá pro daný průtok redukovaný tlak.

### **Základní popis součástí, které byly použity v obvodu**

Popis součástí je uveden podle jednotlivých výrobců.

#### Snímač tlaku na vstupu:

SICK

Typ: 6039721

Rozsah: 0-400 barů (0-40 MPa)

#### Snímač tlaku v redukované části:

SICK

Typ: 6047659

Rozsah: 0-250 barů (0-25 MPa)

#### Zubový průtokoměr:

KRACHT

Typ: VC 1 F 1 P S

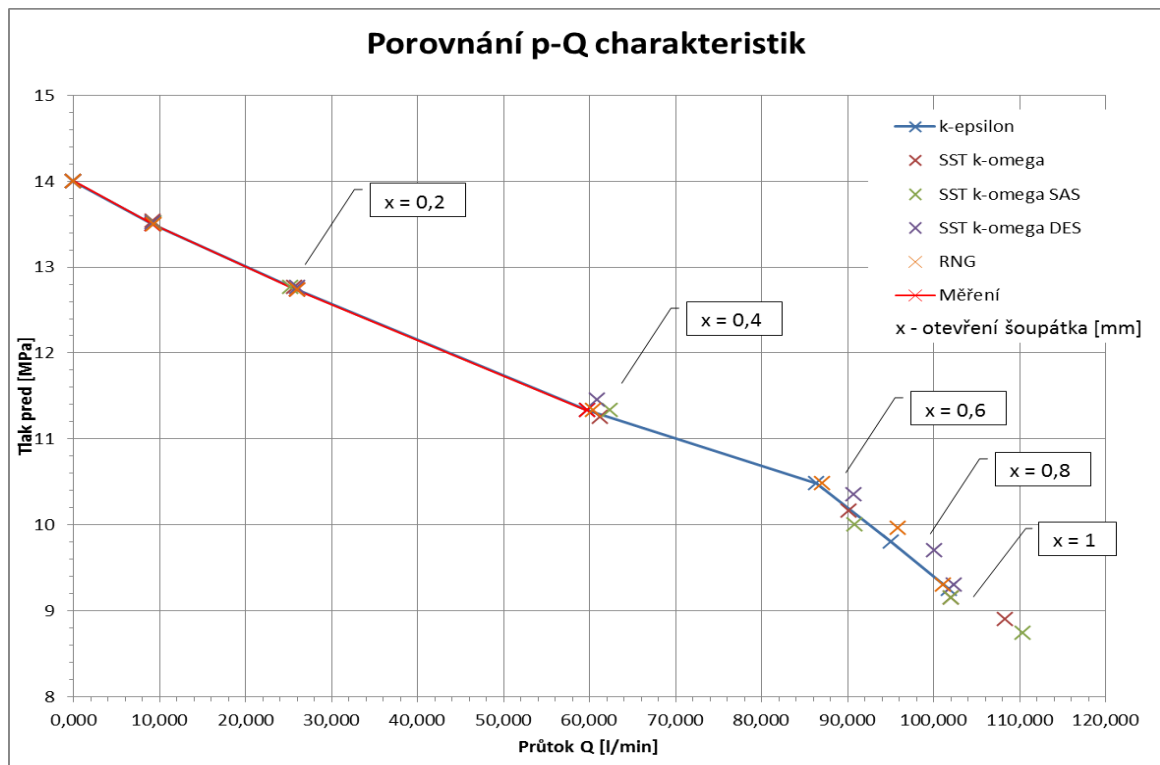
257883/10-1A-08

Maximální průtok do 80 l/min

S chybou do 0,5%

## 6 Závěr a zhodnocení výsledků

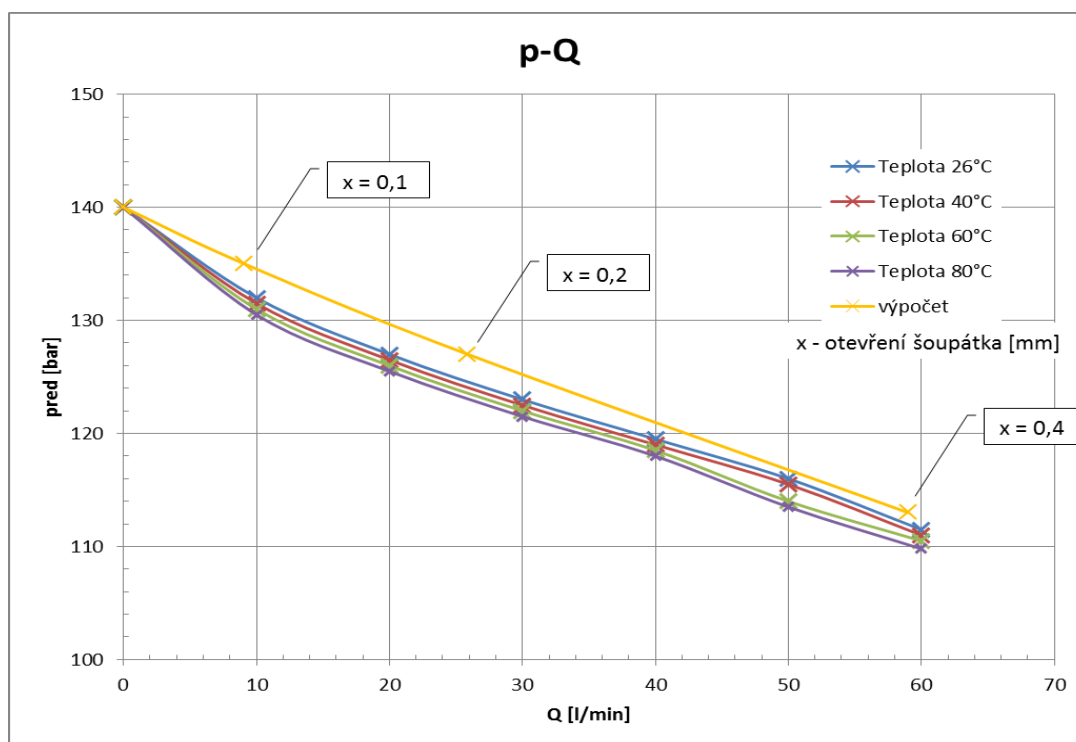
Kompletní zpracování 3D modelů, výpočtů a vyhodnocení měření bylo provedeno s podporou softwarů s licencemi pro firmu ARGO-HYTOS s.r.o. Vrchlabí. V softwaru Autodesk Simulation CFD byly provedeny simulace pro pět matematických modelů pro různé stupně otevření šoupátka. Výpočet byl proveden pro redukovanou část ventilu. V grafu pro p-Q charakteristiky (viz graf 12) jsou vyobrazeny výsledky pro pět matematických modelů při šesti stupních otevření ventilu. Z grafu vidíme, že při malém otevření ventilu do cca 0,2 mm jsou redukované tlaky ve všech matematických modelech přibližně stejné. Při větším otevření redukčního ventilu od 0,4 do 1 mm se výsledky liší podle použitých matematických modelů, kterými byl výpočet proveden. V grafu je také uvedena zjednodušená křivka výsledků měření reálného ventilu. Křivka reálného ventilu SP2A-B3 spojuje naměřené hodnoty do průtoku 60 l/min. Na první pohled je vidět, že reálná a vypočtená křivka se příliš neliší, a tedy CFD výpočty jsou důvěryhodné.



Graf 12 - Porovnání statických charakteristik ventilu mezi matematickými modely s porovnáním naměřených hodnot



V grafu 13 jsou zjednodušeně vyobrazeny výsledky redukované části ventilu při různých teplotách a křivka z výsledku výpočtu matematickou metodou k-ε. Pro představu, jak je šoupátko v některých místech otevřeno, jsou v grafu uvedeny 3 body. V tomto typu ventilu nemá teplota výrazný vliv na chování ventilu.



Graf 13 - Porovnání statických charakteristik ventilu mezi rozdílnými teplotami a provedeným výpočtem u metody k-ε

Výsledky byly získány užitím softwaru Autodesk Simulation CFD. Software byl nastaven na průměrně detailní síť průtočného objemu kapaliny. Doba výpočtu se lišila v závislosti na dokonalosti sítě a také podle toho, jaký byl zvolen matematický model. Čím dokonalejší síť, tím byl výpočet náročnější a trval déle. Matematické modely SST k-ω, SST k-ω SAS a SST k-ω DES byly náročnější na výpočet a trvaly dvojnásobnou dobu nežli matematické modely k-ε a RNG.

Porovnáním vypočtených hodnot pro různé matematické modely s naměřenými hodnotami vyšly chybové odchylky do cca 6%. Průměrné hodnoty procentuálních odchylek obou naměřených vzorků vyšly do 5%. Z naměřených hodnot vyplývá, že je velice uspokojivý výsledek experimentálního měření při použití jakéhokoliv matematického modelu. S nejmenšími odchylkami od naměřených hodnot výpočtu a experimentálním měřením vyšel nejlépe matematický model k-ε s průměrnou

hodnotou chyby výpočtu od experimentu 0,6-3% při průtoku ventilem do 60 l/min. Ostatní porovnání výpočtů a experimentů jsou uvedeny v tabulkách 5-9.

Tabulka 5-9 - Porovnání výsledků modelování a experimentu

<b>k-ε</b>	<b>CFD</b>	<b>měření 1</b>	<b>chyba</b>	<b>měření 2</b>	<b>chyba</b>	<b>chyba<sub>průměrná</sub></b>
<b>p [MPa]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>
13,5	9,15	9	1,64	8,8	3,83	2,73
12,735	25,98	26	-0,08	25,5	1,85	0,89
11,329	59,69	59	1,16	59,7	-0,02	0,57

<b>SST k-ω</b>	<b>CFD</b>	<b>měření 1</b>	<b>chyba</b>	<b>měření 2</b>	<b>chyba</b>	<b>chyba<sub>průměrná</sub></b>
<b>p [MPa]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>
13,54	9,15	8,8	3,83	8,6	6,01	4,92
12,77	25,71	25,6	0,43	25	2,76	1,59
11,25	61,25	59,9	2,20	60	2,04	2,12

<b>SST k-ω SAS</b>	<b>CFD</b>	<b>měření 1</b>	<b>chyba</b>	<b>měření 2</b>	<b>chyba</b>	<b>chyba<sub>průměrná</sub></b>
<b>p [MPa]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>
13,52	9,34	8,9	4,71	8,7	6,85	5,78
12,77	25,19	25,6	-1,63	25	0,75	-0,44
11,329	62,37	59	5,40	59,7	4,28	4,84

<b>SST k-ω DES</b>	<b>CFD</b>	<b>měření 1</b>	<b>chyba</b>	<b>měření 2</b>	<b>chyba</b>	<b>chyba<sub>průměrná</sub></b>
<b>p [MPa]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>
13,52	9,23	8,9	3,58	8,7	5,74	4,66
12,77	26,06	25,6	1,77	25	4,07	2,92
11,45	60,88	58	4,73	60,5	0,62	2,68

<b>RNG</b>	<b>CFD</b>	<b>měření 1</b>	<b>chyba</b>	<b>měření 2</b>	<b>chyba</b>	<b>chyba<sub>průměrná</sub></b>
<b>p [MPa]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>Q [l/min]</b>	<b>[%]</b>	<b>[%]</b>
13,5	9,37	9	3,95	8,8	6,08	5,02
12,735	26,03	26	0,12	25,5	2,04	1,08
11,329	60,42	59	2,35	59,7	1,19	1,77

Matematický model k-ε v softwaru AUTODESK Simulation CFD poskytoval nejlepší shodu jak z hlediska chybové odchylky reálných naměřených hodnot od hodnot vypočtenými softwarem, tak z hlediska časové náročnosti výpočtu.

## 7 Seznam použité literatury

1. BLEJCHAŘ, Tomáš. *Matematické modelování nestacionárního proudění, kavitace a akustických projevů v hydraulickém ventilu*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2005.
2. BLEJCHAŘ, Tomáš. *Turbulence-Modelování proudění – CFX*. Vydání 1. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2010. ISBN 978-80-248-2606-6.
3. BROŽ, Jaroslav. *Studie vlastností přímo řízeného tlakového ventilu VPP1-06, HYTOS a.s.* Liberec: TUL 2004
4. CERHA, Josef. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Vydání 2. Liberec: TUL, 2010. ISBN 978-80-7372-560-0.
5. DRÁBKOVÁ, S., M. KOZUBKOVÁ a P. ŠTÁVA. *Matematické modely nestlačitelného a stlačitelného proudění - Metoda konečných objemů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 1999.
6. HAVELKA, Milan. *Principy a druhy hydrodynamických ventilů*. Brno: VUT v Brně 2013.
7. KOUDELKA, Jan. *Studie vlivu konečného opracování a velikosti tolerance dvojice šoupátka - pouzdro na velikost svodové propustnosti rozvaděčů*. Liberec: TUL 2007.
8. KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin, FLUENT, CFX*. Vydání 1. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2008.
9. MUNZAR, David. *Studie vlastností přímo řízeného tlakového ventilu VPP2-06, HYTOS a.s.* Liberec: TUL 2005
10. VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění*. Praha: ČVUT 2013.
11. EMANUEL, George. *Analytical Fluid Dynamics*. Vydání 2. Texas: CRC Press 2001. ISBN: 0-8493-9114-8
12. MERRITT, E. Herbert. *Hydraulic Control System*. United States of America: 1967.
13. RISTIC, Mirjana. *Dreidimensionale Strömungsberechnungen zur Optimierung von Hydraulikventilen bezüglich der stationären Strömungskräfte*. Aachen: 2000, ISBN 3-8265-8157-1
14. VERSTEEG, H.K. a W. MALALASEKERA. *An introduction to computational fluid dynamics – The finite volume method*. Vydání 1. United State: Longman Group Ltd 1995, ISBN 0-582-21884-5

15. ARGO-HYTOS. *Výrobky - Tlakové a redukční ventily [online]*. © 2014 [cit. 2014-08-28]. Dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/cz/vyrobky/ridici-a-regulacni-technika/tlakove-a-redukzni-ventily.html>
16. AUTODESK. *Simulation CFD 2014: Help [online]*. Autodesk Inc. All rights reserved, © 2014 [cit. 2014-08-17]. Dostupné z: <http://help.autodesk.com/view/SCDSE/2014/ENU/?guid=GUID-BC3E47DC-6626-41C6-974F-4D5676FAE066>
17. CFD Online. *CFD Forum [online]*. © CFD Online [cit. 2014-08-18]. Dostupné z: <http://www.cfd-online.com/Forums/main/>

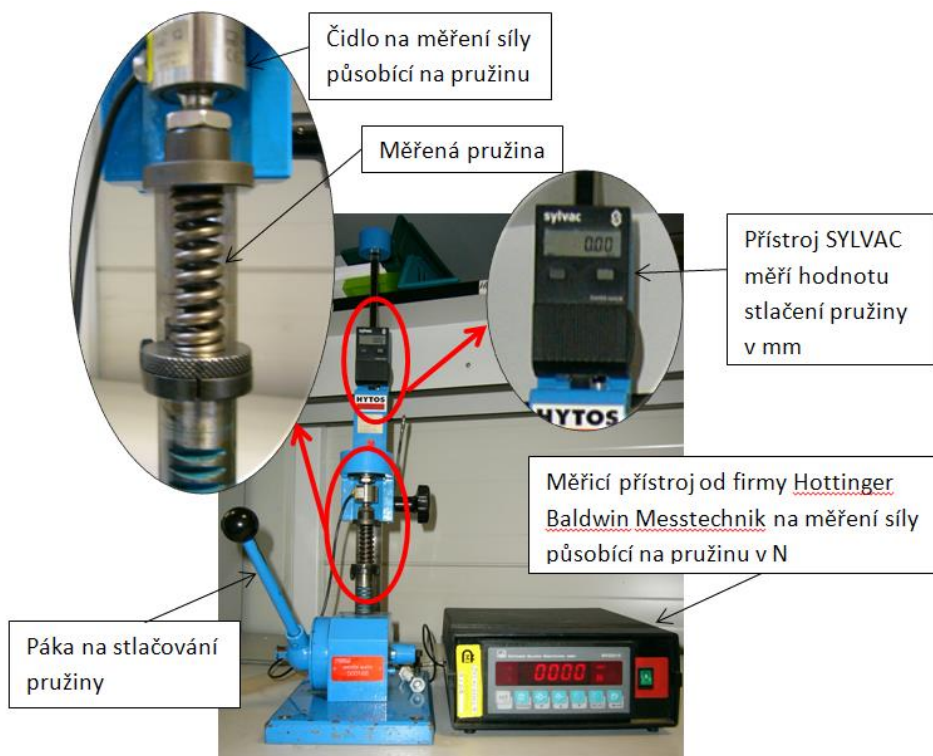
## 8 Seznam příloh

Příloha 1	Měření pružin
Příloha 2	Zvolení okrajových podmínek pro matematické modely k- $\epsilon$ , RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS a SST k- $\omega$ DES
Příloha 3	Hodnoty zvolení hladin u matematických modelů k- $\epsilon$ , RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS a SST k- $\omega$ DES
Příloha 4	Tabulky vypočtených hodnot pro matematické modely RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS a SST k- $\omega$ DES
Příloha 5	Grafy statické charakteristiky pro modely RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS a SST k- $\omega$ DES
Příloha 6	Graf oleje OH-HM 32
Příloha 7	Tabulky s výsledky a grafy průtokových součinitelů pro výsledky matematických modelů SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS, SST k- $\omega$ DES, RNG.
Příloha 8	Tabulky s výsledky a grafy hydrodynamické síly pro výsledky matematických modelů SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS, SST k- $\omega$ DES, RNG.
Příloha 9	Tlakové ztráty SP2A-B3

# Příloha 1

## Měření pružin

K dispozici byly dvě pružiny, u kterých byla měřena jejich tuhost. Měření bylo provedeno na přístroji, který byl sestaven ve firmě Argo-Hytos s.r.o.



Obr. P. 1 - Měřicí přístroj

Měřicí přístroj se skládá z rámu s pákou ke změně stlačení pružiny, z přístroje Sylvac pro měření hodnoty stlačení pružiny, z čidla na měření síly působící na pružinu a z přístroje od firmy Hottinger Baldwin Messtechnik GMBH typ MVD2510.

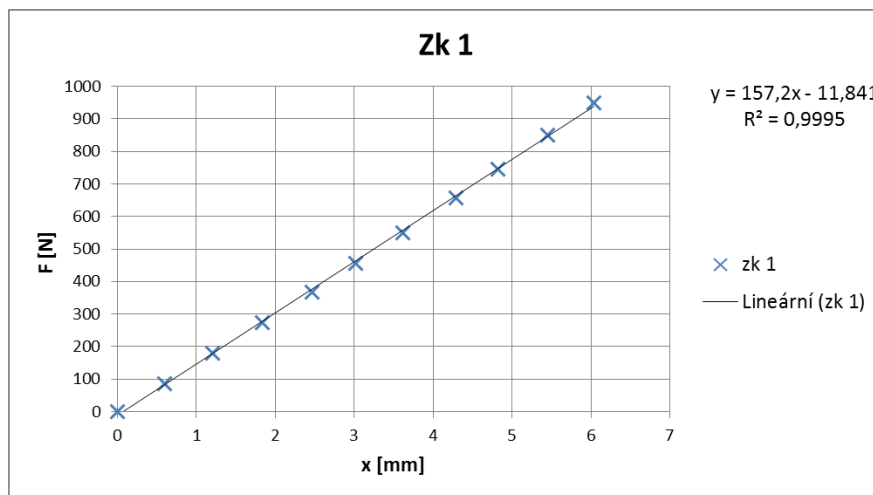
Měření bylo provedeno v deseti krocích. Jednotlivý krok stlačení pružiny byl o 0,6 mm až do stlačení 6 mm, při každém kroku stlačení byla opsána do tabulky hodnota síly, která působí při daném stlačení. Měření každé pružiny bylo opakováno pětkrát.

Z každého měření byl vytvořen graf závislosti stlačení pružiny na síle a jednotlivé body byly proloženy lineární spojnicí trendu a byly vyobrazeny v rovnici. První člen ve vyobrazené rovnici je spočtená hodnota tuhosti pružiny (viz. graf 1-5). Z jednotlivých tuhostí, které vyšly při výpočtu, ze všech pěti měření byl udělán průměr a ten byl použit jako skutečná tuhost pružiny pro další výpočty. Jelikož vyšla tuhost pružin odlišná, byla pro další výpočty použita pružina jedna (viz tabulka 2).

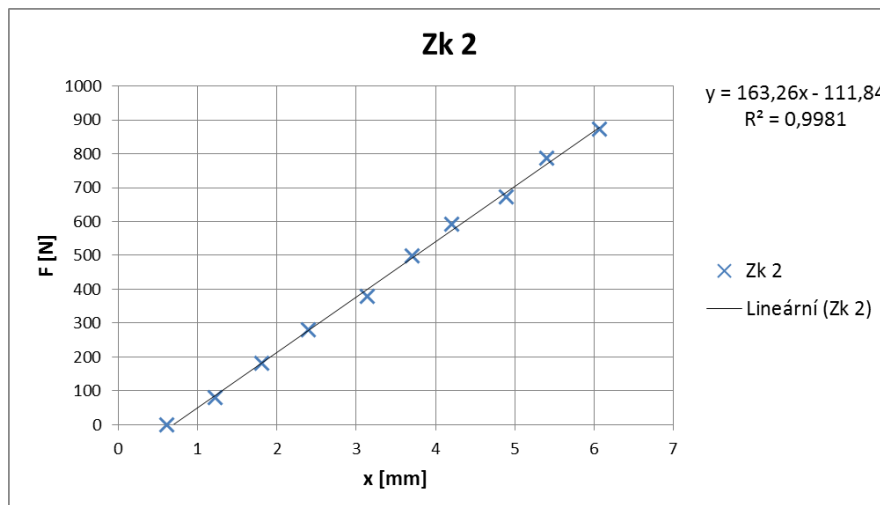
Tabulka P. 1- Tabulka hodnot z měření první pružiny

**Pružina 1**

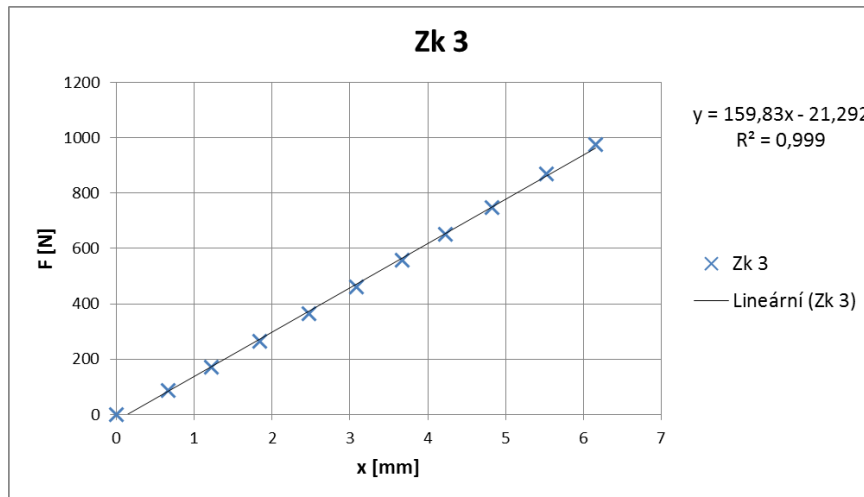
Zk. 1		Zk. 2		Zk. 3		Zk. 4		Zk. 5	
x [mm]	F [N]	x [mm]	F [N]	x [mm]	F [N]	x [mm]	F [N]	x [mm]	F [N]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,6	85	0,61	81	0,67	87	0,64	94	0,61	85
1,21	180	1,22	181	1,22	172	1,26	193	1,27	199
1,84	274	1,81	280	1,84	263	1,8	268	1,95	298
2,47	368	2,4	378	2,47	363	2,43	368	2,43	374
3,02	455	3,14	498	3,08	462	3,08	473	3,02	469
3,62	549	3,7	591	3,67	558	3,62	559	3,6	562
4,29	658	4,2	674	4,23	651	4,38	685	4,24	668
4,82	746	4,89	786	4,82	749	4,99	788	4,87	776
5,45	850	5,4	872	5,52	869	5,43	862	5,4	864
6,04	949	6,07	985	6,16	975	6,06	968	6,1	980



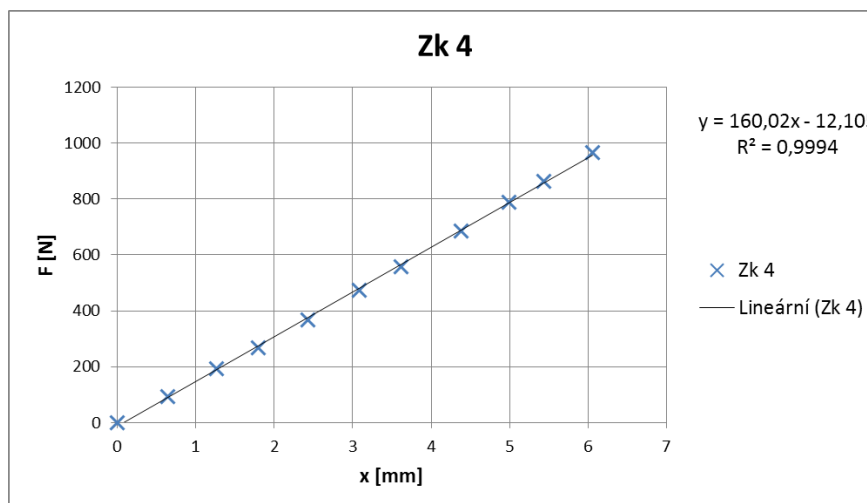
Graf P. 1 - První měření první pružiny – závislost síly na stlačení



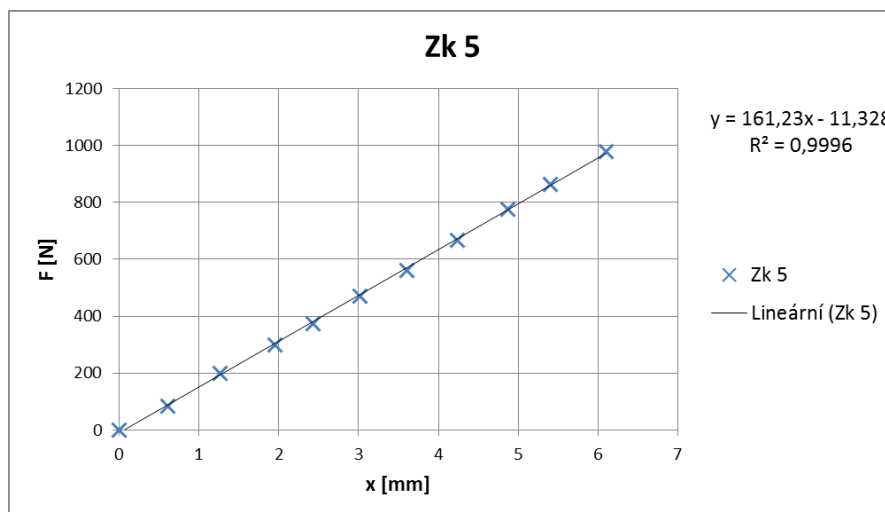
Graf P. 2 – Druhé měření první pružiny – závislost síly na stlačení



Graf P. 3 – Třetí měření první pružiny – závislost síly na stlačení



Graf P. 4 – Čtvrté měření první pružiny – závislost síly na stlačení



Graf P. 5 – Páté měření první pružiny – závislost síly na stlačení



Tabulka P. 2 - Hodnoty tuhostí pružiny při jednotlivých měřeních a průměrná hodnota tuhosti první pružiny

	<b>C [N/mm]</b>
zk 1	157,2
zk 2	163,26
zk 3	159,83
zk 4	160,02
zk 5	161,23
průměr	160,308

## Příloha 2

### Zvolení okrajových podmínek pro matematické modely k- $\epsilon$ , RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS a SST k- $\omega$ DES.

#### k- $\epsilon$

okrajové podmínky: vstupní tlak 35MPa

symetrie

redukovaný tlak pro počítaná otevření

x [mm]	volba p <sub>red</sub> [MPa]
1	9,25
0,8	9,8
0,6	10,48
0,4	11,329
0,2	12,735
0,1	13,5
0	14

#### RNG

okrajové podmínky: vstupní tlak 35MPa

symetrie

redukovaný tlak pro počítaná otevření

x [mm]	volba p <sub>red</sub> [MPa]
1	9,3
0,8	9,96
0,6	10,48
0,4	11,329
0,2	12,735
0,1	13,5
0	14

#### SST k- $\omega$

okrajové podmínky: vstupní tlak 35MPa

symetrie

redukovaný tlak pro počítaná otevření

x [mm]	volba $p_{red}$ [MPa]
1	8,9
0,8	9,15
0,6	10,16
0,4	11,25
0,2	12,77
0,1	13,54
0	14

### SST k- $\omega$ SAS

okrajové podmínky: vstupní tlak 35MPa

symetrie

redukovaný tlak pro počítaná otevření

x [mm]	volba $p_{red}$ [MPa]
1	8,74
0,8	9,15
0,6	10
0,4	11,329
0,2	12,77
0,1	13,52
0	14

### SST k- $\omega$ DES

okrajové podmínky: vstupní tlak 35MPa

symetrie

redukovaný tlak pro počítaná otevření

x [mm]	volba $p_{red}$ [MPa]
1	9,3
0,8	9,7
0,6	10,35
0,4	11,45
0,2	12,77
0,1	13,52
0	14

## **Příloha 3**

**Hodnoty zvolení hladin u matematických modelů k- $\epsilon$ , RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS a SST k- $\omega$  DES.**

Parametry zvolené pro hladiny sítě modelů k- $\epsilon$  a RNG:

Number of Layers:	3
Layer factor:	0,2
Layer gradation	Auto

Parametry zvolené pro hladiny sítě modelů SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS a SST k- $\omega$  DES:

Number of Layers:	10
Layer factor:	0,5
Layer gradation	1,5

## Příloha 4

### Tabulky vypočtených hodnot pro matematické modely RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$ SAS a SST k- $\omega$ DES.

Tabulka P. 3 - Vypočtené hodnoty pro model SST k- $\omega$

chyba $\pm 0,5\%$	F <sub>od kapaliny</sub> [N]	F <sub>od pružiny</sub> [N]	C [N/mm]	x [mm]	výpočet p [MPa]	Q <sub>vst</sub> [l/min]	Q <sub>vys</sub> [l/min]	Q [l/min]	S [mm <sup>2</sup> ]	volba p <sub>red</sub> [MPa]
-0,012	730,422	730,334	160,308	1	11,480	108,704	107,941	108,323	63,617	8,9
0,088	761,722	762,395	160,308	0,8	11,984	102,476	101,588	102,032	63,617	9,15
-0,038	794,758	794,457	160,308	0,6	12,488	89,943	90,332	90,137	63,617	10,16
-0,270	828,748	826,518	160,308	0,4	12,992	60,785	61,721	61,253	63,617	11,25
0,276	856,206	858,580	160,308	0,2	13,496	25,431	25,989	25,710	63,617	12,77
-0,192	876,288	874,611	160,308	0,1	13,748	9,167	9,144	9,155	63,617	13,54
		890,642	160,308	0	14	0	0	0	63,617	14

Tabulka P. 4 - Vypočtené hodnoty pro model SST k- $\omega$  SAS

chyba $\pm 0,5\%$	F <sub>od kapaliny</sub> [N]	F <sub>od pružiny</sub> [N]	C [N/mm]	x [mm]	výpočet p [MPa]	Q <sub>vst</sub> [l/min]	Q <sub>vys</sub> [l/min]	Q [l/min]	S [mm <sup>2</sup> ]	volba p <sub>red</sub> [MPa]
0,372	727,618	730,334	160,308	1	11,480	110,216	110,570	110,393	63,617	8,74
0,436	759,07	762,395	160,308	0,8	11,984	102,005	101,952	101,978	63,617	9,15
-0,400	797,638	794,457	160,308	0,6	12,488	90,757	90,828	90,793	63,617	10
-0,240	828,506	826,518	160,308	0,4	12,992	61,198	63,547	62,372	63,617	11,329
0,067	858,008	858,580	160,308	0,2	13,496	25,438	24,943	25,191	63,617	12,77
0,016	874,47	874,611	160,308	0,1	13,748	9,352	9,331	9,341	63,617	13,52
		890,642	160,308	0	14	0	0	0	63,617	14

Tabulka P. 5 - Vypočtené hodnoty pro model SST k- $\omega$  DES

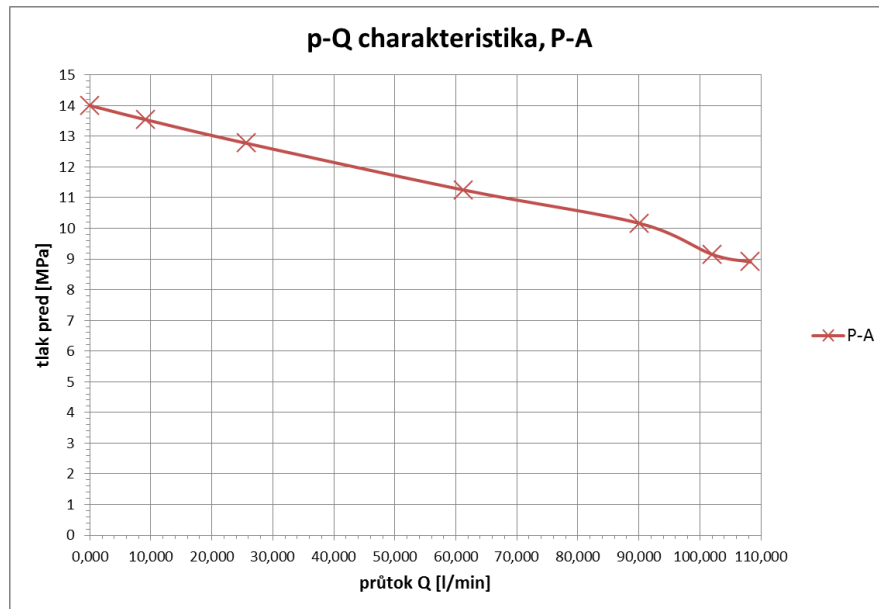
chyba $\pm 0,5\%$	F <sub>od kapaliny</sub> [N]	F <sub>od pružiny</sub> [N]	C [N/mm]	x [mm]	výpočet p [MPa]	Q <sub>vst</sub> [l/min]	Q <sub>vys</sub> [l/min]	Q [l/min]	S [mm <sup>2</sup> ]	volba p <sub>red</sub> [MPa]
0,247	728,526	730,334	160,308	1	11,480	103,790	100,938	102,364	63,617	9,3
0,252	760,474	762,395	160,308	0,8	11,984	98,986	101,180	100,083	63,617	9,7
-0,483	798,294	794,457	160,308	0,6	12,488	91,014	90,372	90,693	63,617	10,35
0,376	823,414	826,518	160,308	0,4	12,992	60,847	60,921	60,884	63,617	11,45
0,340	855,658	858,580	160,308	0,2	13,496	25,850	26,276	26,063	63,617	12,77
-0,246	876,762	874,611	160,308	0,1	13,748	9,034	9,446	9,240	63,617	13,52
		890,642	160,308	0	14	0	0	0	63,617	14

Tabulka P. 6 - Vypočtené hodnoty pro model RNG

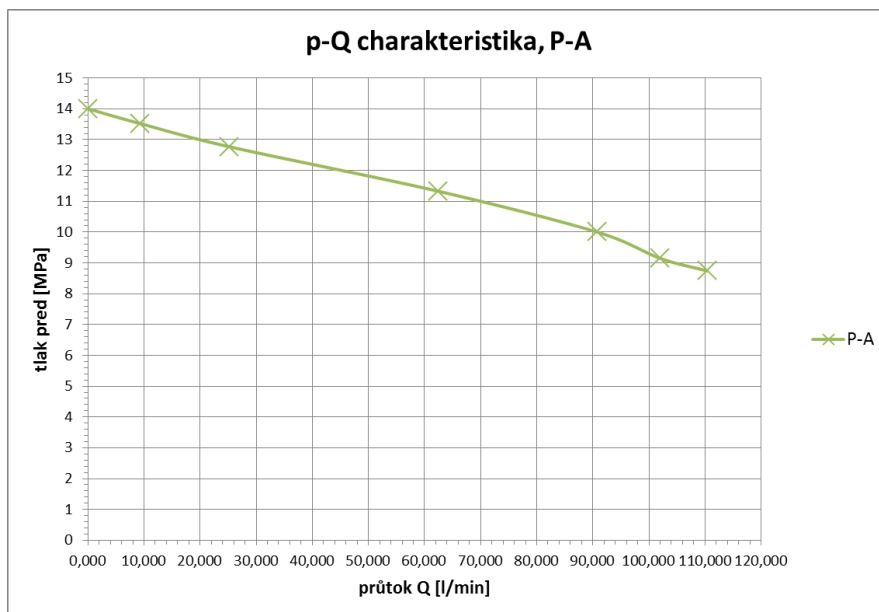
chyba $\pm 0,5\%$	F <sub>od kapaliny</sub> [N]	F <sub>od pružiny</sub> [N]	C [N/mm]	x [mm]	výpočet p [MPa]	Q <sub>vst</sub> [l/min]	Q <sub>vys</sub> [l/min]	Q [l/min]	S [mm <sup>2</sup> ]	volba p <sub>red</sub> [MPa]
-0,150	731,426	730,334	160,308	1	11,480	100,582	101,738	101,160	63,617	9,3
-0,170	763,692	762,395	160,308	0,8	11,984	96,119	95,563	95,841	63,617	9,96
-0,096	795,22	794,457	160,308	0,6	12,488	87,249	86,924	87,086	63,617	10,48
-0,176	827,976	826,518	160,308	0,4	12,992	59,720	61,125	60,423	63,617	11,329
0,212	856,756	858,580	160,308	0,2	13,496	26,168	25,908	26,038	63,617	12,735
0,072	873,982	874,611	160,308	0,1	13,748	9,205	9,535	9,370	63,617	13,5
		890,642	160,308	0	14	0	0	0	63,617	14

## Příloha 5

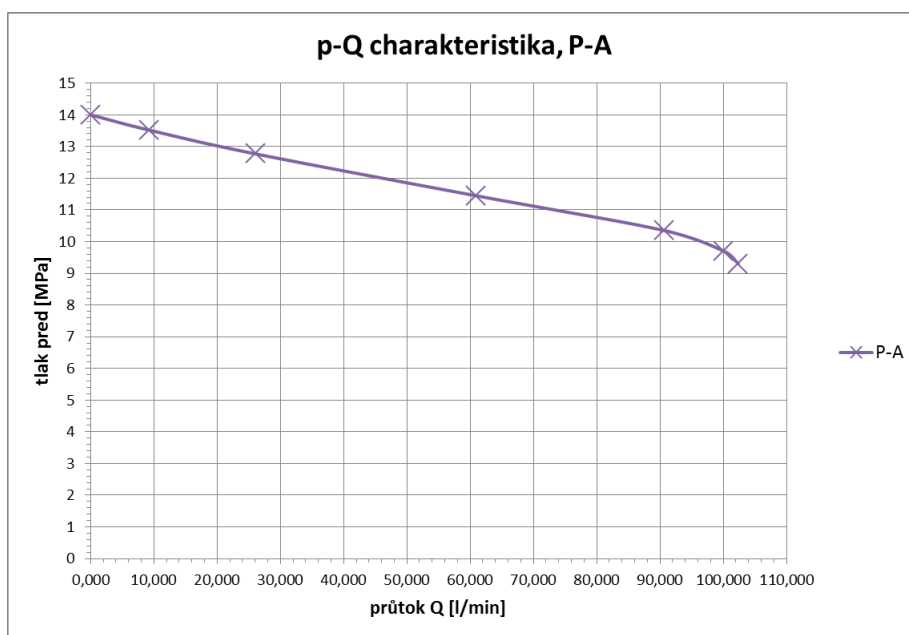
Grafy statické charakteristiky pro modely RNG, SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS a SST k- $\omega$  DES.



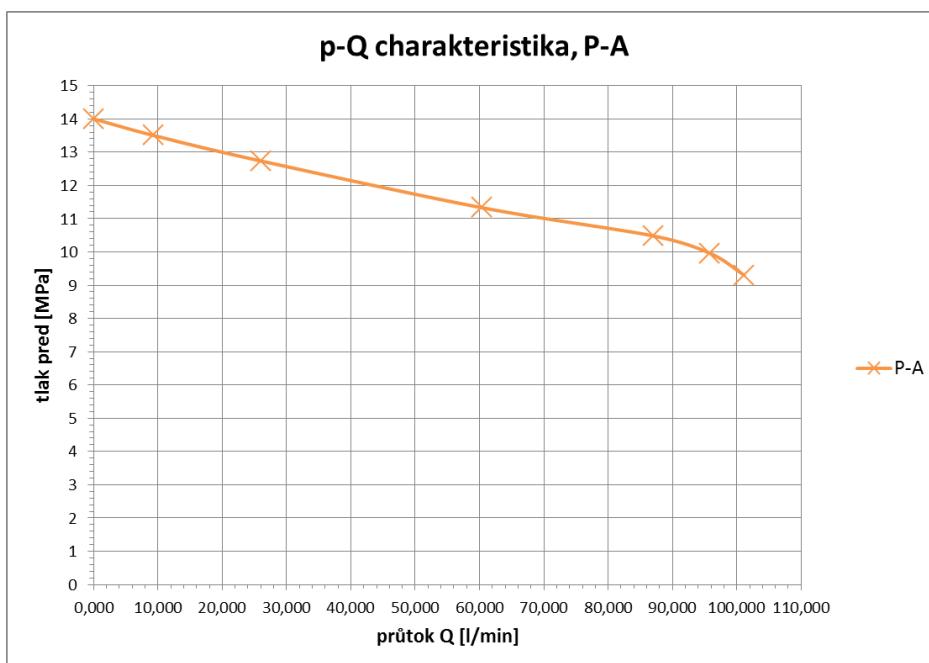
Graf P. 6 - Statická charakteristika v redukované části pro model SST k- $\omega$



Graf P. 7 - Statická charakteristika v redukované části pro model SST k- $\omega$  SAS

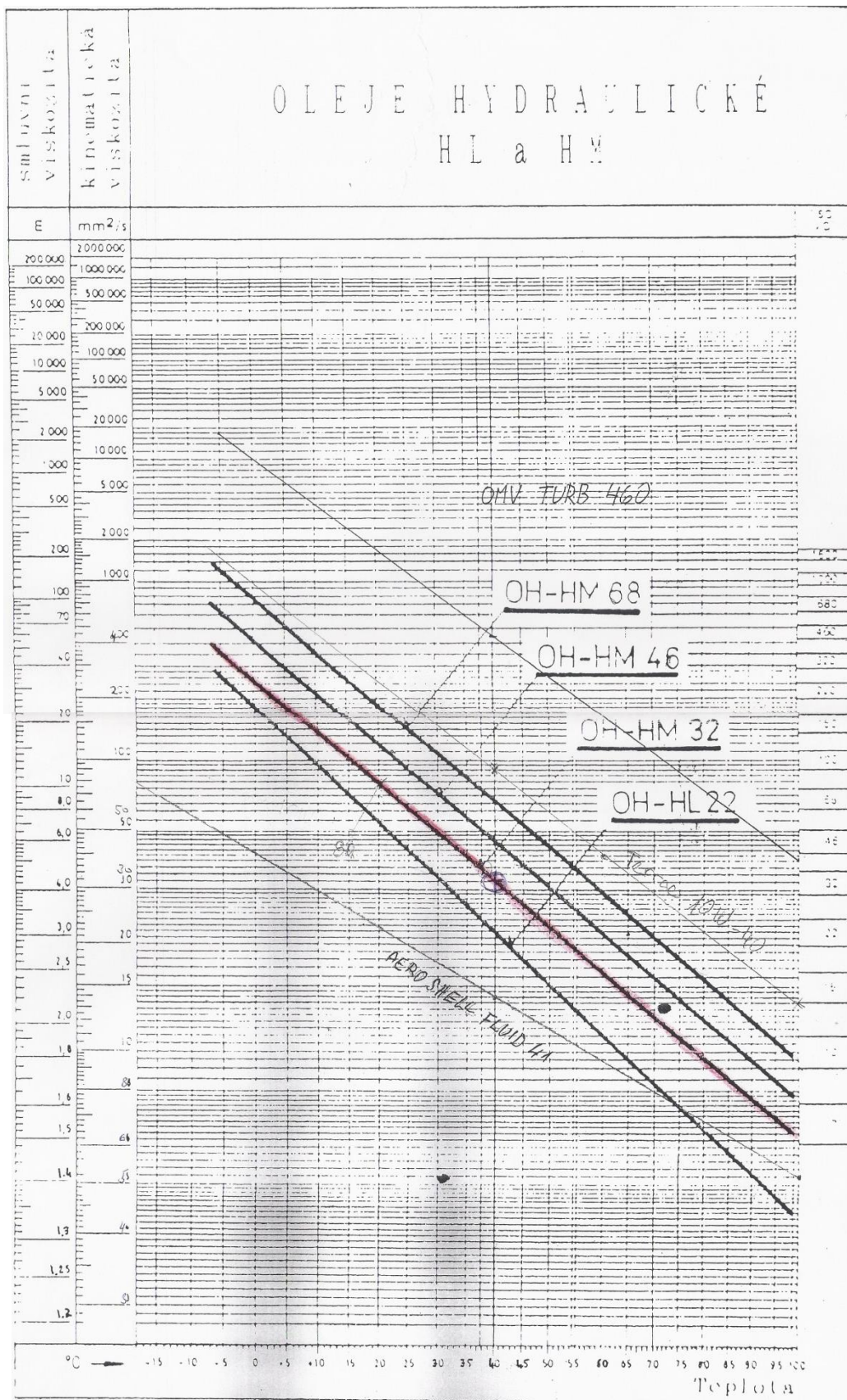


Graf P. 8 - Statická charakteristika v redukované části pro model SST k- $\omega$  DES



Graf P. 9 - Statická charakteristika v redukované části pro model RNG

# Příloha 6



Graf P. 10 – Závislost kinematické viskozity na teplotě pro hydraulický olej OH-HM 32



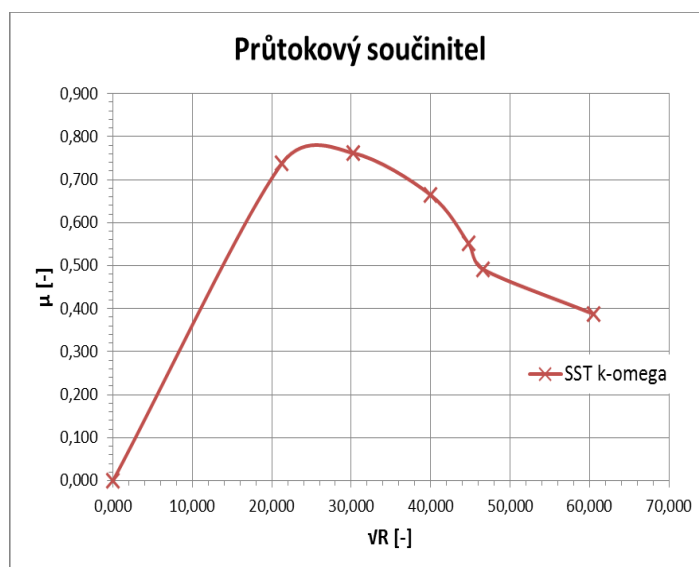
## Příloha 7

Tabulky s výsledky a grafy průtokových součinitelů pro výsledky matematických modelů SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS, SST k- $\omega$  DES, RNG.

### 1. SST k- $\omega$

Tabulka P. 7 - Výsledky pro model SST k- $\omega$

$v$ [m <sup>2</sup> /s]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$\nu R$ [-]	$\mu$ [-]	$p_1$ [Pa]	$p_{red}$ [Pa]	$l$ [mm]	$O$ [mm]	$X$ [mm]	$D_h$ [mm]	$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]
3,20E-05	1,81E-03	860	1,89E-05	60,478	0,388	3,5E+07	8,90E+06	2	5,142	1	1,225	1,575
3,20E-05	1,70E-03	860	1,41E-05	46,634	0,491	3,5E+07	9,15E+06	1,89	4,365	0,8	0,578	1,177
3,20E-05	1,50E-03	860	9,56E-06	44,788	0,551	3,5E+07	1,02E+07	1,83	4,141	0,6	0,408	0,797
3,20E-05	1,02E-03	860	5,38E-06	39,975	0,665	3,5E+07	1,13E+07	1,6	3,455	0,4	0,270	0,449
3,20E-05	4,29E-04	860	1,97E-06	30,222	0,762	3,5E+07	1,28E+07	1,2	2,487	0,2	0,134	0,164
3,20E-05	1,53E-04	860	7,25E-07	21,280	0,738	3,5E+07	1,35E+07	0,87	1,770	0,1	0,069	0,060
3,20E-05	0	860	0	0	0	3,5E+07	1,40E+07	0	0	0	0	0

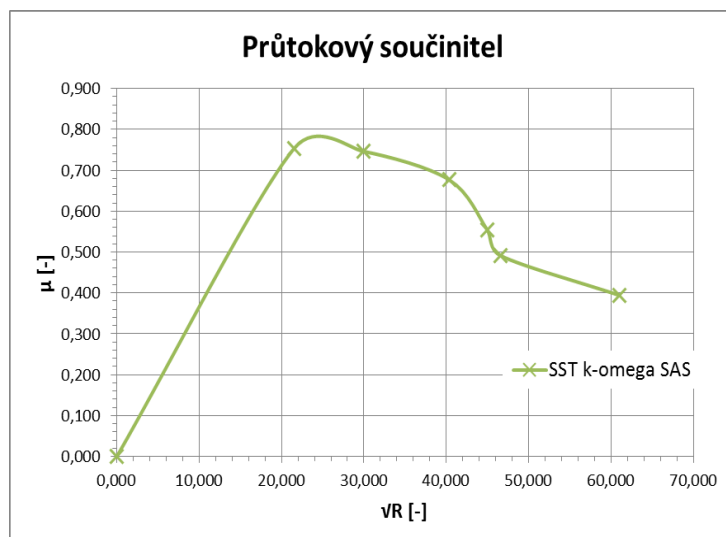


Graf P. 11 - Průtokový součinitel ventilu v závislosti na odmocnině Reynoldsova čísla

### 2. SST k- $\omega$ SAS

Tabulka P. 8 - Výsledky pro model SST k- $\omega$  SAS

$v$ [m <sup>2</sup> /s]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$\nu R$ [-]	$\mu$ [-]	$p_1$ [Pa]	$p_{red}$ [Pa]	$l$ [mm]	$O$ [mm]	$X$ [mm]	$D_h$ [mm]	$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]
3,20E-05	1,84E-03	860	1,89E-05	61,054	0,394	3,5E+07	8,74E+06	2	5,142	1	1,225	1,575
3,20E-05	1,70E-03	860	1,41E-05	46,622	0,491	3,5E+07	9,15E+06	1,89	4,365	0,8	0,578	1,177
3,20E-05	1,51E-03	860	9,56E-06	44,951	0,555	3,5E+07	1,00E+07	1,83	4,141	0,6	0,408	0,797
3,20E-05	1,04E-03	860	5,38E-06	40,339	0,677	3,5E+07	1,13E+07	1,6	3,455	0,4	0,270	0,449
3,20E-05	4,20E-04	860	1,97E-06	29,915	0,746	3,5E+07	1,28E+07	1,2	2,487	0,2	0,134	0,164
3,20E-05	1,56E-04	860	7,25E-07	21,495	0,753	3,5E+07	1,35E+07	0,87	1,770	0,1	0,069	0,060
3,20E-05	0	860	0	0	0	3,5E+07	1,40E+07	0	0	0	0	0

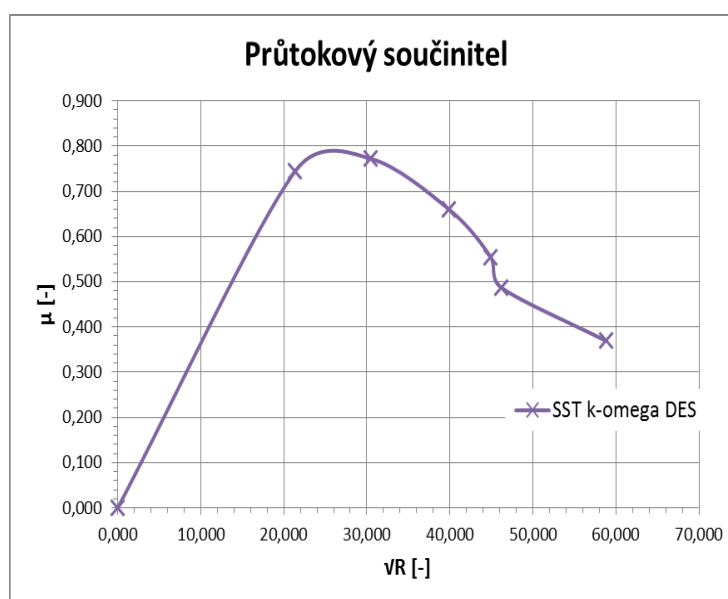


Graf P. 12 - Průtokový součinitel ventilu v závislosti na odmocnině Reynoldsova čísla

### 3. SST k- $\omega$ DES

Tabulka P. 9 - Výsledky pro model SST k- $\omega$  DES

$v$ [m <sup>2</sup> /s]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$\sqrt{Re}$ [-]	$\mu$ [-]	$p_1$ [Pa]	$p_{red}$ [Pa]	$l$ [mm]	$O$ [mm]	$X$ [mm]	$D_h$ [mm]	$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]
3,20E-05	1,71E-03	860	1,89E-05	58,791	0,369	3,5E+07	9,30E+06	2	5,142	1	1,225	1,575
3,20E-05	1,67E-03	860	1,41E-05	46,187	0,487	3,5E+07	9,70E+06	1,89	4,365	0,8	0,578	1,177
3,20E-05	1,51E-03	860	9,56E-06	44,926	0,554	3,5E+07	1,04E+07	1,83	4,141	0,6	0,408	0,797
3,20E-05	1,01E-03	860	5,38E-06	39,855	0,661	3,5E+07	1,15E+07	1,6	3,455	0,4	0,270	0,449
3,20E-05	4,34E-04	860	1,97E-06	30,428	0,772	3,5E+07	1,28E+07	1,2	2,487	0,2	0,134	0,164
3,20E-05	1,54E-04	860	7,25E-07	21,378	0,745	3,5E+07	1,35E+07	0,87	1,770	0,1	0,069	0,060
3,20E-05	0	860	0	0	0	3,5E+07	1,40E+07	0	0	0	0	0

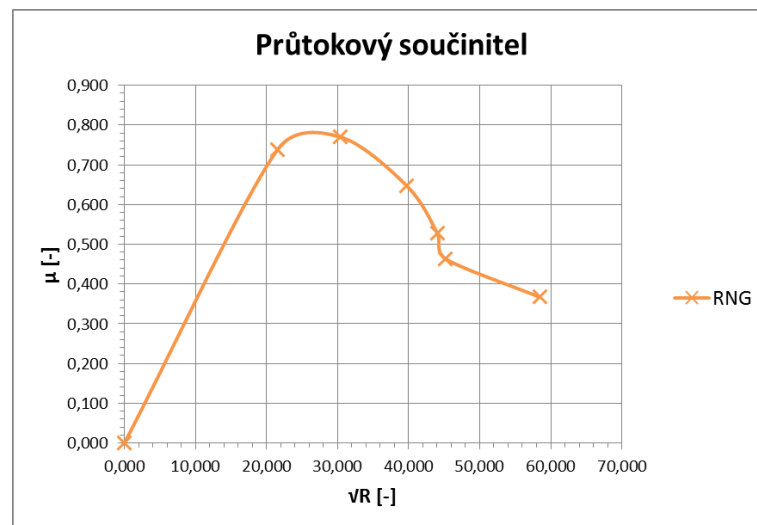


Graf P. 13 - Průtokový součinitel ventilu v závislosti na odmocnině Reynoldsova čísla

#### 4. RNG

Tabulka P. 10 - Výsledky pro model RNG

$v$ [m <sup>2</sup> /s]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$S$ [m <sup>2</sup> ]	$\nu R$ [-]	$\mu$ [-]	$p_1$ [Pa]	$p_{red}$ [Pa]	$l$ [mm]	$O$ [mm]	$X$ [mm]	$D_h$ [mm]	$S_1$ [mm <sup>2</sup> ]
3,20E-05	1,69E-03	860	1,89E-05	58,445	0,365	3,5E+07	9,30E+06	2	5,142	1	1,225	1,575
3,20E-05	1,60E-03	860	1,41E-05	45,197	0,469	3,5E+07	9,96E+06	1,89	4,365	0,8	0,578	1,177
3,20E-05	1,45E-03	860	9,56E-06	44,024	0,532	3,5E+07	1,05E+07	1,83	4,141	0,6	0,408	0,797
3,20E-05	1,01E-03	860	5,38E-06	39,703	0,656	3,5E+07	1,13E+07	1,6	3,455	0,4	0,270	0,449
3,20E-05	4,34E-04	860	1,97E-06	30,414	0,771	3,5E+07	1,27E+07	1,2	2,487	0,2	0,134	0,164
3,20E-05	1,56E-04	860	7,25E-07	21,528	0,755	3,5E+07	1,35E+07	0,87	1,770	0,1	0,069	0,060
3,20E-05	0	860	0	0	0	3,5E+07	1,40E+07	0	0	0	0	0



Graf P. 14 - Průtokový součinitel ventilu v závislosti na odmocnině Reynoldsova čísla

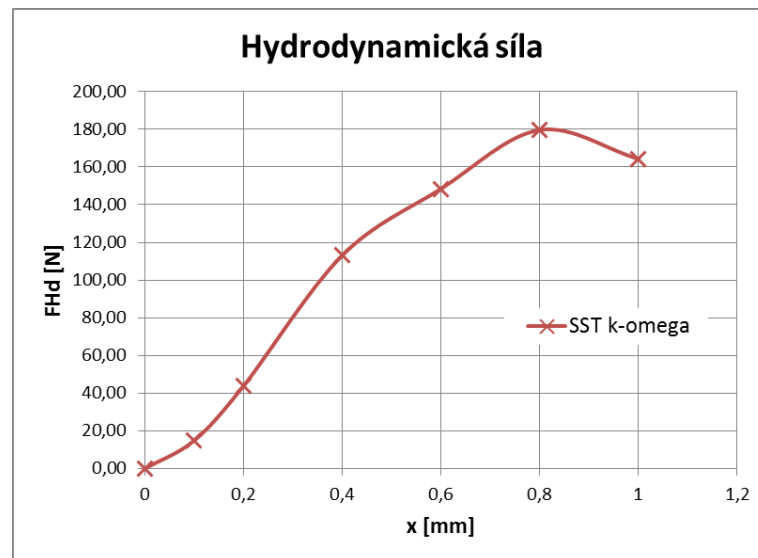
## Příloha 8

Tabulky s výsledky a grafy hydrodynamické síly pro výsledky matematických modelů SST k- $\omega$ , SST k- $\omega$  SAS, SST k- $\omega$  DES, RNG.

### 1. SST k- $\omega$

Tabulka P. 11 - Výsledky pro model SST k- $\omega$

$F_{Hd}$ [N]	$F_{od\ kapalin}$ [N]	$F_p$ [N]	$p$ [Mpa]	$S$ [mm <sup>2</sup> ]
164,23	730,422	566,194	8,9	63,62
179,62	761,722	582,098	9,15	63,62
148,41	794,758	646,351	10,16	63,62
113,05	828,748	715,694	11,25	63,62
43,81	856,206	812,392	12,77	63,62
14,91	876,288	861,378	13,54	63,62
0	890,642	890,642	14	63,62

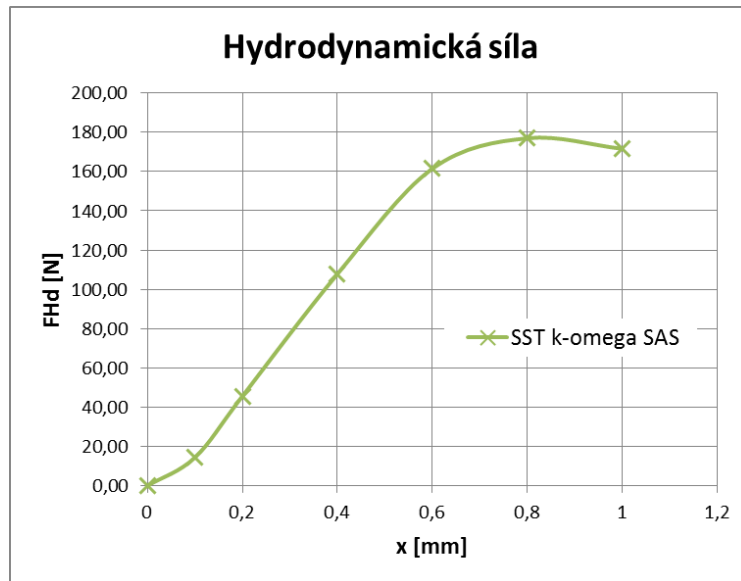


Graf P. 15 - Hydrodynamická síla v závislosti na otevření šoupátka ventilu

### 2. SST k- $\omega$ SAS

Tabulka P. 12 - Výsledky pro model SST k- $\omega$  SAS

$F_{Hd}$ [N]	$F_{od\ kapalin}$ [N]	$F_p$ [N]	$p$ [Mpa]	$S$ [mm <sup>2</sup> ]
171,60	727,618	556,015	8,74	63,62
176,97	759,07	582,098	9,15	63,62
161,47	797,638	636,173	10	63,62
107,79	828,506	720,720	11,329	63,62
45,62	858,008	812,392	12,77	63,62
14,36	874,47	860,105	13,52	63,62
0	890,642	890,642	14	63,62

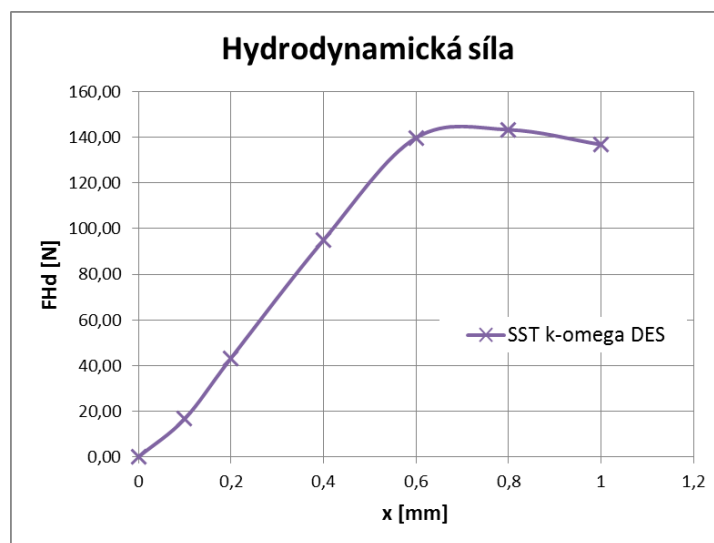


Graf P. 16 - Hydrodynamická síla v závislosti na otevření šoupátka ventilu

### 3. SST k- $\omega$ DES

Tabulka P. 13 - Výsledky pro model SST k- $\omega$  DES

F <sub>Hd</sub> [N]	F <sub>od kapaliny</sub> [N]	F <sub>p</sub> [N]	p [Mpa]	S [mm <sup>2</sup> ]
136,89	728,526	591,640	9,3	63,62
143,39	760,474	617,087	9,7	63,62
139,86	798,294	658,439	10,35	63,62
95,00	823,414	728,418	11,45	63,62
43,27	855,658	812,392	12,77	63,62
16,66	876,762	860,105	13,52	63,62
0	890,642	890,642	14	63,62

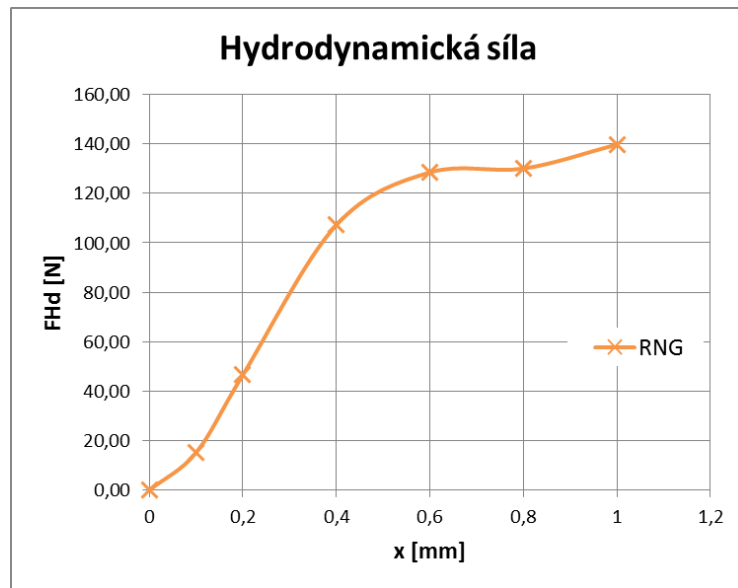


Graf P. 17 - Hydrodynamická síla v závislosti na otevření šoupátka ventilu

#### 4. RNG

Tabulka P. 14 - Výsledky pro model RNG

$F_{Hd}$ [N]	$F_{od\ kapalin}$ [N]	$F_p$ [N]	$p$ [Mpa]	$S$ [mm <sup>2</sup> ]
139,79	731,426	591,640	9,3	63,62
130,06	763,692	633,628	9,96	63,62
128,51	795,22	666,709	10,48	63,62
107,26	827,976	720,720	11,329	63,62
46,59	856,756	810,166	12,735	63,62
15,15	873,982	858,833	13,5	63,62
0	890,642	890,642	14	63,62



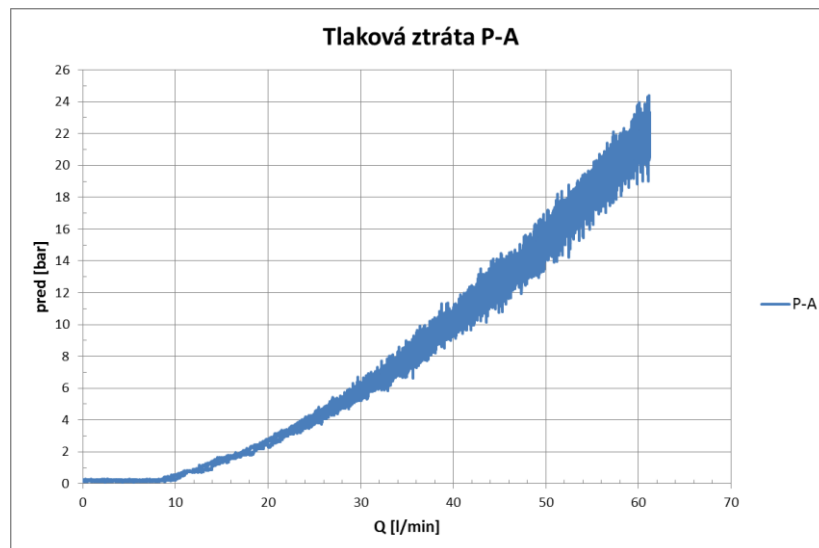
Graf P. 18 - Hydrodynamická síla v závislosti na otevření šoupátka ventilu

## Příloha 9

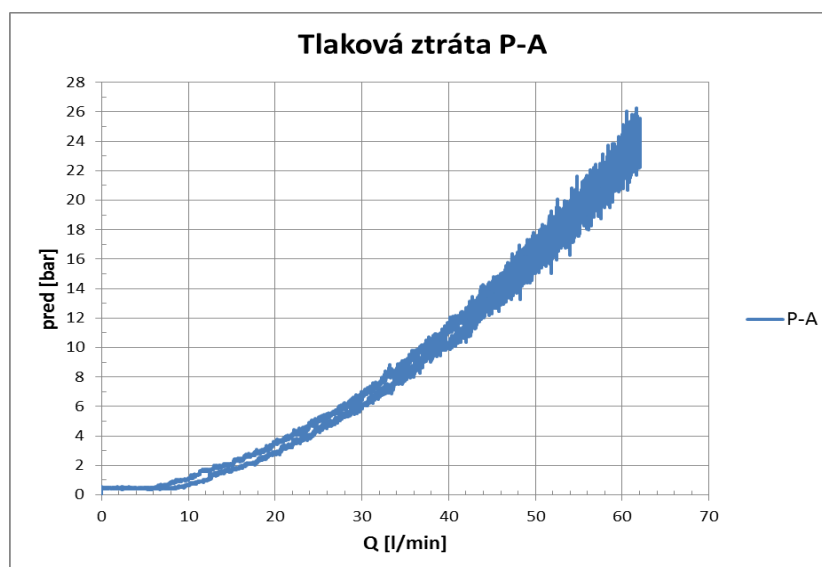
### Tlakové ztráty ventilu SP2A-B3

#### Tlaková ztráta v redukované části

Tlaková ztráta v redukované části se měřila při maximálně otevřeném ventilu. Maximální otevření se provedlo zašroubováním nastavovacího šroubu na maximum, tím dojde k maximálnímu stlačení pružiny. Při takto nastaveném redukčním ventilu se pustí průtok oleje škrticím ventilem maximálně do 60 l/min a zase na nulový průtok. Tím změříme tlakové ztráty v redukované části.



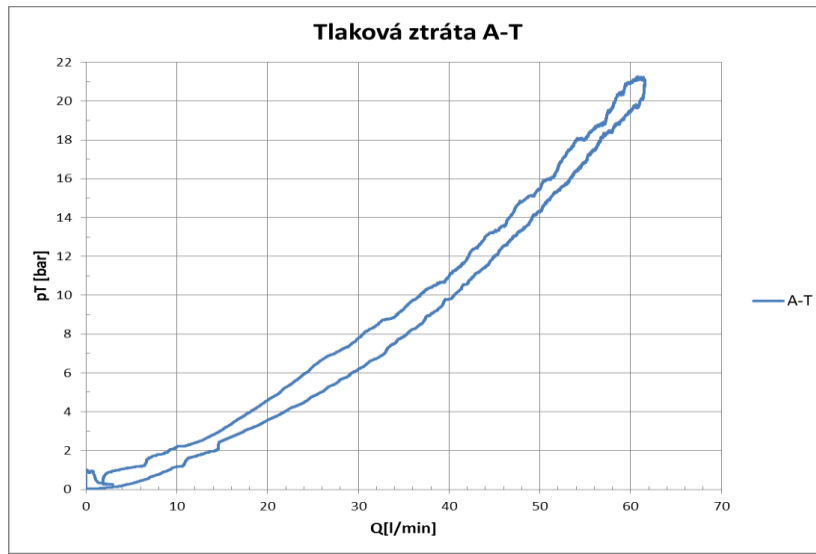
Graf P. 19 - Tlaková ztráta v redukované části vzorku 1



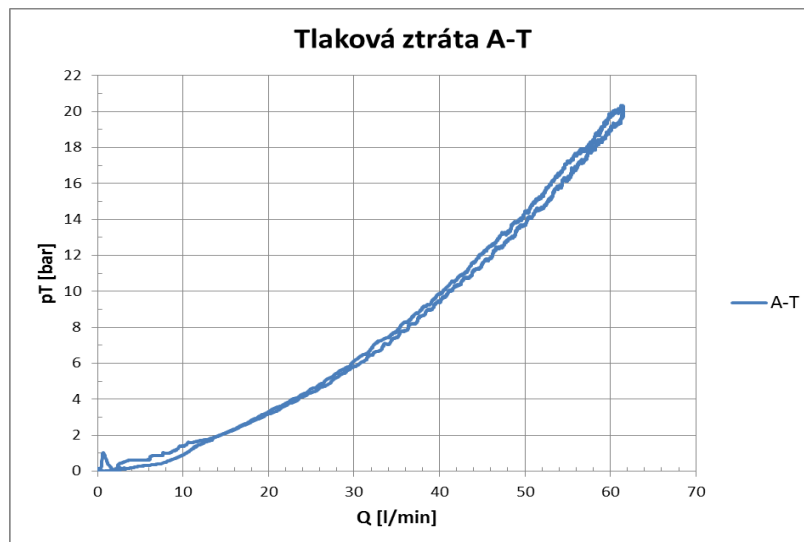
Graf P. 20 - Tlaková ztráta v redukované části vzorku 2

## Tlaková ztráta v pojistné části

Tlakové ztráty v pojistné části se měřily při maximálním vyšroubování nastavovacího šroubu, tak aby šoupátko bylo maximálně otevřené do pojistné části. Obvod se za pomoci škrtících ventilů přestavěl tak, aby kapalina proudila z větve A do T. Ztráty se měřily při různých hodnotách průtoku až do 60 l/min a poté zase do nulového průtoku (viz graf 21, 22).



Graf P. 21 – Tlaková ztráta v pojistné části vzorku 1 v závislosti na průtoku



Graf P. 22 - Tlaková ztráta v pojistné části vzorku 2 v závislosti na průtoku