ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
Fakulta elektrotechnická
Katedra řízení

Regulace chladicí kapaliny v odlévacím stroji

Bakalářská práce

Vedoucí práce: Ing. Jiří Roubal, PhD.
Student: Lukáš Kujawa 2008

České vysoké učení technické v Praze, fakulta elektrotechnická

Katedra řídicí techniky

Školní rok: 2006/2007

Zadání bakalářské práce

Student: Lukáš Kujawa

Obor: Kybernetika a měření

Název tématu: Regulace chladící kapaliny v odlévacím stroji

Zásady pro vypracování:

1. Nastudujte si příslušnou problematiku v literatuře.
2. Namodelujte fyzikální systém chlazení v odlévacím stroji.
3. Porovnejte tento model s reálnými daty.
4. Na základě modelu navrhněte regulátor pro fyzikální systém.

Seznam odborné literatury:

- Petr Horáček, Systémy a modely, Praha 2000
- Jan John, Systémy a řízení, Praha 1999
- Web SARI, http://dce.felk.cvut.cz/sari/

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jiří Roubal, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce: zimní semestr 2006/07

Termín odevzdání bakalářské práce: 15. 8. 2007

L.S.

Prof. Ing. Michael Šebek, DrSc.
vedoucí katedry

Prof. Ing. Zbyněk Škvor, CSc.
děkan

)7

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v přiloženém seznamu.

V Praze, dne 15. 1. 2008 ……. ……

podpis

Obsah

Úvod

Tato práce vznikla na základě požadavku firmy Aisan Bitron Louny s.r.o., která se zabývá výrobou čerpadel. Úkolem této bakalářské práce je vytvořit matematický model odlévacího stroje, kterým jsou vyráběné lopatky čerpadel, a nalezení vhodného regulátoru pro řízení technologie, konkrétně teploty chladicí kapaliny na výtoku odlévacího stroje. Hlavním požadavkem je aby teplota vody byla konstantní po celou dobu trvání odlévacího cyklu.

Práce je rozdělená do čtyř kapitol. První kapitola je věnována základní teorii tepelných a hydraulických systému. Na základě informací uvedených ve zmíněné kapitole by neměl být problém sestavit matematické modely jakýchkoliv hydraulických či tepelných systémů. Druhá a třetí kapitola je věnována simulaci chování odlévacího stroje. Ve druhé kapitole je simulace prováděna na modelu získaném z poznatků uvedených v první kapitole. Ve třetí kapitole je model odlévacího stroje z druhé kapitoly upraven tak aby výsledky simulace se blížily datům získanými měřením na technologii. Ve čtvrté kapitole jsou shrnuty výsledky dosažené v předchozích kapitolách.

V popiscích obrázků, které byly převzaty, je v hranatých závorkách uvedené číslo, které je totožné s číslem použité literatury, ze které byl obrázek převzat.

Introduction

This work arose from the requierement of a company Aisan Bitron Louny s.r.o., which is producing pumping devices. An objective of this bachelor´s work is to build mathematic model of the casting machine, which is producing vanes of pumping devices, and finding suitable controller for operating technology, especially a temperature of a cooling liquid at the outflow of the casting machine. The main requierement is to keep water temperature constant during the whole period of a casting machine cycle.

The work is divided into four chapters. The first chapter is devoted to the basic theory of thermal and hydraulic systems. On the basis of information introduced in already mentioned chapter, it should not be any problem to build a mathematic model any kind of thermal and hydraulic systems. Second and third chapter are devoted to the simulation of characteristics of the casting machine. In the second chapter there is a simulation performed on a model obtained from the characteristics described in first chapter. In the third chapter, the model of the casting machine, described in the second chapter, is modified in the way that the results of the simulation got near the results obtained by the measurements on the real technology. The results from preceding chapters are sumed up in the fourth chapter.

In the description of the illustration, which were adopted, there is the number placed in square brackets, which is the same as the number of the used literature, from which the illustration was taken.

1 Teoretický základ hydraulických a tepelných systémů

1.1 Hydraulické systémy

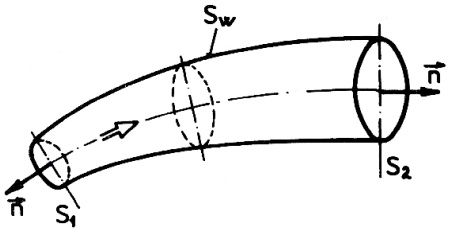
V této podkapitole bude dán teoretický základ pro sestavování matematického modelu hydraulických systému. V následující podkapitolách bude odvozen zákon zachovaní hmotnosti a energie. Dále se budu zabývat prvky hydraulického obvodu, kterými jsou hydrogenerátor a hydraulické vedení se svými odpory.

1.1.1 Zákon zachování hmotnosti

Zákon zachování hmotnosti v hydraulických systémech představuje rovnice kontinuity. V případě, že nepotřebujeme znát rozložení rychlosti a tlaku ve všech místech hydraulického systému můžeme použít integrálních veličin na vstupu a výstupu systému. Integrální tvar rovnice kontinuity pro tzv. pevný kontrolní objem má tvar

$$\frac{dm}{dt} = -\int_S \rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{n} \cdot dS \,, \qquad (1.1)$$

kde ρ[kgm^{-3}] je hustota, $\vec{v}$ [ms^{-1}] je vektor rychlosti a $\vec{n}$ je jednotkový vektor vnější normály k plošce *dS*. Pro potrubí obecného průřezu znázorněného na obr.1.1 přejde rovnice (1.1) do tvaru



Obr. 1.1 Proudová trubice – [2]

$$-\int_{S_1} \rho_1 \cdot \vec{v}_1 \cdot \vec{n}_1 \cdot dS_1 + \int_{S_2} \rho_2 \cdot \vec{v}_2 \cdot \vec{n}_2 \cdot dS_2 = -\frac{dm}{dt} \,. \qquad (1.2)$$

V případě, že průřezy S_1 a S_2 zvolíme tak, že jsou v každém místě kolmé ke směru rychlosti můžeme napsat

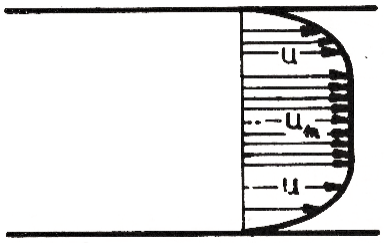
$$-\int_{S_1} \rho_1 \cdot v_1 \cdot dS_1 + \int_{S_2} \rho_2 \cdot v_2 \cdot dS_2 = -\frac{dm}{dt} \,. \qquad (1.3)$$

Protože rychlost kapaliny obecně není v každém místě průřezu stejná, rychlost u stěny potrubí je nulová a ve středu je maximální (obr. 1.2), je možné zavést pro proudění stlačitelné kapaliny střední hmotnostní rychlost

$$\overline{w} = \frac{1}{S} \cdot \int_S \rho \cdot v \cdot dS \,.$$

Potom můžeme rovnici (1.3) napsat jako

$$-\overline{w}_1 \cdot S_1 + \overline{w}_2 \cdot S_2 = -\frac{dm}{dt} \qquad (1.4)$$



Obr 1.2 Rychlostní profil – [2]

a při ustáleném proudění stlačitelné tekutiny (kdy nedochází k dalšímu stlačování kapaliny) rovnice (1.4) přejde na tvar

$$\overline{w}_1 \cdot S_1 = \overline{w}_2 \cdot S_2 . \tag{1.5}$$

Pro nestlačitelnou kapalinu je její hustota konstantní a z rovnice (1.2) vydělením ρ při podmínce, že objem zkoumaného potrubí se nemění, tedy se nemění ani hmotnost kapaliny v tomto potrubí je možné napsat

$$-\int_{S_1} v_1 \cdot dS_1 + \int_{S_2} v_2 \cdot dS_2 = 0 . \tag{1.6}$$

Střední rychlost nestlačitelné kapaliny pak je definována

$$\overline{v} = \frac{1}{S} \cdot \int_S v \cdot dS , \tag{1.7}$$

což vede na rovnici kontinuity nestlačitelné kapaliny v ustáleném stavu

$$\overline{v}_1 \cdot S_1 = \overline{v}_2 \cdot S_2 .$$

1.1.2 Zákon zachování energie

Zákon zachování energie hydraulických systému popisuje Bernoulliho rovnice, která říká, že součet kinetické, tlakové a polohové energie, který představuje celkovou mechanickou energii kapaliny, je konstantní

$$W_K + W_P + W_h = konst., \tag{1.8}$$

kde první člen je kinetická energie kapaliny s hmotností m[kg] tekoucí rychlostí v [ms^{-1}]

$$W_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 . \tag{1.9}$$

Druhý člen odpovídá tlakové energii kapaliny o tlaku p [Pa] s hustotou ρ[kgm^{-3}]

$$W_P = \frac{p}{\rho} \cdot m \tag{1.10}$$

a polohovou energii kapaliny vyjadřuje třetí člen, kde g je tíhové zrychlení [ms^{-2}] a h [m] je výška

$$W_h = m \cdot g \cdot h . \tag{1.11}$$

Po dosazení rovnic (1.9), (1.10) a (1.11) do rovnice (1.8) a vydělením této rovnice hmotností m získáme Bernoulliho rovnici pro nestlačitelnou kapalinu

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = konst. \tag{1.12}$$

Vydělením rovnice (1.12) tíhovým zrychlením bude každý člen představovat energii vztaženou na tíhovou jednotku kapaliny s rozměrem délky. První člen je rychlostní výška, druhý je tíhová výška a třetí člen představuje polohovou výšku

$$\frac{v^2}{2 \cdot g} + \frac{p}{\rho \cdot g} + h = konst. \tag{1.13}$$

1.1.3 Aktivní prvek hydraulického obvodu – Hydrogenerátor

Hydrogenerátor je zdroj tlakové energie, který má na vstupu objem kapaliny V [m^3] jenž je nositelem tlakové energie

$$W_{P0} = V \cdot p_0 . \tag{1.14}$$

Hydrogenerátor způsobí nárůst tlaku kapaliny na p_1, pak objem V na výstupu nese energii

$$W_{P1} = V \cdot p_1 . \tag{1.15}$$

Nárůst energie, který způsobí hydrogenerátor, je možné vyjádřit vztahem

$$\Delta W_P = W_{P1} - W_{P0} = V \cdot (p_1 - p_0) = V \cdot \Delta p , \tag{1.16}$$

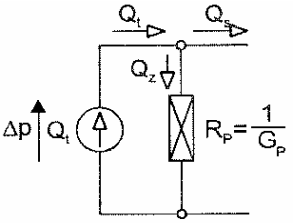
čemuž odpovídá dodávaný výkon

$$P = \frac{d\Delta W_P}{dt} = \frac{d(V \cdot \Delta p)}{dt} = \frac{dV}{dt} \cdot \Delta p + V \cdot \frac{d\Delta p}{dt} . \tag{1.17}$$

Protože v ustáleném stavu je časová změna objemu konstantní a odpovídá objemovému průtoku Q [m^{3}s^{-1}] a změna tlaku je konstantní, tedy její derivace je nulová je možné pro ustálený stav napsat dodávaný výkon jako

$$P = Q \cdot \Delta p . \tag{1.18}$$

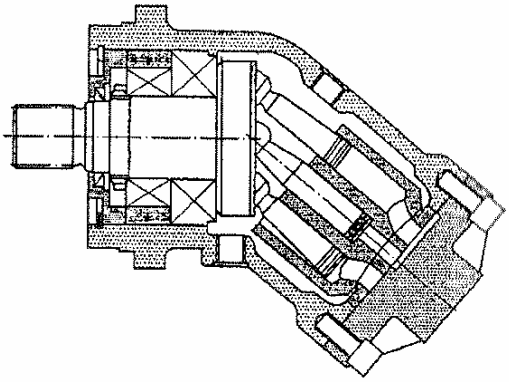
Z analogie fyzikálních systému vyplývá, že průtok kapaliny odpovídá v elektrických systémech elektrickému proudu a změna tlaku, tlakový spád, odpovídá elektrickému napětí. A je zřejmé, že výkon se vypočítá podobně ve všech fyzikálních systémech.



Obr 1.3 Schéma skutečného hydrogenerátoru – [1]

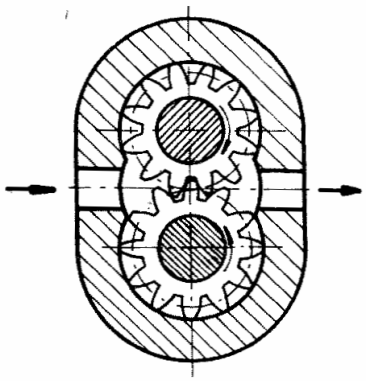
Skutečný hydrogenerátor si můžeme představit jako ideální zdroj tlakové energie s paralelně řazeným svodovým odporem (obr. 1.3). Skutečný hydrogenerátor je charakterizován teoretickým objemem hydrogenerátoru V_t, což je jeden z parametrů udávaných výrobcem. Teoretický objem je objem kapaliny, který dodá hydrogenerátor za jednu otáčku. Někdy výrobce udává rovněž geometrický objem V_g, který představuje konstrukční objem (u pístového hydrogenerátoru objem pístu). Teoretický objem je menší od konstrukčního objemu o objem všech vůlí mezi pohybujícími se částmi.

Hydrogenerátory se vyrábějí s konstantním nebo proměnným geometrickým objemem. Hydrogenerátory jsou zubové, lamelové, pístové, radiální, regulační pístové axiální se šikmou opěrnou deskou nebo šikmým tělesem. Geometrický objem, u hydrogenerátoru s šikmým tělesem, se nastavuje naklopením tělesa hydrogenerátoru (obr 1.4).



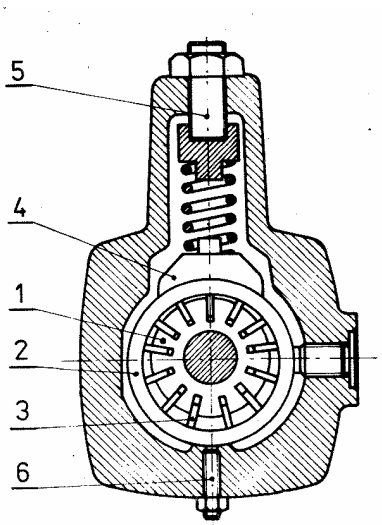
Obr. 1.4 Schéma axiálního pístového hydrogenerátoru – [2]

Zubové čerpadla jsou jedním z nejvíce rozšířených typů a to také díky jejích nízké ceně. Nejčastěji se používají pro čerpání mazacích, topných nebo hydraulických olejů. Zubová čerpadla jsou rovněž nasazována na čerpání kapalin s vysokou viskozitou. Princip funkce je jednoduchý. Motor pohání jeden z hřídelů ozubeného kola (Obr. 1.5). Toto ozubené kolo roztáčí ozubené kolo umístěné na samostatném hřídeli. Kapalina, jak by se mohlo zdát pravděpodobnější, neproudí středem mezi ozubenými koly, ale proudí v prostoru mezi ozubenými koly a blokem čerpadla. Tlakové rázy v kapalině uzavřené do zubových mezer se odstraňují různými konstrukčními úpravami.



Obr. Zubové čerpadlo – [2]

Lamelová čerpadla při malých rozměrech dosahují velkých čerpacích výkonů. Před lamelová čerpadla jsou často řazeny filtry, protože tuhé částice v kapalině mohou poškodit nebo zničit čerpadlo. Tato čerpadla umožňují nastavit vysoký čerpací výkon na úkor průtoku a naopak. Výkon čerpadla je regulován změnou excentricity statoru vůči rotoru. Rotorem čerpaná kapalina, která získá tlak, působí proti excentricitě statoru, která je vyvozována tlakem pružiny. Regulačním šroubem se nastavuje předpětí pružiny a tím nepřímo maximální výtlačný tlak čerpadla. Výkon čerpadla se nastavuje regulačním šroubem (Obr. 1.6 - 5) manuálně nebo pomocí servomechanismu. Nastavením narážky je možné nastavit maximální excentricitu, potažmo maximální výkon čerpadla.



Obr. 1.6 Lamelové čerpadlo – [2]
1 – rotor, 2 – stator, 3 – lamela, 4 – opěrka, 5 – regulační šroub, 6 - náražka

1.1.4 Pasivní prvky hydraulického obvodu

Hydraulický obvod je tvořen aktivními prvky (hydrogenerátory), které energii do obvodu dodávají, a prvky pasivními. Pasivní prvky se dále rozdělují na ztráty vedení a ztráty místní. Mezi místní tlakové ztráty se řadí ventily, ohyby, odbočky a podobně. Rozlišují se tři odpory vedení a to odpor proti pohybu nositele energie označovaný *R*, odpor proti zrychlení nositele energie *H* a odpor proti deformaci nositele energie *D*.

1.1.4.1 Odpory vedení

Odpor proti pohybu závisí na tom zda jde o laminární nebo turbulentní proudění. Druh proudění lze určit z bezrozměrného podobnostního Reynoldsova čísla. Reynoldsovo číslo je definováno

$$\mathrm{Re} = \frac{\bar{v} \cdot d}{\nu} = \frac{\bar{v} \cdot d \cdot \rho}{\eta}, \tag{1.19}$$

kde $\bar{v}$ [ms^{-1}] je střední rychlost kapaliny, d [m] je charakteristický rozměr, nejčastěji vnitřní průměr vedení, ρ[kgm^{-3}] je hustota kapaliny, ν [m^{2}s^{-1}] je kinematická viskozita a η[Nsm^{-2}] je dynamická viskozita. V případě, že Re < 2320 je proudění laminární, pro 2320 < Re < 4000 jde o tzv. přechodovou oblast mezi laminárním a turbulentním prouděním, pro Re > 4000 je proudění turbulentní.

Tlaková ztráta na vedení délky l [m] s průměrem d [m] je určena vztahem

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot \bar{v}^2}{d \cdot 2} \cdot \rho, \tag{1.20}$$

kde $\bar{v}$ je střední rychlost kapaliny, kterou lze vypočítat ze vztahu (1.7) nebo při rovinném rychlostním profilu kapaliny jako podíl průtoku Q [m^{3}s^{-1}] a průřezu S [m^2]

$$\bar{v} = \frac{Q}{S}. \tag{1.21}$$

Součinitel tření λ se určí ze vztahu

$$\lambda = \frac{A}{\mathrm{Re}}, \tag{1.22}$$

kde A je funkce geometrického průřezu a pro laminární proudění trubicí kruhového průřezu je A = 64. Pro nekruhový průřez je možné A stanovit ze vztahu uvedené v tabulce na straně 25 použité literatury [2]. Pro výpočet Reynoldsova čísla je nutné požít ekvivalentní průměr rovněž uvedený ve zmíněné tabulce.

Pro turbulentní proudění v rozsahu Reynoldsova čísla 2300 < Re < 10^5 je součinitel tření určen vztahem

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{\sqrt[4]{\mathrm{Re}}}, \tag{1.23}$$

pro oblast vyšších Reynoldsových čísel ($2 \cdot 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$) se součinitel tření určí vztahem

$$\lambda = \frac{0{,}184}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}}}. \tag{1.24}$$

Po dosazení vztahu (1.22) s A = 64 a (1.21) do rovnice (1.20) získáme vzorec pro výpočet tlakové ztráty v kruhové trubici s laminárním prouděním

$$\Delta p = \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot \rho}{\pi \cdot d^4} \cdot Q\,, \tag{1.25}$$

kde

$$R_L = \frac{128 \cdot \nu \cdot l \cdot \rho}{\pi \cdot d^4} \tag{1.26}$$

je odpor proti pohybu nositele energie při laminárním proudění kruhovou trubicí. Podobně ze vztahu (1.23), (1.21) a (1.20) lze určit tlakovou ztrátu při proudění turbulentním

$$\Delta p = \frac{8 \cdot \lambda \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \cdot Q^2\,, \tag{1.27}$$

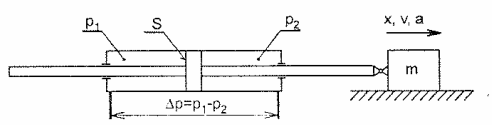
kde

$$R_T = \frac{8 \cdot \nu \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \tag{1.28}$$

je odpor proti pohybu nositele energie při turbulentním proudění. Z rovnice (1.27) je zřejmé, že tlakové ztráty při turbulentním proudění rostou se čtvercem průtoku.

Odpor proti zrychlení, který se rovněž označuje jako hydraulická indukčnost L_H, je kladen hmotností kapaliny kontrolního objemu současně s odporem, který klade hmotnost mechanických částí například pístu. Schématické znázornění pístu hydromotoru je na obr. 1.7. Pohybová rovnice pístu hydromotoru je definována

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = \left(p_1 - p_2\right) \cdot S\,. \tag{1.28}$$



Obr. 1.7 Píst hydromotoru – [1]

Násobením této rovnice $\frac{S}{S^2}$ získáme vztah

$$\Delta p = \frac{m}{S^2} \cdot \frac{dQ}{dt}\,, \tag{1.29}$$

odkud můžeme podobně jako z rovnice (1.25) určit odpor proti zrychlení H [$Ns^{-2}m^{-5}$]

$$H = \frac{m}{S^2}\,, \tag{1.30}$$

kde m součet hmotností zátěže, kterým hydromotor pohybuje, a hmotnosti samotného pístu. Je zřejmé, že hmotnost zátěže muže být například hmotnost automobilu, které je zvedáno hydraulickým zvedákem. Pro určení odporu proti zrychlení, který klade sloupec kapaliny, hmotnost m představuje hmotnost samotné kapaliny a odpor proti zrychlení přejde ve vztah

$$H = \frac{\rho \cdot l}{S}\,. \tag{1.31}$$

Odpor proti deformaci vyjadřuje skutečnost, že při změně tlaku dochází ke změně objemu kapaliny. Odpor proti deformaci uvažujeme tedy pouze v případě, že kapalinu považujeme za stlačitelnou. Tlaková ztráta na odporu proti deformaci je dána vztahem

$$\Delta p = \frac{K}{V} \cdot \Delta V \,, \tag{1.32}$$

kde Δp je rozdíl tlaku před a po stlačení, ΔV je rozdíl objemu kapaliny před a po stlačení, K [Pa] je modul objemové pružnosti kapaliny a V je objem kapaliny před stlačením. Koeficient $\frac{K}{V}$ se označuje písmenem D [Nm^{-5}]

$$D = \frac{K}{V} \,, \tag{1.33}$$

což je odpor proti deformaci a jeho převrácená hodnota je hydraulická kapacita C_H.

1.1.4.2 Místní odpory

Mezi nejčastější místní odpory, které je možné v hydraulických systémech potkat je kuželová redukce průřezu, ohyb potrubí, přípojky a odbočky. V této kapitole budou uvedené vztahy pro výpočet ztráty na redukci průřezu a ohybu.

Tlaková ztráta na místním odporu se vypočítá ze vztahu

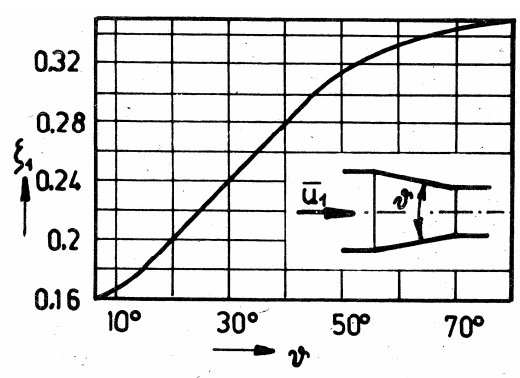
$$\Delta p = e_Z \cdot \rho \,, \tag{1.34}$$

kde e_z představuje energetickou ztrátu na jednotlivých místních odporech a ρ je hustota kapaliny. Energetickou ztrátu je možné určit ze vztahu

$$e_Z = \xi \cdot \frac{\bar{v}^2}{2} \,, \tag{1.35}$$

kde ξ je ztrátový součinitel a určuje se pro každý místní odpor výpočtem nebo z grafu získaným měřením, $\bar{v}$ je střední rychlost kapaliny. Pro výpočet e_Z, na zde uvedených odporech, se dosazuje do (1.35) rychlost před místním odporem, však pro jiné odpory je nutné ověřit v literatuře, zda se dosazuje rychlost proudění před nebo za překážkou.

Ztrátový činitel pro kuželové zúžení průměru se určí z grafu na obr. 1.8



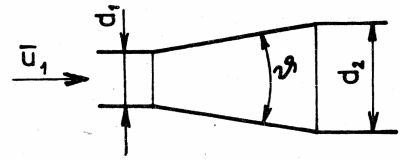
Obr. 1.8 Graf pro určení ξ při zúžení – [2]

Ztrátový činitel pro místní odpor v podobě rozšíření průměru se určí ze vztahu

$$\xi = \xi_r + \xi_t, \tag{1.36}$$

kde ξ_r představuje místní ztrátu při rozšíření a ξ_t ztrátu třením. ξ_r je definováno

$$\xi_r = 3{,}2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right]^2 \cdot \left[\tan\frac{\vartheta}{2}\right]^{1{,}25}. \tag{1.37}$$

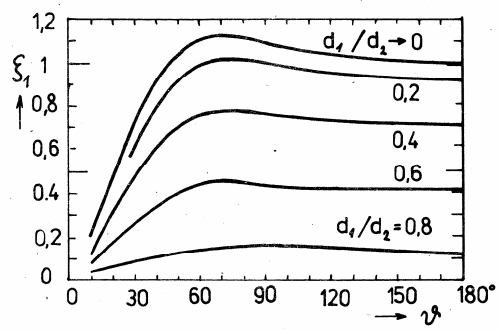


Obr. 1.9 Rozšíření potrubí – [2]

Význam jednotlivých proměnných je zřejmý z obr. 1.9.
ξ_t se vypočte dle vztahu

$$\xi_t = \frac{\lambda}{8} \cdot \frac{1}{\sin\frac{\vartheta}{2}} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4\right], \tag{1.37}$$

kde λ je součinitel tření, který je definován vztahem (1.22), a ostatní proměnné jsou zřejmé z obr 1.9. Ztrátový činitel je rovněž možné určit z grafu na obr. 1.10.



Obr. 1.10 Graf pro určení ξ při rozšíření potrubí – [2]

Ztrátový činitel ohybu, podobně jako ztrátový činitel při rozšíření, má dvě složky a je definován vztahem (1.36). ξ_r vyjadřuje ztrátu ohybem proudu kapaliny a ξ_t je ztráta třením. ξ_r pro $\frac{r}{d} \geq 1$ se určí ze vztahu

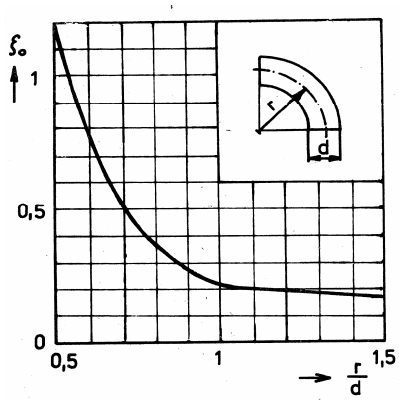
$$\xi_r = 0{,}21 \cdot \left(\frac{r}{d}\right)^{-\frac{1}{2}}, \tag{1.38}$$

kde r je poloměr zakřivení osy oblouku a d je průměr ohnutého potrubí. Pro $\frac{r}{d} < 1$ je nutné ξ_r určit z grafu na obr. 1.11. V praxi se nejčastěji vyskytují ohyby s poměrem $\frac{r}{d} = 1{,}5$. ξ_t je dán vztahem

$$\xi_t = \lambda \cdot \frac{l}{d}, \tag{1.39}$$

kde l je střední délka oblouku a d je průměr potrubí. Vztah (1.39) pro 90° oblouk přejde ve tvar

$$\xi_t = \frac{\pi}{2} \cdot \lambda \cdot \frac{r}{d} \tag{1.40}$$



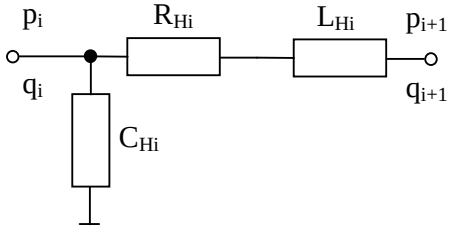
Obr. 1.11 Graf pro určení ξ při ohybu potrubí – [2]

1.1.5 Hydraulické vedení

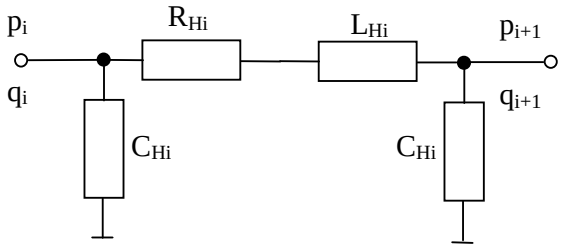
Hydraulické vedení, podobně jako vedení elektrické, je systémem s rozprostřenými parametry. Pro potřeby matematického modelování se hydraulické vedení rozdělí na *n* úseků délky *l* [m]. Počet úseků, na které je za potřebí hydraulické vedení rozdělit vyplývá z následující nerovnice

$$\frac{l \cdot f}{c_0} < n < 10 \cdot \frac{l \cdot f}{c_0}, \tag{1.41}$$

kde *f* [Hz] je maximální frekvence změny tlaku kapaliny ve vedení a c_o [ms^{-1}] je rychlost šíření zvuku v kapalině, která je $c_o = 1497\ ms^{-1}$ ve vodě. Na následujících obrázcích jsou uvedena náhradní schémata hydraulického vedení, která se používají pro sestavování modelů vedení.



Obr 1.12 L - článek



Obr 1.13 π - článek

Při prodění nestlačitelných kapalin v potrubí se změna proudění na začátku vedení okamžitě projeví na jeho konci, co by znamenalo, že se vlna tedy i informace šíří nekonečnou rychlostí to ovšem není reálné. Rychlost šíření vln *c* [ms^{-1}] ve vedení je rovna

$$c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}, \tag{1.42}$$

kde *p* je tlak a ρ je hustota. Pro isoentropické procesy, procesy při nichž teplota kapaliny je konstantní, se rychlost šíření vln blíží rychlosti šíření zvuku v kapalině.

Vodu, při výpočtech, se obvykle považuje za stlačitelnou až při tlaku asi 15 MPa. Pro tlaky nižší můžeme vodu považovat za ideální kapalinu s nekonečně velkou rychlosti šíření tlakových vln potažmo vzruchu.

1.2 Tepelné systémy

Tato kapitola pojednává o základních zákonech a procesech v tepelných systémech. V kapitole budou uvedeny tří zákony termodynamiky nebo také vztahy popisující sdílení tepla.

1.2.1 Zákony termodynamiky

Základním zákonem termomechaniky je první termodynamický zákon, který představuje zákon zachování energie v tepelných procesech. Matematická formulace zákona je

$$Q = \Delta U + A, \tag{1.43}$$

která vyjadřuje, že teplo Q, které látka přijala, je rovno součtu přípustku vnitřní energie látky ΔU a práce A, kterou látka vykonala při změně objemu. Vztah (1.43) je možné zapsat v diferenciálním tvaru

$$dQ = dU + dA = m \cdot c_v \cdot dT + p \cdot dV\ , \tag{1.44}$$

kde m [kg] je hmotnost, c_v [kgm^{-3}] je měrná tepelná kapacita při neměnném objemu látky, T [K] je teplota a V [m^3] je objem látky. V případě, že látka nemění svůj objem můžeme vztahem

$$Q = m \cdot c \cdot (T_1 - T_2) \tag{1.45}$$

vyjádřit teplo Q [J]. Vzorec říká kolik tepla těleso o hmotnosti m [kg] s měrnou tepelnou kapacitou c [Jkg^{-1}K^{-1}] přijalo/odevzdalo při změně teploty z T_1 [K] na teplotu T_2 [K].

Druhý termodynamický zákon říká, že teplo při styku dvou těles nemůže samovolně přestupovat z chladnějšího do teplejšího. Matematická formulace druhého zákona termomechaniky se vyjadřuje pomocí entropie S

$$dS = \frac{dU}{T}\ . \tag{1.46}$$

V tepelně izolovaných soustavách entropie může pouze vzrůstat nebo zůstat konstantní.

Třetí termodynamický zákon popisuje chování látek s teplotou blížící se k absolutní nule. Podle třetího termodynamického zákona látku nelze konečným procesem ochladit na teplotu absolutní nuly. Při snižování teploty klesá rovněž tepelná kapacita látek. Látka s teplotou 0 K má nulovou tepelnou kapacitu. Tepelná kapacita neklesá lineárně.

1.2.2 Sdílení tepla

Teplo se může šířit vedením, prouděním nebo sáláním. Teplo se šíří vedením v pevných látkách, mezi dotýkajícími se tělesy a v plynech v klidu. Prouděním se teplo šíří v pohybujících se kapalinách. Při sdílení tepla sáláním se přenos uskutečňuje prostřednictvím elektromagnetického vlnění, vzniklé tepelným stavem tělesa. Zářením se teplo sdílí i ve vakuu.

Derivaci vzorce (1.45) podle času je získán vzorec, za předpokladu *c = konst.*,

$$\frac{dQ}{dt} = \phi = m \cdot c \cdot \frac{dT}{dt}, \tag{1.47}$$

kde Φ [W] je tepelný tok, který představuje množství akumulované energie za jednotku času *t* [s]. Vedení tepla jednoduchou rovinnou stěnou neměnného průřezu *S* je popsáno vztahem

$$\frac{dQ}{dt} = \phi = \frac{\lambda}{\delta} \cdot S \cdot (T_1 - T_2), \tag{1.48}$$

kde λ [$Wm^{-1}K^{-1}$] je měrná tepelná vodivost a δ [m] je tloušťka stěny.

Sdílení tepla přestupem ze stěny do tekutiny lze vyjádřit vztahem

$$\frac{dQ}{dt} = \phi = \alpha \cdot S \cdot (T_1 - T_2) \tag{1.49}$$

kde α [$Wm^{-2}K^{-1}$] je součinitel přestupu tepla a *S* je plocha kolmá ke směru toku ***Φ***.

Koeficient $\frac{\lambda}{\delta} \cdot S$ z rovnice (1.48) nebo koeficient $\alpha \cdot S$ ze vztahu (1.49) je označován vodivostí *G*

$$G = \frac{\lambda}{\delta} \cdot S \tag{1.50}$$

nebo

$$G = \alpha \cdot S\,. \tag{1.51}$$

Koeficient $m \cdot c$ z rovnice (1.47) je tepelná kapacita *C*

$$C = m \cdot c\,. \tag{1.52}$$

Podíl tepelné kapacity *C* a vodivosti *G* představuje časovou konstantu τ tepelného systému

$$\tau = \frac{C}{G} \tag{1.53}$$

V tepelných systémech neexistuje vlastnost, která by odpovídala indukčnosti v elektrických nebo hydraulických systémech. To znamená, že tepelné procesy jsou vždy aperiodické, to ostatně vyplývá i z druhého zákona termodynamiky.

Součinitel přestupu tepla a měrnou tepelnou vodivost odpovídající *i*-té vrstvě rovinné stěny je možné podle vztahu (1.54) sloučit v jednu konstantu k_S [$Wm^{-2}K^{-1}$]. Konstanta k_S je součinitel přestupu tepla rovinnou stěnou

$$k_S = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} . \tag{1.54}$$

Tepelná energie proudu kapaliny je rovna

$$\frac{dQ}{dt} = \phi = \rho \cdot c \cdot T \cdot q , \tag{1.55}$$

kde q [m^3s^{-1}] je objemový průtok kapaliny a ρ [kgm^{-3}] je hustota kapaliny.

Těleso vyzařuje do okolí energii, která je úměrná čtvrté mocnině absolutní teploty T. Vyzářená energie je rovna

$$E = \sigma \cdot S \cdot T^4 , \tag{1.56}$$

kde σ je Boltzmanova konstanta, S [m^2] je plocha, kterou těleso vyzařuje.

Rychlost změny teploty tělesa je úměrná celkovému množství tepla přivedenému do tělesa

$$m \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} = \sum_{i=1}^{n} \phi_i . \tag{1.57}$$

1.2.3 Získání součinitele přestupu tepla z bezrozměrných podobnostních čísel

Součinitel přestupu tepla α se určuje z empirických rovnic nebo pomocí bezrozměrných podobnostních čísel. V této analýze součinitel přestupu tepla bude určen z podobnostních čísel.

Podobnostní Reynoldsovo číslo je definováno

$$\mathrm{Re} = \frac{\bar{v} \cdot d}{\nu} = \frac{\bar{v} \cdot d \cdot \rho}{\eta} , \tag{1.58}$$

kde $\bar{v}$ [ms^{-1}] je střední rychlost kapaliny v jednotlivých kanálcích licího stroje, d [m] je charakteristický rozměr v případě odlévacího stroje průměr kanálků, ρ[kgm^{-3}] je hustota kapaliny, ν [m^2s^{-1}] je kinematická viskozita a η [Nsm^{-2}] je dynamická viskozita.

Reynoldsovo číslo udává, zda proudění kapaliny je turbulentní nebo laminární. V případě, že Re < 2320 je proudění laminární, pro 2320 < Re < 4000 jde o tzv. přechodovou oblast mezi laminárním a turbulentním prouděním, pro Re > 4000 je proudění turbulentní.

Prandtlovo číslo je určeno vztahem

$$\mathrm{Pr} = \frac{\rho \cdot c \cdot \nu}{\lambda} = \frac{c \cdot \eta}{\lambda}, \tag{1.59}$$

kde c [$\mathrm{Jkg^{-1}m^{-1}}$] je měrná tepelná kapacita kapaliny a λ [$\mathrm{Wm^{-1}K^{-1}}$] je měrná tepelná vodivost.

Pro turbulentní proudění kruhovou trubici je Nusseltovo číslo rovno

$$Nu = 0{,}023 \cdot \mathrm{Re}^{0,8} \cdot \mathrm{Pr}^{0,4}. \tag{1.60}$$

Pomocí výše uvedených podobnostních čísel je možné určit součinitel přestupu tepla dle vzorce

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \tag{1.61}$$

2 Sestavení matematických modelů licího stroje a simulace chování

Celý systém licího stroje, z pohledu řízení teploty chladicí kapaliny na výtoku z odlévacího stroje, má tři vstupy a jeden výstup. Vstupy do zkoumaného systému jsou neřiditelný ohřev formy taveninou, neřiditelná teplota chladicí kapaliny na vtoku a třetím vstupem, kterým je systém řízen je napětí, které koresponduje s požadovanou polohou servomechanizmu regulačního ventilu potažmo průtoku.

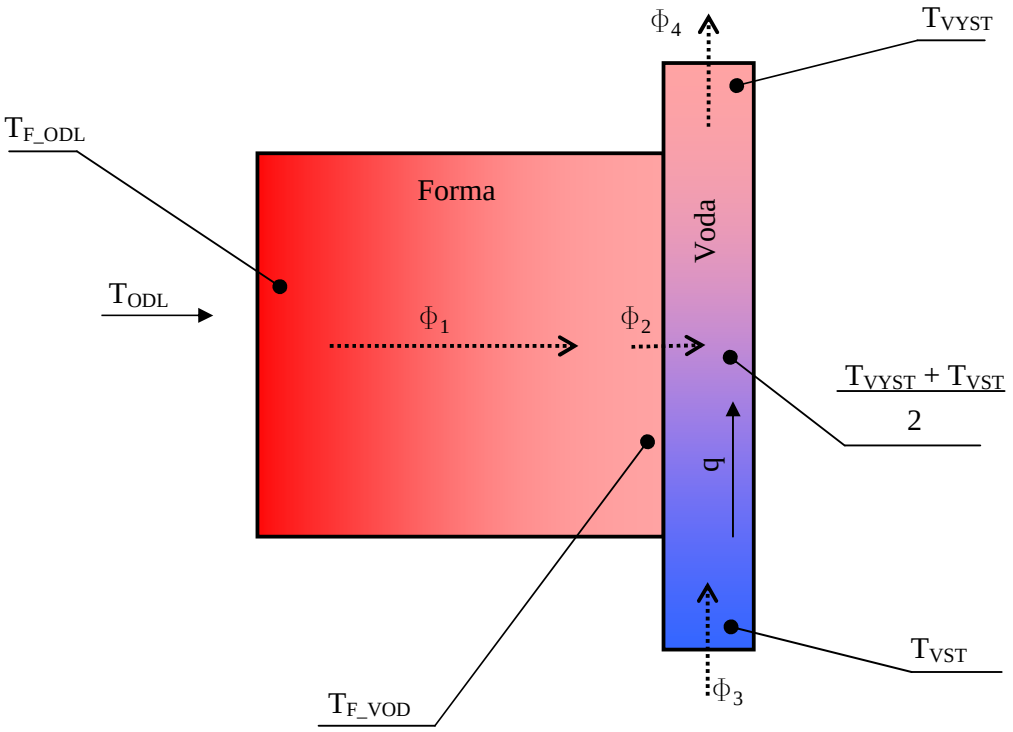
Licí stroj můžeme rozdělit na dva podsystémy. Jeden subsystém je tepelný, který má tři vstupy (ohřev formy taveninou, teplota kapaliny na vtoku licího stroje, průtok chladicí kapaliny) a jeden výstup (teplota kapaliny na výtoku). V této kapitole budou sestaveny dva modely tepelného podsystému. Jeden model bude třetího řádu, který bude zjednodušen na model systému druhého řádu. Druhým podsystémem je podsystém regulace průtoku se vstupem napětí pro pozicionér a výstupem je průtok kapaliny.

Vzhledem k tomu, že hodnoty tlaku chladicí kapaliny nedosahují tlaku 15 MPa, můžeme chladicí vodu považovat za nestlačitelnou, tudíž rychlost šíření vzruchu se blíží nekonečnu. V modelu tedy není nutné uvažovat žádné dopravní zpoždění.

V modelu bude zanedbána dynamika chladicí kapaliny. Toto zjednodušení si můžeme dovolit díky tomu, že dynamiky vody je daleko rychlejší než dynamika celého servoventilu.

2.1 Sestavení matematického modelu licího stroje třetího řádu

Na následujícím obrázku je schématicky nakreslen lící stroj včetně vyznačených tepelných toků v licím stroji.



Obr. 2.1 Schématické znázornění licího stroje

Změny teploty důležitých bodů licího stroje jsou popsány

$$m_{FOR} \cdot c_{FOR} \cdot \frac{dT_{F\_ODL}}{dt} = -\phi_1, \tag{2.1}$$

$$m_{FOR} \cdot c_{FOR} \cdot \frac{dT_{F\_VOD}}{dt} = \phi_1 - \phi_2, \tag{2.2}$$

$$m_{VOD} \cdot c_{VOD} \cdot \frac{d\,\frac{T_{VYST} + T_{VST}}{2}}{dt} = \phi_2 + \phi_3 - \phi_4. \tag{2.3}$$

Vzhledem k tomu, že se předpokládá konstantní teplota chladicí kapaliny na vtoku odlévacího stroje můžeme změnu střední hodnoty teploty chladicí kapaliny zapsat jako

$$\frac{d\,\frac{T_{VYST} + T_{VST}}{2}}{dt} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{dT_{VYST}}{dt} + \frac{dT_{VST}}{dt} \right) = \frac{1}{2} \cdot \frac{dT_{VYST}}{dt}. \tag{2.4}$$

Po dosazení vztahu (2.4) do vztahu (2.3) se tato rovnice změní na

$$\frac{1}{2} \cdot m_{VOD} \cdot c_{VOD} \cdot \frac{dT_{VYST}}{dt} = \phi_2 + \phi_3 - \phi_4 \tag{2.5}$$

S využitím rovnice (1.48) vypočítáme Φ_1 a po dosazeni do (2.1) získáme

$$m_{FOR} \cdot c_{FOR} \cdot \frac{dT_{F\_ODL}}{dt} = -\frac{\lambda}{\delta} \cdot S_{FOR} \cdot \left(T_{F\_ODL} - T_{F\_VOD}\right) \tag{2.6}$$

kde je λ je měrná tepelná vodivost formy, δ je vzdálenost kanálků, ve kterých proudí chladicí voda, a taveniny (odlitku).

Pomocí rovnice (1.49) se určí tepelný tok Φ_2 což vede rovnici (2.2) na

$$m_{FOR} \cdot c_{FOR} \cdot \frac{dT_{F\_VOD}}{dt} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot S_{FOR} \cdot \left(T_{F\_ODL} - T_{F\_VOD}\right) - \alpha \cdot S_{Př} \cdot \left(T_{F\_VOD} - \left(\frac{T_{VST} + T_{VYST}}{2} \right) \right) \tag{2.7}$$

Tepelný tok dodávaný i odebíraný proudící kapalinou je dán vztahem (1.55), a proto rovnici (2.55) můžeme vyjádřit vztahem

$$\frac{1}{2} \cdot m_{VOD} \cdot c_{VOD} \cdot \frac{dT_{F\_VOD}}{dt} = \alpha \cdot S_{Př} \cdot \left(T_{F\_VOD} - \left(\frac{T_{VST} + T_{VYST}}{2} \right) \right) + \rho \cdot c_{VOD} \cdot T_{VST} \cdot q - \\ - \rho \cdot c_{VOD} \cdot T_{VYST} \cdot q \tag{2.8}$$

Rovnice (2.8) však nemá konstantní koeficienty, protože v posledních dvou členech je součin vstupního průtoku q se vstupní proměnnou teploty vtékající kapaliny T_{VST} respektive výstupní proměnnou teplotou vytékají kapaliny T_{VYST}.

Teplota vtékající kapaliny, dle zadání, je (30 ± 0,2)°C, protože tato teplota se pohybuje v malých odchylkách od 30°C, můžeme teplotu T_{VST} považovat za konstantu. Podobně konstantou můžeme nahradit proměnnou T_{VYST}, protože je žádoucí aby T_{VYST} byla konstantní. T_{VST} a T_{VYST} se nahradí konstantami pouze v rovnici (2.8) v posledních dvou členech.

Ze znalostí vztahů (2.6), (2.7) a po zavedení konstant do rovnice (2.8) je možné napsat stavový popis tepelného podsystému licího stroje

$$\Delta\begin{bmatrix}\dot{T}_{F\_ODL}\\ \dot{T}_{F\_VOD}\\ \dot{T}_{VYST}\end{bmatrix} = A\cdot\begin{bmatrix}T_{F\_ODL}\\ \Delta T_{F\_VOD}\\ T_{VYST}\end{bmatrix} + B\cdot\Delta\begin{bmatrix}T_{VST}\\ q\\ T_{ODL}\end{bmatrix}$$

$$\Delta y = C\cdot\begin{bmatrix}T_{F\_ODL}\\ \Delta T_{F\_VOD}\\ T_{VYST}\end{bmatrix}, \tag{2.9}$$

kde matice *A*, *B*, *C* jsou následující

$$A = \begin{bmatrix} -\dfrac{\lambda_{FOR}\cdot S_{FOR}}{\delta\cdot m_{FOR}\cdot c_{FOR}} & \dfrac{\lambda_{FOR}\cdot S_{FOR}}{\delta\cdot m_{FOR}\cdot c_{FOR}} & 0 \\ \dfrac{\lambda_{FOR}\cdot S_{FOR}}{\delta\cdot m_{FOR}\cdot c_{FOR}} & -\dfrac{\lambda_{FOR}\cdot S_{FOR}}{\delta\cdot m_{FOR}\cdot c_{FOR}} - \dfrac{\alpha\cdot S_{Př}}{m_{FOR}\cdot c_{YFOR}} & \dfrac{\alpha\cdot S_{Př}}{2\cdot m_{FOR}\cdot c_{YFOR}} \\ 0 & \dfrac{2\cdot\alpha\cdot S_{Př}}{m_{VOD}\cdot c_{VOD}} & \dfrac{\alpha\cdot S_{Př}}{m_{FOR}\cdot c_{YFOR}} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ \dfrac{\alpha\cdot S_{Př}}{m_{FOR}\cdot c_{YFOR}} & 0 & 0 \\ -\dfrac{\alpha\cdot S_{Př}}{m_{FOR}\cdot c_{YFOR}} & 2\dfrac{T_{VST}}{V_{VOD}} - 2\dfrac{T_{VYST}}{V_{VOD}} & 0 \end{bmatrix},$$

$$C = \begin{bmatrix}0 & 0 & 1\end{bmatrix}.$$

Po dosazeni hodnot do stavového popisu (2.9) je možné vztahem (2.10) vypočítat jednotlivé přenosové funkce mezi každým vstupem a výstupem.

$$G(s) = C\cdot(sE - A)^{-1}\cdot B, \tag{2.10}$$

kde matice *A*, *B*, *C* jsou matice stavového popisu a matice *E* je jednotková matice s totožným rozměrem jaký má matice *A*. Přenos mezi průtokem a výstupní teplotou chladicí kapaliny vhodný pro návrh regulátoru je

$$G(s) = \frac{T_{VYST}(s)}{q(s)} = -\frac{1600 \cdot s^2 + 5509 \cdot s + 18{,}38}{s^3 + 0{,}3501 \cdot s^2 + 0{,}01201 \cdot s}. \tag{2.11}$$

Přenos je záporný, což vyplývá z toho, že zvětšením průtoku se teplota na výstupu sníží, a naopak.

2.2 Sestavení matematického modelu licího stroje druhého řádu

Zavedením konstanty k_S z rovnice (1.54) se zbavíme nutnosti zavádět vnitřní stav, podle obr. 2.1, T_{F_VOD} a tepelný tok Φ_1 a Φ_2 se spojí. Tím se matematický model zredukuje na model druhého řádu a rychlosti změny teploty důležitých bodů jsou popsány

$$m_{FOR} \cdot c_{FOR} \cdot \frac{dT_{F\_FOR}}{dt} = -k_S \cdot S \cdot \left(T_{F\_FOR} - \left(\frac{T_{VST} + T_{VYST}}{2} \right) \right), \tag{2.12}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot m_{VOD} \cdot c_{VOD} \cdot \frac{dT_{VYST}}{dt} = \alpha \cdot S \cdot \left(T_{F\_VOD} - \left(\frac{T_{VST} + T_{VYST}}{2} \right) \right) + \rho \cdot c_{VOD} \cdot T_{VST} \cdot q - \\ - \rho \cdot c_{VOD} \cdot T_{VYST} \cdot q, \end{aligned} \tag{2.13}$$

kde S je charakteristický průřez. Stejně jako při sestavování modelu třetího řádu je nutné proměnné T_{VST} a T_{VST} v posledních dvou členech rovnice (2.13) nahradit odpovídajícími konstantami. Rovnice (2.12) a po úpravě (2.13) vedou na stavový popis odlévacího stroje druhého řádu

$$\begin{aligned} \Delta X &= A' \cdot \begin{bmatrix} T_{F\_ODL} \\ \Delta T_{VYST} \end{bmatrix} + B' \cdot \Delta \begin{bmatrix} T_{VST} \\ q \\ T_{ODL} \end{bmatrix}, \\ Y &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{F\_ODL} \\ T_{VYST} \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{2.14}$$

kde matice A' a B' jsou rovny

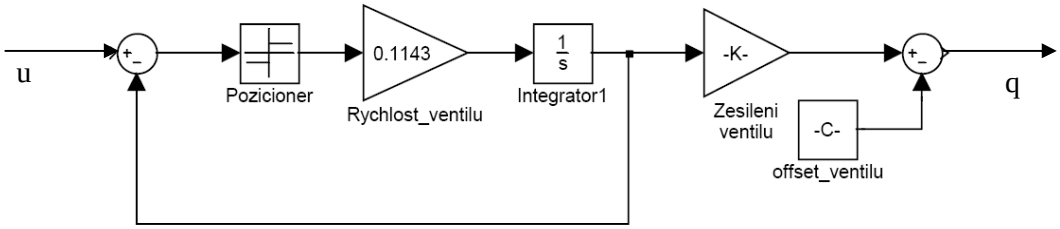
$$A' = \begin{bmatrix} -\dfrac{k_s \cdot S}{m_{FOR} \cdot c_{FOR}} & \dfrac{k_s \cdot S}{2 \cdot m_{FOR} \cdot c_{FOR}} \\ \dfrac{2 \cdot k_s \cdot S}{m_{VOD} \cdot c_{VOD}} & -\dfrac{k_s \cdot S}{m_{VOD} \cdot c_{VOD}} \end{bmatrix},$$

$$B' = \begin{bmatrix} \dfrac{k_s \cdot S}{2 \cdot m_{FOR} \cdot c_{FOR}} & 0 \\ \dfrac{k_s \cdot S}{m_{VOD} \cdot c_{VOD}} & 2\dfrac{T_{VST}}{V_{VOD}} - 2\dfrac{T_{VYST}}{V_{VOD}} \end{bmatrix}.$$

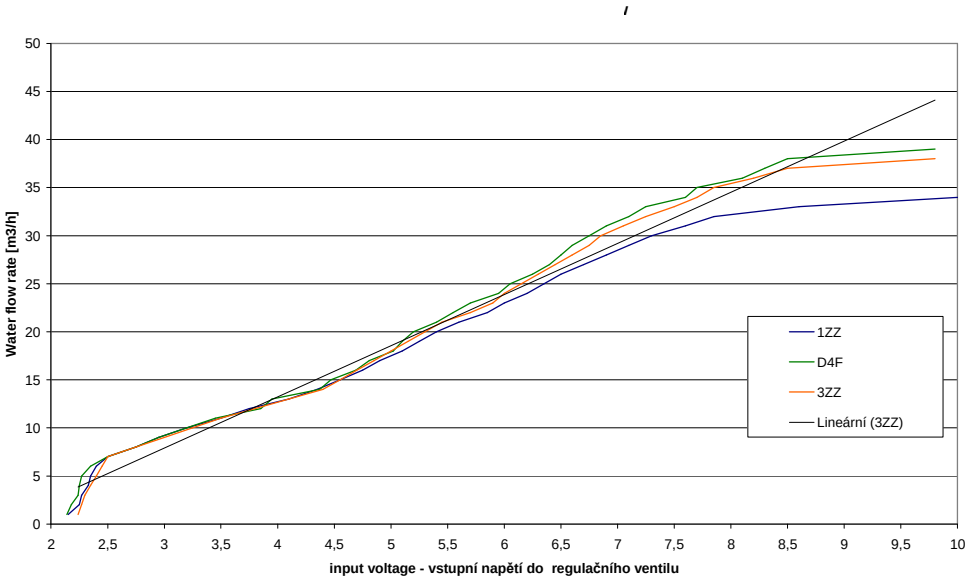
2.3 Sestavení modelu regulačního podsystému

Průtok chladicí kapaliny je nyní řízen lineárním servoventilem. Servoventil je lineární v závislosti průtoku na okamžité poloze servomechanismu nikoliv v závislosti na vstupní hodnotě napětí. Servomotor má zabudovaný pozicionér (třístavový regulátor), jehož vstupem je napětí *u* (2-10 V), které odpovídá žádané poloze ventilu potažmo objemovému průtoku *q*. Servomechanismus má napěťový výstup (2-10 V), který udává současnou polohu ventilu. To znamená, že servomotor má maximální otáčky v případě, že žádaná poloha ventilu není shodná se současnou polohou.

Nelineární simulační schéma, které popisuje současné chování servoventilu je na následujícím obrázku



Obr. 2.2 Simulační schéma ventilu



Obr.2.3 Závislost q ⟶ u skutečného ventilu

Konstanta rychlosti ventilu je rovna podílů rozpětí výstupního napětí servomechanismu a doby přeběhu ventilu *t*.

$$rychlost\_ventilu = \frac{U_{MIN} - U_{MAX}}{t}. \tag{2.15}$$

Zesílení ventilu je rovno tangentě přímky z obr. 2.3, která linearizuje průběhy na tomto obrázku. Offset ventilu je roven hodnotě průtoku, při poloze ventilu odpovídající výstupnímu napětí rovno 2 V z obr. 2.3.

Pro potřeby návrhu regulátoru je zapotřebí vytvořit lineární model servoventilu. Stavový popis ventilu linearizovaného pro pracovní bod s hodnotou vstupního napětí 1V, které na skutečném ventilu odpovídá maximálním otáčkám, je

$$\dot{x} = [0] \cdot x + [0{,}1143] \cdot u \,,$$
$$y = 8{,}85 \cdot 10^{-5} \cdot x \,, \tag{2.16}$$

z čehož můžeme určit přenos ventilu

$$G(s) = \frac{1{,}012 \cdot 10^{-5}}{s} \,. \tag{2.17}$$

Na základě informací od výrobce servoventilu jsem zjistil, že pozicionér je možno vyřadit z provozu a otáčky motoru řídit přímo napájecím napětím, což by mělo za následek lineární chování ventilu. Maximální napájecí napětí by odpovídalo úrovní signálu 1V vstupujícího do systému s přenosem (2.17).

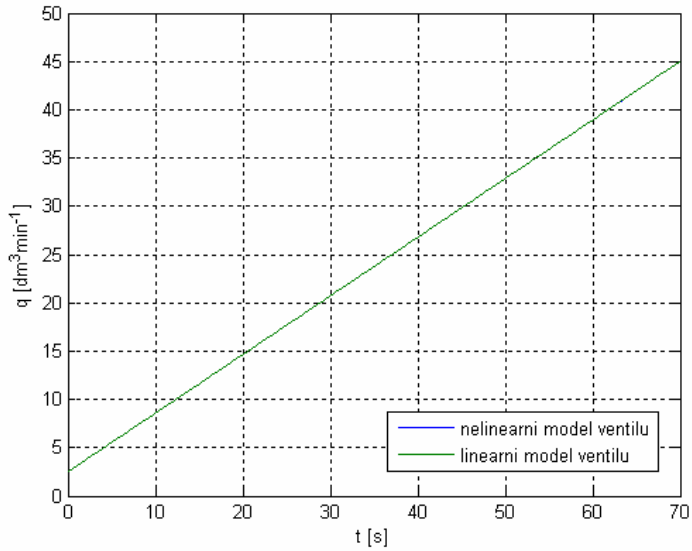
2.4 Simulace chování licího stroje

V tomto bodě bude simulováno chování licího stroje řízeného různými regulátory, kdy akční člen, tedy servoventil, bude mít zapojený pozicionér a v případě, že pozicionér bude vyřazen z provozu. Simulace bude provedena na matematickém modelu odlévacího stroje třetího řádu. V simulačním obvodu jsou použité konstanty, které jsou uvedené v následující tabulce.

Parametry licího stroje						
λ_{FOR}	λ_{VOD}	c_{FOR}	c_{VOD}	ν	η	ρ
$Wm^{-1}K^{-1}$	$Wm^{-1}K^{-1}$	$Jkg^{-1}°C^{-1}$	$Jkg^{-1}K^{-1}$	m^2s^{-1}	Nsm^{-2}	kgm^{-3}
80,2	0,606	4180	450	$798 \cdot 10^{-6}$	$801 \cdot 10^{-9}$	996
δ	D	$S_{Př}$	S_{FOR}	m_{FOR}	m_{VOD}	$\bar{v}$
m	M	m^2	m^2	kg	kg	ms^{-1}
$7{,}5 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	4	0,04	210	10	1
Re	Pr	Nu	α	k_S	T_{VST}	$T_{ŽADANA}$
-	-	-	$Wm^{-2}K^{-1}$	$Wm^{-2}K^{-1}$	℃	℃
6242	5,503	49,458	5996,3	79,75	30	38

Tab. 2.1 Tabulka konstant simulačního obvodu pro teplotu 30 °C

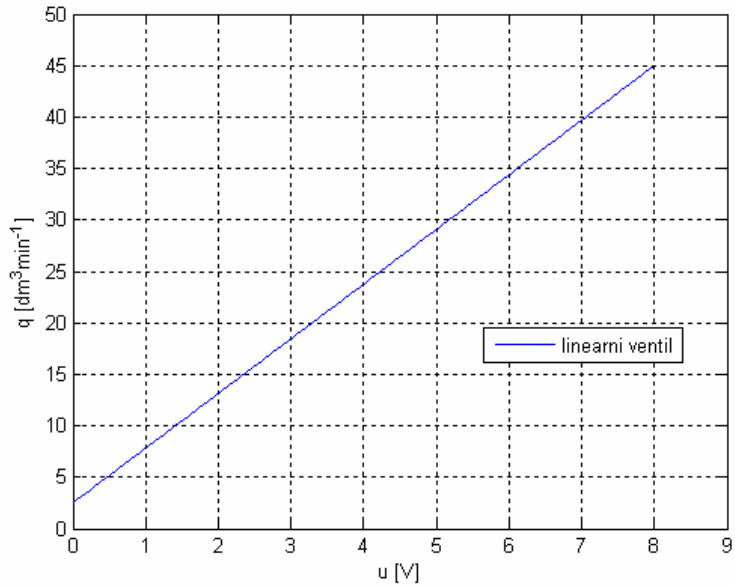
Na obrázku číslo 2.4 je zobrazená přechodová charakteristika nelineárního modelu ventilu, jehož simulační schéma je na obr. 2.2, a přechodová charakteristika přenosu linearizovaného ventilu s přenosem (2.17).



Obr. 2.4 Přechodová charakteristika lineárizovaného a nelineárního ventilu

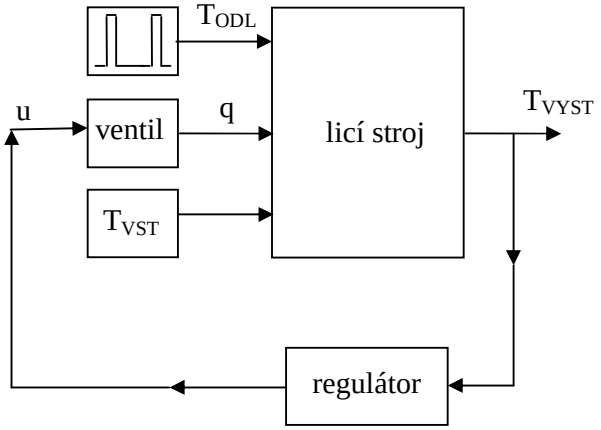
Z přechodových charakteristik je patrné, že lineární i nelineární model ventilu mají totožnou přechodovou charakteristiku, při maximálním vstupním napětí, a tudíž pro návrh regulátoru je možné použít přenos (2.17). Je zřejmé, že pro vstupní napětí různé od maximálního, bude mít přechodová charakteristika linearizovaného ventilu jiný sklon, zatím co přechodová charakteristika nelineárního ventilu bude mít totožný průběh, jaký je zobrazen na obr. 2.4.

Porovnáním závislosti průtoku na napětí (obr. 2.5), kterému odpovídá současná poloha ventilu, získaného z modelu na obr. 2.2 a linearizovanou toutéž charakteristikou získanou měřením na skutečném ventilu (obr. 2.3), jimž je chlazení licího stroje řízeno, lze lineární i nelineární model ventilu považovat za dostatečně přesný. K lineárnímu modelu byl přičten totožný offset jaký byl přičten k nelineárnímu ventilu.



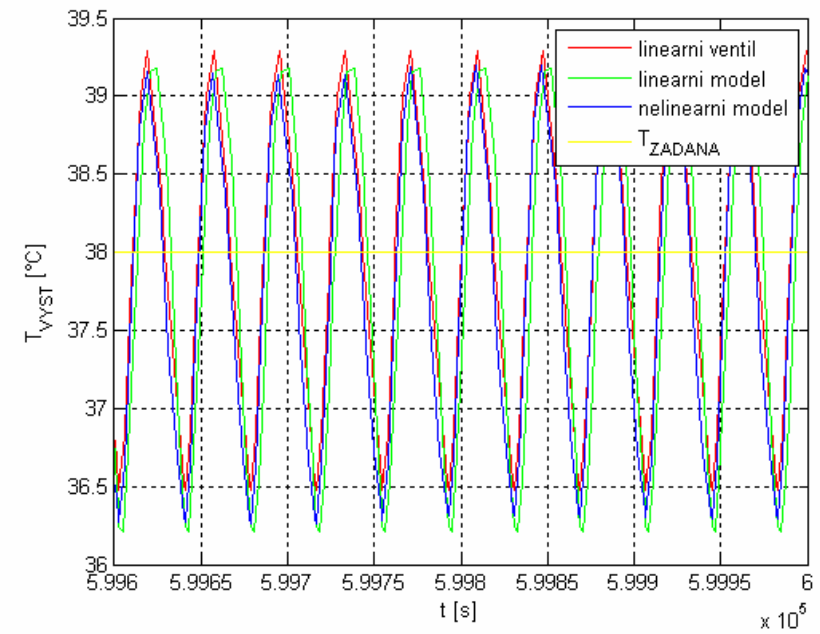
Obr. 2.5 Závislost průtoku na aktuální poloze linearizovaného ventilu

Obrázek číslo 2.6 principielně ukazuje simulační schéma celého zkoumaného systému. Pulsní generátor představuje cyklické vstřikování taveniny do formy. Za blok ventilu nebo licího stroje je možné dosadit jejich lineární nebo nelineární modely.



Obr. 2.6 Princip simulačního schématu

Na obrázku číslo 2.7 je porovnání průběhu regulace jednotlivý modelů. Všechny modely jsou regulovány třístavovým regulátorem. Na zmíněném obrázku jsou znázorněné regulační pochody nelineárního modelu licího stroje ovládaného lineárním ventilem (lineární ventil), nelineárního modelu odlévacího stroje a nelineárního ventilu (nelineární model), linearizovaného modelu i lineárního ventilu (lineární model). Regulační pochody všech výše jmenovaných modelů jsou téměř totožné, je to způsobeno tím, že jak model licího stroje tak model ventilu pracují v pracovních bodech pro který byly navrženy (T_{VYST} = 38 °C, T_{VST} = 30 °C, u = u_{max}).



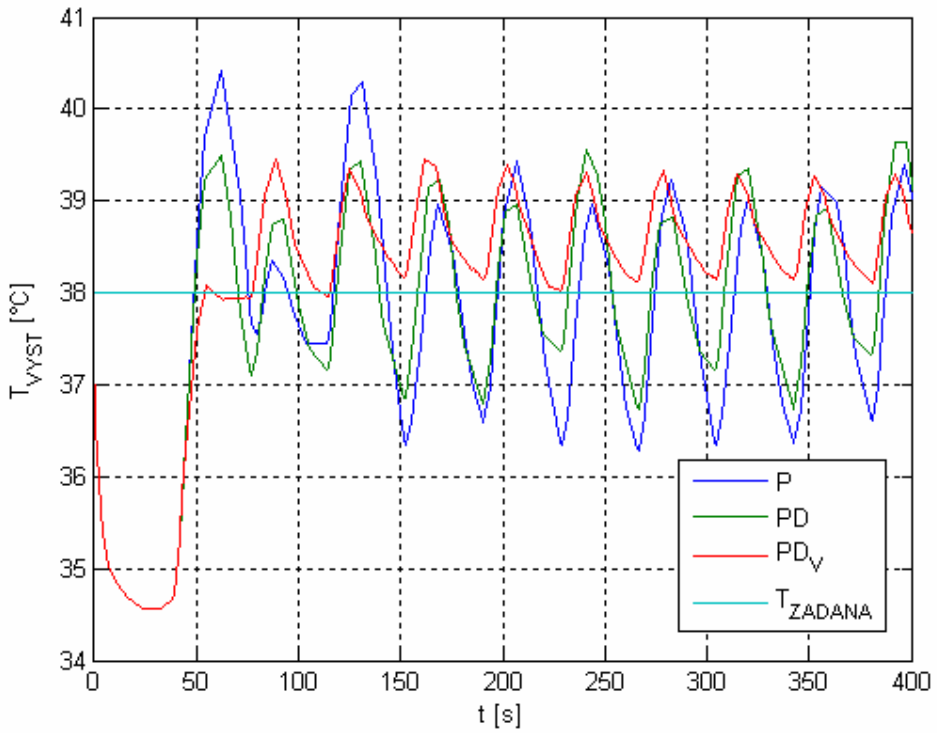
Obr. 2.7 Regulační pochody modelů regulovaných třístavovým regulátorem

Na následujících regulačních pochodech je ukázáno jak jednotlivé složky PD regulátoru ovlivňují průběh regulace nelineárního modelu licího stroje, jehož průtok chladicí kapaliny je ovládán nelineárním ventilem (ventilem se zapojeným pozicionérem).

Je zřejmé, že při regulaci nelineárního modelu regulátorem pouze s proporcionální složkou (Obr. 2.8 - P) je regulační pochod totožný s regulací třístavovým regulátorem. A z obrázku číslo 2.8 vyplývá, že průběh této regulace je nejméně vhodný.

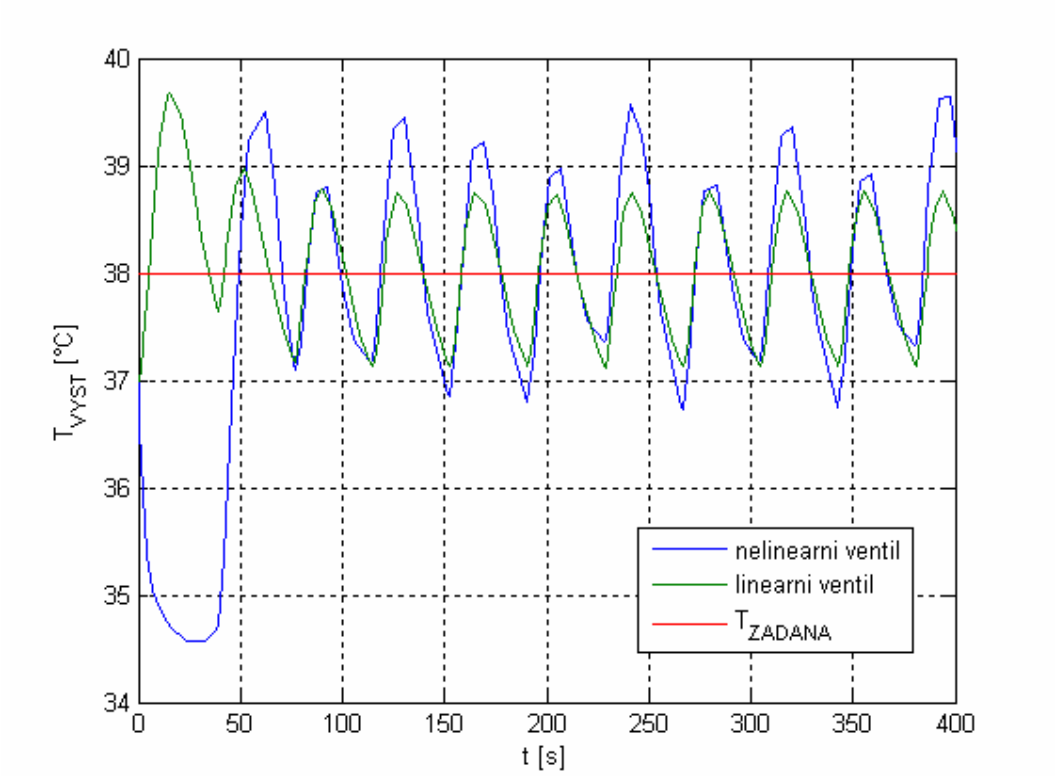
Regulační pochod řízený PD regulátorem (Obr. 2.8 - PD), jehož jednotlivé složky jsou v řádu jednotek má uspokojivý průběh.

Při řízení soustavy PD regulátorem (Obr. 2.8 - PDv), který má proporcionální složku v řádů jednotek a derivační složku v řádu desítek, má průběh regulace nejmenší amplitudu kmitů, však jejichž střední hodnota není totožná s žádanou hodnotou výstupní teploty chladicí kapaliny, což je nežádoucí. Zvýšením proporcionální složky dojde ke snížení střední hodnoty kmitů na požadovanou hodnotu, dojde však i ke zvětšení amplitudy kmitů. Po zvětšení zesílení je regulační pochod přibližně totožný s regulačním pochodem (Obr. 2.8 - PD). Přidáním byť malé integrační složky dojde výrazně k prodloužení doby ustálení.



Obr. 2.8 Porovnání působení PD regulátoru na nelineární model

Na obrázku číslo 2.9 je zobrazeno porovnání nejlepšího regulačního pochodu z obr. 2.8 a regulační pochod nelineárního modelu licího stroje a servoventilu, který má odpojený pozicionér. Jeho otáčky jsou tedy řízeny napájecím napětím servomechanismu a jeho přenos je (2.17), jehož vstupní signál s úrovní 1 odpovídá maximálnímu napájecímu napětí. Je patrné, že odpojením pozicionéru je možné dosáhnout menší a vyrovnanější amplitudy kmitů. Amplituda poklesla přibližně o 0,5 °C.



Obr. 2.9 Srovnání regulačního pochodu, průtok řízen servoventilem s/bez pozicionér

Simulace ukazuje spojitosti mezi chováním odlévacího stroje a jednotlivých složek regulátoru. Vhodný regulátor bude možno určit až po identifikaci reálného licího stroje. Při identifikaci bude zapotřebí působit na vstup akčního členu specifickým průběhem signálu, což může být obdélníkový signál, rampa či jednotkový skok. Z toho lze usoudit, že v průběhu získávání dat potřebných pro identifikaci systému je možné znehodnocení výrobku, které se v průběhu získávaní dat vyrobí.

3 Práce s reálnými daty

Následující kapitola se bude věnovat simulaci chování modelu licího stroje při působení reálných dat získaných měřením na reálném stroji. V kapitole bude upraven model získaný pouze na základě fyzikálních vztahu a parametru licího stroje (viz. kapitola číslo 2). Výstupní teplota modelu licího stroje bude řízena servoventilem se zapojeným a nezapojeným pozicionérem, s ventilem jehož přenos je ryze astatický (viz. kapitola 2.3) a modelem ventilu jehož přenos má určitou časovou konstantu.

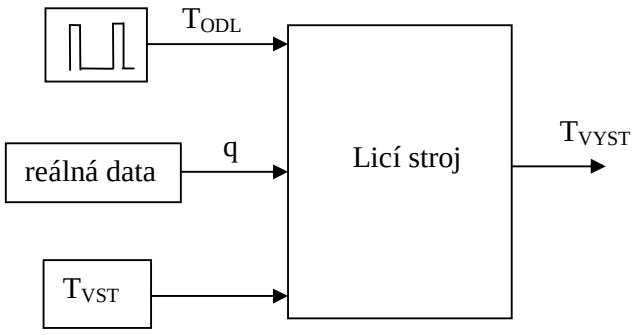
3.1 Úprava modelu licího stroje

Matematický model licího stroje z předchozí kapitoly byl upraven metodou postupné optimalizace, kdy bylo upravováno zesílení přenosu mezi teplotou odlitku a teplotou chladicí kapaliny na výstupu

$$G_1(s) = \frac{T_{VYST}(s)}{T_{ODL}(s)} \tag{3.1}$$

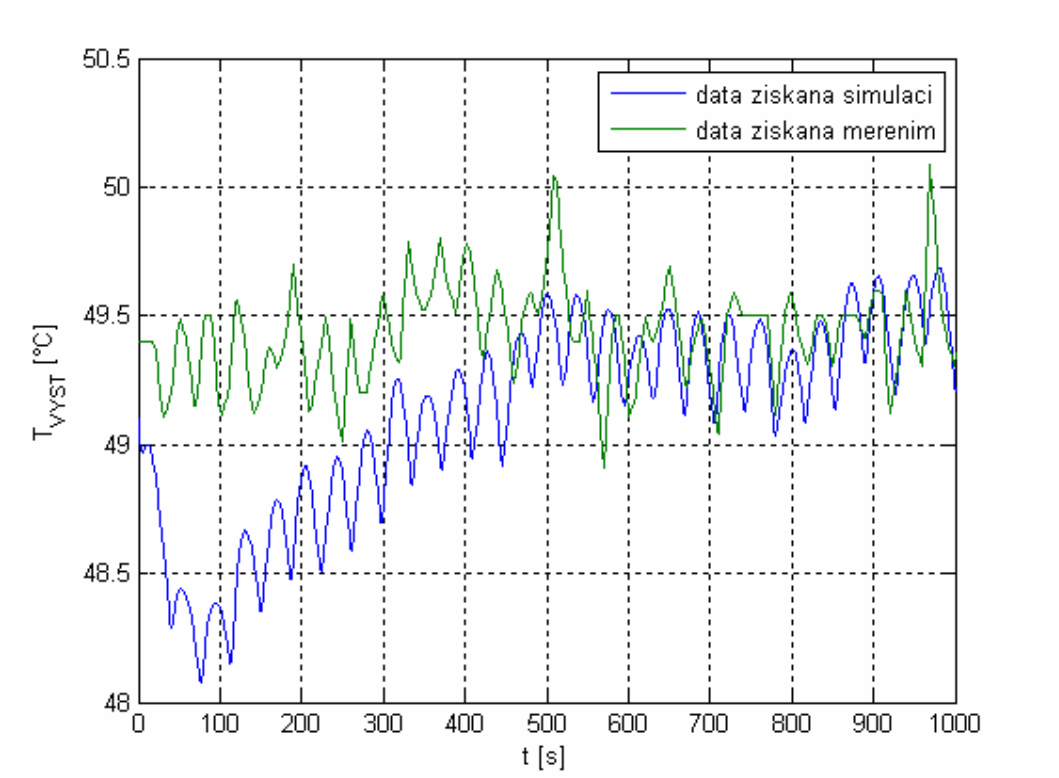
a přenosu mezi průtokem a teplotou vody na výstupu (2.11). K úpravě muselo dojít rovněž z toho důvodu, že v předchozích kapitolách byl průtok uvažován v základních jednotkách SI soustavy tedy $\frac{m^3}{s}$ a v této kapitole bude průtok uvažován v mililitrech za minutu $\left(\frac{ml}{min}\right)$, protože měřicí systém, který v současné době je nasazen do technologie výroby pracuje právě s těmito jednotkami průtoku.

Na následujícím obrázku je zobrazeno schéma, ze kterého je patrné jak byl testován upravovaný model odlévacího stroje.



Obr 3.1 Princip úpravy modelu

Na obrázku číslo 3.2 je znázorněno porovnání průběhu výstupní teploty získané podle principielního schématu uvedeného výše a teploty získané měřením na reálném licím stroji.



Obr 3.2 Porovnání výstupních teplot získaných simulací a měřením

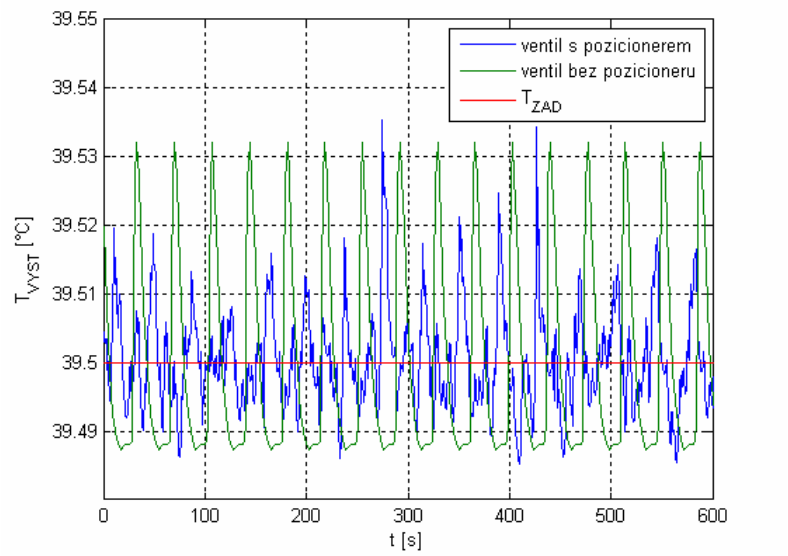
Z obrázku je patrné, že po odeznění přechodových jevů modelu se průběhy výstupních teplot až na menší odchylky shodují. Odchylky jsou způsobeny jednak nepřesností modelu tak i tím, že současný měřicí systém odebírá vzorky s periodou 10s. Je možné říci, že model vystihuje základní dynamiku reálného licího stroje a to je jeho hlavním úkolem.

3.2 Simulace regulace ventilem, jehož přenos je ryze astatický

V následující podkapitole bude navržen regulátor, který působí na servoventil s ryze astatickým přenosem (2.17). Zesílení tohoto přenosu je však nutné upravit tak, aby jeho výstupem byl průtok v mililitrech za minutu. Upravený přenos ventilu je

$$G(s) = \frac{650}{s}. \tag{3.2}$$

Na následujícím obrázku jsou porovnány regulační pochody, kdy je ventil uvažován se zapojeným pozicionérem a s pozicionérem vyřazeném z provozu. Z obrázku je patrné, že amplituda kmitů je malá, řádově 0,03 °C, však při regulaci se zapojeným pozicionérem průběh teploty nevyrovnaný. Naproti tomu ventil s vyřazeným pozicionérem má stabilní amplitudu kmitů. Na obrázku 3.3 jsou znázorněny průběhy po odeznění přechodových jevu modelu.



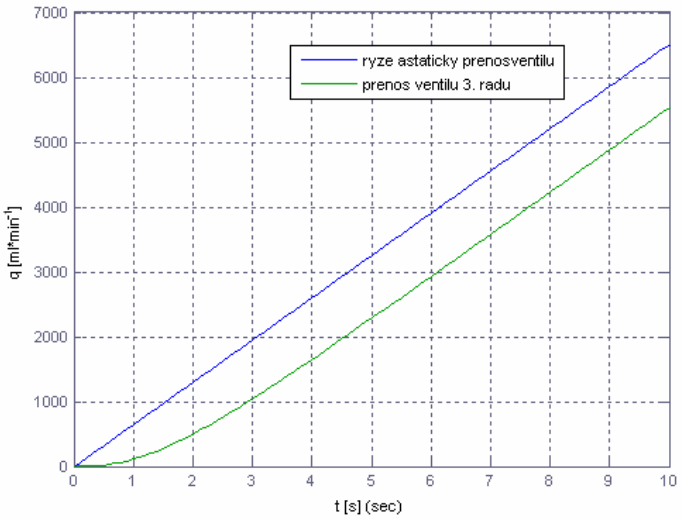
Obr 3.3 Porovnání regulačních pochodu při regulaci ventilem s/bez pozicionéru

3.3 Simulace regulace ventilem, jehož přenos je třetího řádu

Až dosud byl uvažován servoventil jehož přenos je ryze astatický, však jak vyplývá ze zákonů fyziky, takový systém je nereálný. Domnívám se, že právě zanedbání časových konstant servoventilu má za následek to, že regulační odchylka je jen několik málo setin (Obr 3.3). Z tohoto důvodu v této podkapitole bude uvažován ventil s přenosem (získán odhadem)

$$G(s) = \frac{1300}{s^3 + 3s^2 + 2s}, \tag{3.3}$$

jehož přechodová charakteristika je zobrazena na obrázku 3.4. Na tomto obrázku je rovněž pro porovnání zobrazena přechodová charakteristika ventilu s přenosem (3.2).

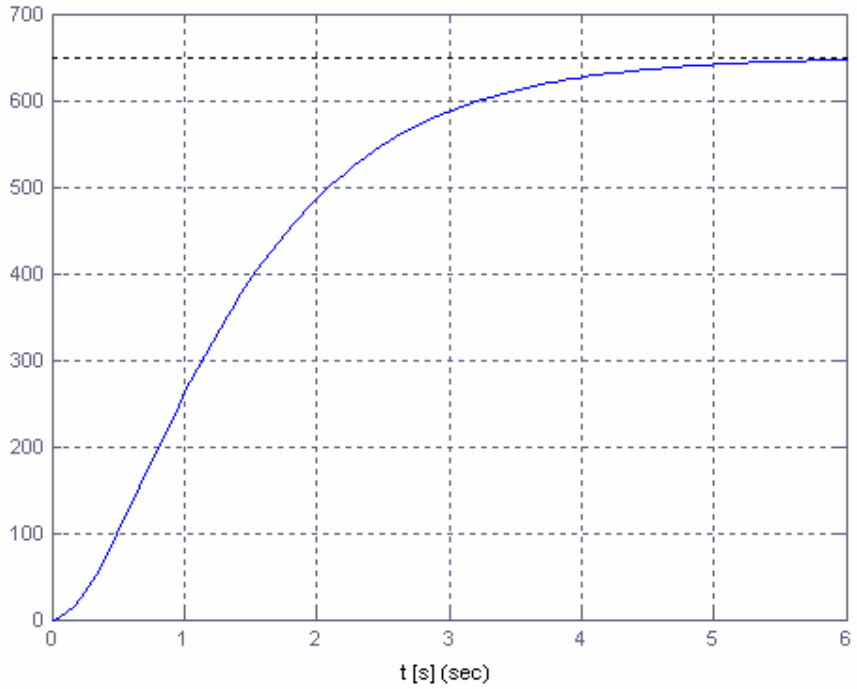


Obr 3.4 Přechodové charakteristiky přenosů servoventilů

Dynamika modelu ventilu třetího řádu je názorněji ukázána na obr. 3.5, kde je zobrazena přechodová charakteristika přenosu

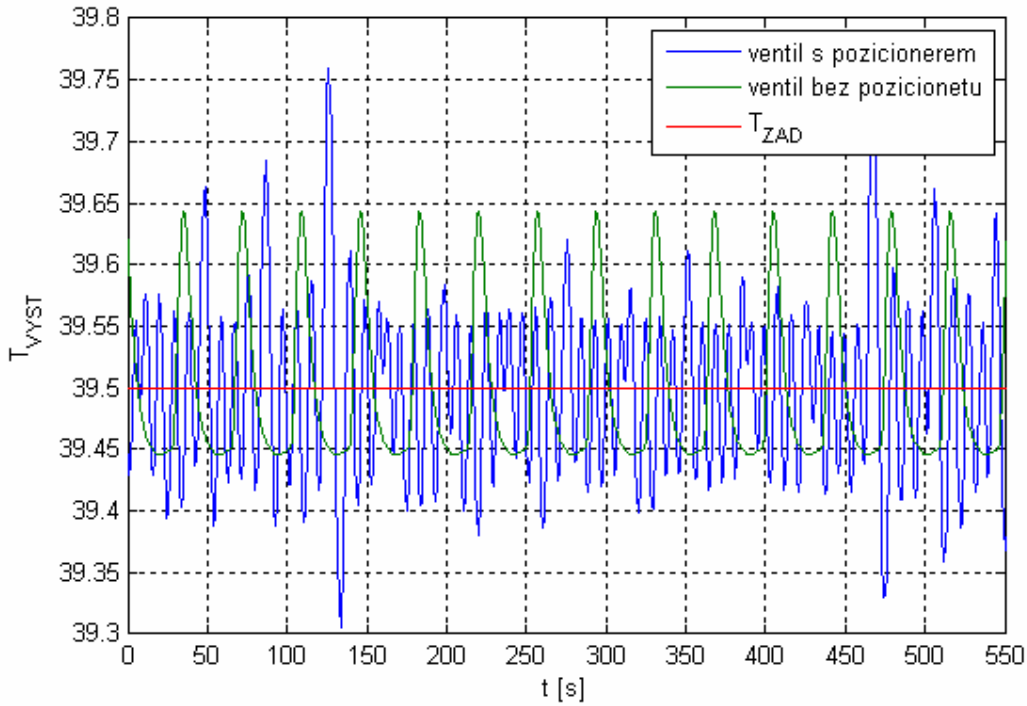
$$G(s) = \frac{1300}{s^2 + 3s + 2}, \tag{3.4}$$

což by po nutné změně zesílení byl přenos vstupního signálu ventilu na rychlost otáčení.

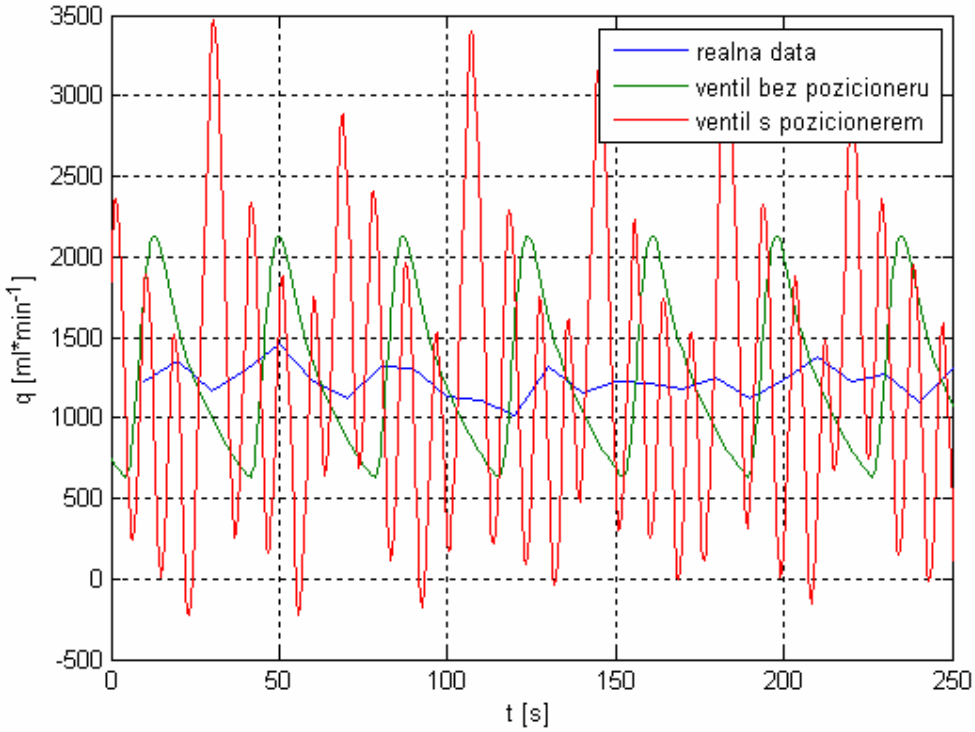


Obr 3.5 Přechodová charakteristika modelu ventilu 3. řádu

Na obrázku uvedeném níže je zobrazen regulační pochod teploty chladicí kapaliny na výstupu z licího stroje po odeznění přechodových jevů. Z obrázku je patrné, že při zapojeném pozicionér je regulační pochod neurovnaný, objevují se určité „zázněje“. Naproti tomu při regulaci ventilem, který má lineární přenos je regulační pochod v každé periodě lití totožný, má teplotní špičky řádově 0,1 °C při vstříknutí taveniny do formy. Plynulost regulace je rovněž patrná z grafu závislosti průtoku na čase, která je na obr 3.7. Plynulost průběhu jak teploty tak průtoku má za následek vyšší teplotní špičky, však i přes to je regulační odchylka přibližně 0,15 °C. Regulační odchylku lze snížit zvýšením derivační složky regulátoru, tím ale ztratíme plynulost zmíněných veličin.



Obr 3.6 Porovnání regulačních pochodu při řízení průtoku ventilem s přenosem 3. řádu



Obr 3.7 Průtoky chladicí kapaliny

3.4 Vliv výstupního tlaku čerpadla na průběh regulace

Tato podkapitola bude věnována způsobu jak docílit regulačního pochodu bez teplotních špiček, které jsou patrné na obr. 3.6, při regulaci průtoku ventilem se zapojeným pozicionérem.

Teplotní špičky jsou důsledkem neplynulého průběhu průtoku v rámci jednoho cyklu lití. Kmity průtoku jsou způsobený tím, že servomotor má v každém okamžiku, s výjimkou doby, kdy žádána a výstupní teploty jsou totožné, maximální otáčky a průtok se mění rychleji než by bylo v daném okamžiku vhodné.

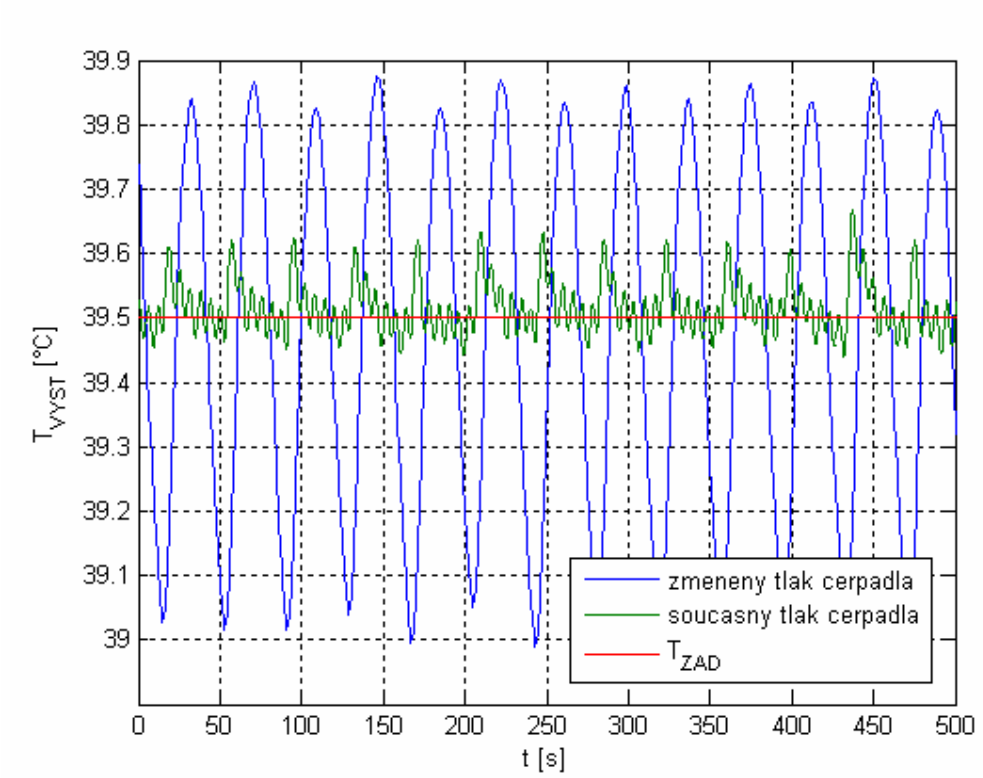
Docílit hladšího průběhu regulace je možné tak, že zmenšíme maximální otáčky servomotoru. Toho lze dosáhnout zmenšením napájecího napětí, které je stejnosměrné, nebo zařazením předřadného odporu patřičné hodnoty. Podle dostupné dokumentace servoventilu by se na servomotoru mel nacházet přepínač jimž lze nastavit maximální otáčky.

Existuje však i jiná možnost jak docílit hladšího průběhu. V současné době je tlak čerpadla regulován ve zpětnovazební smyčce. Snížením požadované hodnoty tlaku, lze snížit zesílení servoventilu, kapitola 2.3., a tím docílit stejného výsledku jako při zmenšení maximálních otáček.

Z obrázku číslo 3.8 je patrný vliv zesílení ventilu na plynulost regulace. Po zmenšení zesílení ventilu se zvětšil rozkmit teploty chladicí kapaliny. Částečné zmenšení je možné dosáhnout zvětšením derivační složky regulátoru, což může sebou nést další problémy způsobené pravděpodobně zarušeným prostředím výrobní haly.

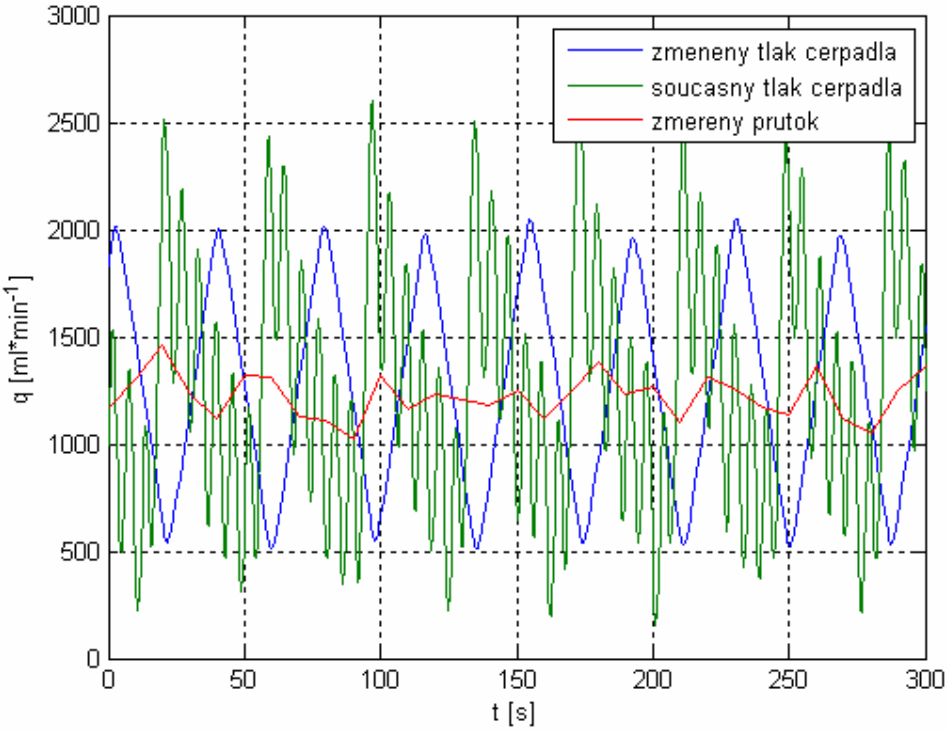
Přenos ventilu po změně zesílení se změnil na

$$G(s) = \frac{170}{s^2 + 3s + 2}. \tag{3.5}$$



Obr 3.8 Vliv zesílení ventilu na průběh regulace teploty

Jak se změnil průtok chladicí kapaliny je možné vidět na následujícím obrázku.



Obr 3.9 Vliv zesílení ventilu na průběh průtoku

4 Závěr

Na základě informaci uvedených v této práci je možné říct, že nejlepšího regulačního pochodu při simulaci chování odlévacího stroje, ať už se jednalo o model získaný na základě fyzikálních zákonů či z dat měřených přímo v technologii, bylo dosaženo při vyřazeném pozicionéru servoventilu. Ze simulací vyplývá, že stabilizujícím regulátorem pro řízení teploty chladicí kapaliny na výtoku z licího stroje je regulátor typu PD. Přidáním byť jen malé integrační složky dojde k výraznému prodloužení doby ustálení či destabilizaci. Při řízení průtoku ventilem se zapojeným pozicionérem velikost derivační složky regulátoru pouze určuje fázi cyklu lití, kdy dojde ke změně směru otáček servoventilu. Naproti tomu u ventilu s vyřazeným z provozu pozicionérem regulátor neřídí pouze fázi, kdy dojde ke změně směru otáčení, ale také rychlost otáčení. Tato skutečnost má za následek plynulejší průběh výstupní teploty vody a průtoku v rámci jednoho cyklu. Parametry regulátoru použité v simulacích z předchozí kapitoly jsou uvedené níže v tabulce.

Navrhl jsem rovněž několik sofistikovanějších regulátorů, které frekvenci kmitů výstupní teploty vody potlačovaly nebo naopak zesilovaly, však ani jeden z těchto regulátoru nevykazoval podobných kvalit regulace jako standardní PD regulátor. Regulátor, který výrazně potlačoval frekvence v blízkém okolí frekvenci lití, celý systéme destabilizoval. Vyzkoušel jsem rovněž pásmo zmíněných frekvenci naopak zesílit, však ani v tomto případě se nepodařilo systém stabilizovat.

Ze zprávy zaslané firmou Aisan Bitron Louny s.r.o. je zřejmé, že průběh průtoku, ale i teploty v rámci jednoho licího cyklu obsahuje zákmity, které jsou rovněž patrné na obr. 3.9 (současný tlak čerpadla). Možnost odstranění těchto zákmitu je popsána v kapitole 3.4. Odstranění zákmitu je možné však pouze za cenu zvětšení amplitudy kmitu teploty kolem požadované hodnoty.

Na základě měření z technologie, které jsem měl k dispozici, se domnívám, že v současné době je průtok zpětnovazebním řízením regulován na konstantní hodnotu, v čemž spatřují základní problém celé regulace výstupní teploty chladicí kapaliny. V případě, že tato domněnka je správná, bylo by nutné pro zkvalitnění řízení do zpětné vazby zapojit teplotu chladicí kapaliny na výstupu, nikoliv průtok této kapaliny.

Z měření rovněž vyplývá, že teplota chladicí kapaliny na výtoku odlévacího stroje má malou amplitudu kmitu přibližně 0,3 °C, ale stejnosměrná složka kmitů je asi o 10 °C vyšší než jaká je požadovaná hodnota, což je také důvod proč na žádném obrázku zobrazující regulační pochod není reálná teplota technologie. Odstranit regulační odchylku by mělo být bezproblémové, ale ke zmenšení amplitudy kmitu by, dle mého názoru, vedl razantnější zásah do řízení včetně inovace technického zařízení.

	ryze astatický přenos ventilu		přenos ventilu 3. řádu		
	s pozicionérem	bez pozicionéru	s pozicionérem	bez pozicionéru	s pozicion. uprav. tlak
P	4	4	4	1	5
D	10	20	10	10	15
I	0	0	0	0	0

Tab. 4.1 Parametry regulátorů použitých v simulaci upraveného modelu

Použitá literatura:

[1] Petr Noskievič: Modelování a identifikace systémů. MONTANEX a.s., Ostrava 1999
[2] Novák V., Rieger F., Vavro K.: Hydraulické pochody I. ES ČVUT, Praha 1988
[3] Franklin G. F., Powell J.D., Emami – Naeini A.: Feedback control of dynamic systems. Pearson Education, New Jersey 2006
[4] http://www.wikipedia.com