

ISSN 0280-5316
ISRN LUTFD2/TFRT--5628--SE

Modellering av ett
Plattvärmeväxlarsystem med
Reglering på Ång- och
Sekundärsidan.

Niclas Lundqvist

Department of Automatic Control
Lund Institute of Technology
August 1999

Department of Automatic Control Lund Institute of Technology Box 118 SE-221 00 Lund Sweden	<i>Document name</i> MASTER THESIS	
	<i>Date of issue</i> August 1999	
	<i>Document Number</i> ISRN LUTFD2/TFRT-5628--SE	
<i>Author(s)</i> Niclas Lundqvist	<i>Supervisor</i> Jonas Eborn, Rolf Christensen, Tore Hägglund	
	<i>Sponsoring organisation</i> Alfa Laval Thermal AB	
<i>Title and subtitle</i> Modellering av ett Plattvärmväxlersystem med Reglering på Ång- och Sekundärsidan (Modelling of a Plate Heat Exchanger System with Control on both the Steam- and Secondary Side)		
<i>Abstract</i> <p>This thesis contains the building of a model of a plate heat exchanger system in an object-oriented modelling language called Omola. The system contains a valve for controlling the steam into the primary side and a by-pass valve on the secondary side to mix heated medium with unheated. The control structure consists of two PID-controllers with measurements of the temperature of the medium in two places on the secondary side.</p> <p>Simulations of the model in the OmSim environment is compared to real plant measurements for verification and it shows good agreement both in open and closed loop. The simulated model can be used for tuning the controllers on the plant. The parameters have to be chosen rather conservatively due to unmodelled phenomena that give rise to oscillations on the real plant.</p>		
<i>Key words</i> modelling, simulation, plate heat exchanger, condensation, PID tuning		
<i>Classification system and/or index terms (if any)</i>		
<i>Supplementary bibliographical information</i>		
<i>ISSN and key title</i> 0280-5316		<i>ISBN</i>
<i>Language</i> Swedish	<i>Number of pages</i> 28	<i>Recipient's notes</i>
<i>Security classification</i>		

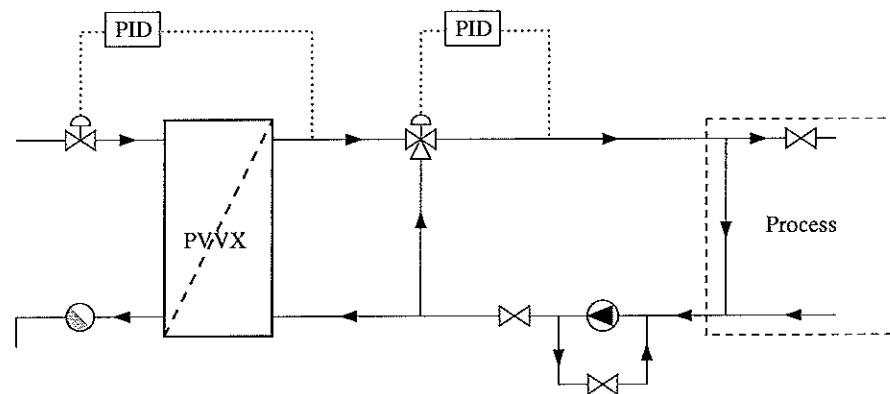
Innehåll

1. Inledning	2
2. Testtriggen	3
2.1 Primärkretsen	3
2.2 Sekundärkretsen	5
3. Modellen	7
3.1 Omola/OmSim	7
3.2 Modellobjekt	8
4. Modellverifiering	12
4.1 Tidskonstanter och tidsfördröjningar	12
4.2 Temperaturer, tryck och entalpi	13
4.3 Initialvärden	14
4.4 Öppna systemet	14
4.5 Slutna systemet	16
5. Reglering	19
6. Diskussion och slutsatser	24
A. Ventilkarakteristik	26
A.1 Ventilkoefficient	26

1. Inledning

En värmeväxlare ingår normalt som komponent i ett system där man vill reglera temperaturen i ett medium. Värmeväxlare finns i olika utföranden och används i många olika tillämpningar. De första plattvärmeväxlarna togs fram i början av 1930-talet. Livsmedelsindustrin visade tidigt intresse då de var lätta att rengöra och på så sätt kunde möta hygienkraven. Dagens tillämpningsområden finns dessutom i kemiska industrin, marina industrin och inom värme/luftkonditionerings industrin.

I examensarbetet har ett plattvärmeväxlarsystem studerats, systemet motsvaras av en testrigg hos Alfa Laval Thermal AB som utvecklar och tillverkar värmeväxlare. En fysikalisk modell av systemet har utvecklats i Omola och ur modellen kan regulatorparametrar simuleras fram för att användas på testriggen. Omola är ett objektorienterat modelleringspråk framtaget på Institutionen för Reglerteknik på Lunds Tekniska Högskola.



Figur 1.1 Primär- och sekundärsidan till vänster respektive höger om plattvärmeväxlaren (PVVX).

Primärkretsen drivs med ånga som kondenserar varvid den avgivna energin höjer temperaturen i sekundärkretsen. Regleringen av systemet görs med två ventiler, en ångventil (primärsidans tvåportsventil) för ångflödet in i primärkretsen och en tre-ports i sekundärkretsen. Tre-portsventilen blandar mediet till önskad temperatur, som medie används vatten. Ventilerna styrs av PID-regulatorer vars mätpunkter ligger på sekundärsidan, före och efter tre-portsventilen.

Primärkretsen - ångventil, plattvärmeväxlare och ångfälla - har tidigare modellerats i examensarbetet [Löfgren and Svensson, 1997] *Modelling and Control of a Plate Heat Exchanger in Steam Applications*. Testriggen har sedan dess byggts om för att få flera olika reglermöjligheter. Här har ångventilen och ångfällan behållits oförändrade. Plattvärmeväxlaren har modifierats från en helsvetsad till en med variabelt antal plattor. Nytt för sekundärkretsen är by-pass-reglering, pumpsystemet och recirkulationssystemet dvs. kopplingen mellan in- och utflödet som simulerar processen, se figur 1.1.

Testriggen beskrivs i kapitel 2, modellen i kapitel 3 och modellverifieringen i kapitel 4, I kapitel 5 diskuteras reglering, slutsatser och diskussion i kapitel 6.

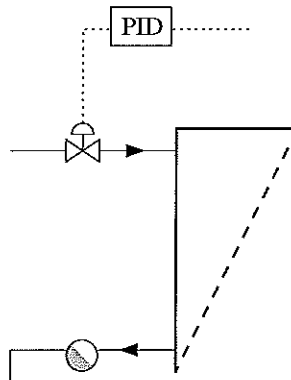
2. Testriggeren

Testriggeren som Alfa Laval Thermal AB tillhandahåller är utrustad för att kunna köra flera olika systemkonfigurationer. Här används två-ports ångreglering med ångfälla på primärsidan och tre-ports (by-pass) reglering på sekundärsidan (vattensidan). Fördelen med denna konfiguration är att uttemperaturen på sekundärsidan kan hållas hög och konstant, vilket tillåter högre ångtryck. Om trycket efter plattvärmväxlaren (PVVX) är högre eller lika med ångtrycket inuti PVVX dräneras inte kondensatet. Kondensatet backas upp - fyller PVVX - och värmeöverföringen minskar drastiskt, detta benämns stallning. Upprepad stallning leder till termisk utmattning av materialet i PVVX [Alfa Laval Thermal and Spirax Sarco, 1997].

Testriggeren är utrustad med temperatursensorer ($pt100\Omega$ -sensorer), flödes- och tryckmätare. Med hjälp av loggningsutrustning kan dessa värden sparas på filer och analyseras. Temperaturerna som kan mätas är ångtemperaturen (T_{pin}), kondensattemperaturen (T_{pout}), sekundärtemperaturerna in och ut ur PVVX (T_{sin} respektive T_{sout}) samt blandningstemperaturen efter tre-portsventilen (T_{3way}). De temperatursensorer som PID-regulatorerna använder sig av är placerade strax efter tre-portsventilen och efter PVVX på sekundärsidan dvs. T_{3way} och T_{sout} . Detta för att göra dödtiderna - mediets transportsträcka - så korta som möjligt. Vidare mäts ångflödet, vattenflödet genom PVVX ($w_{secflow}$) och trycket (p_{vvx}) före PVVX på primärsidan. Från PID-regulatorerna kan styrsignalerna (u_{steam} och u_{3way}) till ventilerna plockas ut och loggas.

2.1 Primärkretsen

I primärkretsen ingår ångventilen, hela PVVX och ångfällan. In i kretsen kommer torr överhettad ånga. Att ångan är torr dvs. utan vattendroppar minskar det mekaniska slitaget samt ökar värmeöverföringshastigheten inne i PVVX. Överhettad ånga medför att ångtemperaturen är högre än mättnadstemperaturen vid det korresponderande mättnadstrycket, exempelvis mer än $100^{\circ}C$ vid 1 bar absoluttryck (bar (a)). Ånga är även en mycket stor energibärare i förhållande till sin vikt, volymen är cirka 1700 ggr större än motsvarande vattenvolym vid atmosfäriskt tryck (1 bar (a)).



Figur 2.1 Primärkretsen.

Ångventilen

Ventilen är tillverkad av *Spirax Sarco*, modellbeteckning *KE31* och är logaritmisk med ventilkoefficient $K_v = 25$. Reglerområdet, $R = 50$, dvs. ventilen reglerar ned till en femtiondedel av maximalt flöde med bibehållen karaktäristik. Ventilkoefficienten anger flödet genom ventilen vid ett givet tryckfall. Se vidare Appendix A. Ventilen regleras med PID-regulator som styr ångflödet. Regulatorns mätpunkt ligger strax efter att sekundärmediet lämnat PVVX.

PVVX

Metallplattorna som bygger upp växlaren sätts samman i olika antal beroende på vilken effekt den dimensionerats för. Ett vanligt uttryck för effekten är

$$P = k \cdot A \cdot LMTD \quad [W] \quad (2.1)$$

k = värmeövergångskoefficienten $[W/(m^2 \cdot K)]$

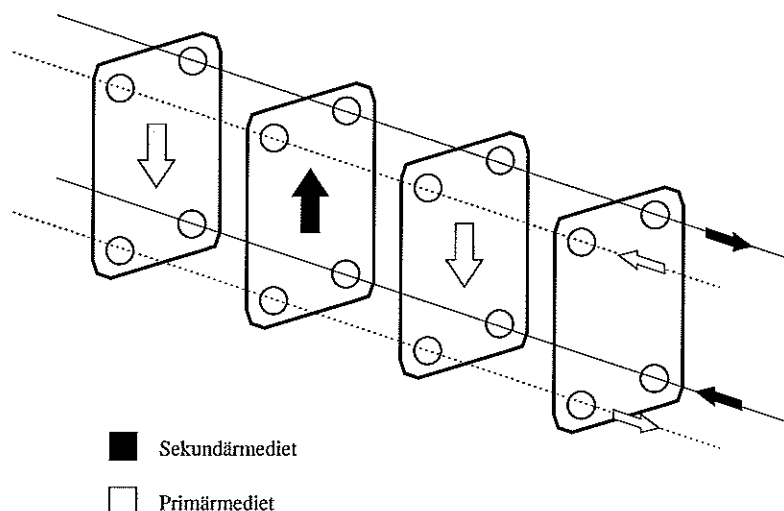
A = arean $[m^2]$

$LMTD$ = logaritmiska medeltemperaturdifferensen $[K]$

Den logaritmiska medeltemperaturdifferensen definieras som

$$LMTD = \frac{(T_{steam} - T_{sout}) - (T_{pout} - T_{sin})}{\ln\left(\frac{T_{steam} - T_{sout}}{T_{pout} - T_{sin}}\right)}$$

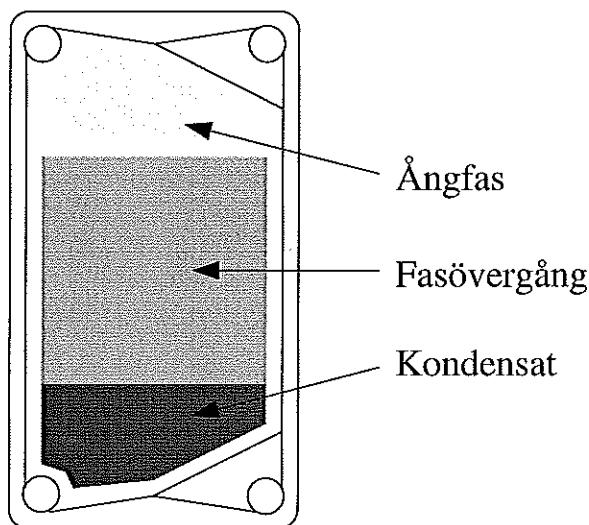
Mellan två plattor cirkulerar endera av primärmediet eller sekundärmediet, se figur 2.2. Sekundärmediet omsluts alltid av primärmediet, så med exempelvis tio plattor finns fem primär- och fyra sekundärkanaler. Medierna flödar i motsatt riktning.



Figur 2.2 Flödesriktningar i PVVX.

Primärmediet antar tre faser inne i PVXX, ånga, fasövergången från ånga till kondensat och kondensat, se figur 2.3. Huvuddelen av ångans

energi frigörs vid fasövergången. För att kondensat skall bildas krävs att temperaturen på ytan är lägre än ångans mättnadstemperatur vid det aktuella trycket.



Figur 2.3 Primärsidans fasövergångar.

Ångfällan

Ångfällans uppgift är att hindra ångan från att lämna primärkretsen, det som ska komma ut är kondensat. Detta görs med flottörsprincipen dvs. dränering av kondensatet om det ligger över en viss nivå.

2.2 Sekundärkretsen

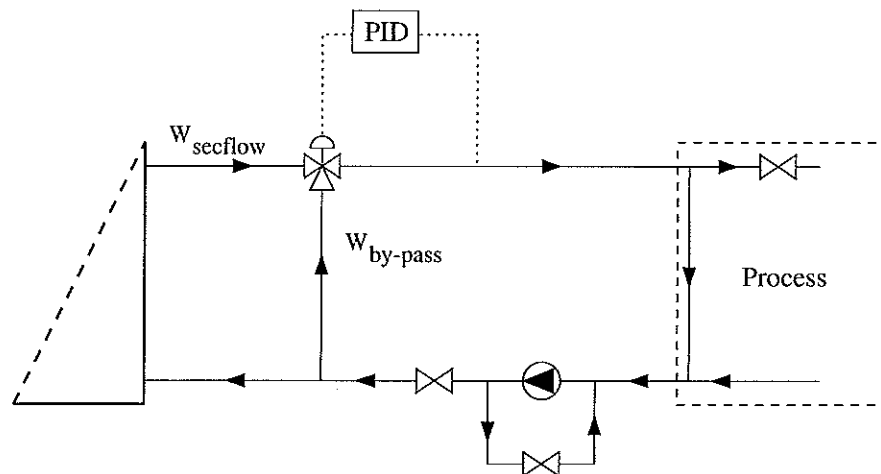
I sekundärkretsen ingår en simulerad process. Till processen kommer temperaturreglerat vatten. Det vatten som lämnar processen håller lägre temperatur, detta uppnås genom att blanda det temperaturreglerade vattnet med kallvatten. detta simulerar lasten hos processen. Lasten kan varieras med ventilen som styr mängden kallvatten in i systemet. Ett exempel på en verklig process är bostadsuppvärmning med hjälp av vattenburen värme, där returvattnet från elementen håller lägre temperatur.

Pumpsystemet

Pumpen (*Perfecta CS-80-32*) drar upp trycket i systemet efter tryckfallet i processen. Pumpen är inte varvtalsreglerad utan det är flödet genom pumpen som avgör tryckökningen. Flödet justeras med de manuella tvåportsventilerna kring pumpen.

Tre-portsventilen

Här blandas sekundärmediet till önskad temperatur. Genom att denna ventil indirekt bestämmer flödet i PVVX så kan antalet plattor optimeras, vilket medför kostnadsbesparingar. Ventilen är en *Spirax Sarco QL 73*, linjär med ventilkoefficient $K_v = 25$ och reglerområdet $R = 30$. Se vidare Appendix A. Ventilen regleras med PID-regulator som blandar flödena



Figur 2.4 Sekundärkretsen.

$w_{secflow}$ och $w_{by-pass}$ till önskad temperatur. Regulatorns mätpunkt ligger strax efter ventilen.

Två-portsventilen

Ventilen, som nämndes tidigare, styr kallvattenflödet in i systemet. Detta för att simulera last från processen. Ventilen styrs elektriskt från en manöverpanel.

PID-regulatorerna

De två regulatorerna (*Spirax Sarco*) är förberedda för temperaturreglering med $pt100\Omega$ -sensorer och för olika temperaturintervall. Upplösningen på insignalen ligger på 3000 delar medan utsignalen ligger betydligt lägre på 100 delar. De aktuella parametrarna är P_b , T_i och T_d , där integral- och deriveringstiden definieras som vanligt. Idén med P_b (*Eng. proportional band*) är att uttrycka ut- och mätsignalen från 0 till 100 %. Regulatorernas utsignal till ventilerna ligger mellan 4-20 mA, mättemperaturintervallet i °C är för ångventilregulatorn $I_1 = [-100, 400]$ och för tre-portsventilregulatorn $I_2 = [0, 100]$. Omräkningen till regulatorförstärkningen K sker med

$$K = \frac{1}{P_b \cdot \frac{I}{100}} \quad (2.2)$$

detta ger

$$K = \frac{0.2}{P_b} \cdot \frac{1}{^\circ C}$$

och

$$K = \frac{1}{P_b} \cdot \frac{1}{^\circ C}$$

för ångventilregulatorn respektive tre-portsventilregulatorn. Manuell körning av ventilerna stöds via knappval och menyer på regulatorerna.

3. Modellen

3.1 Omola/OmSim

Omola

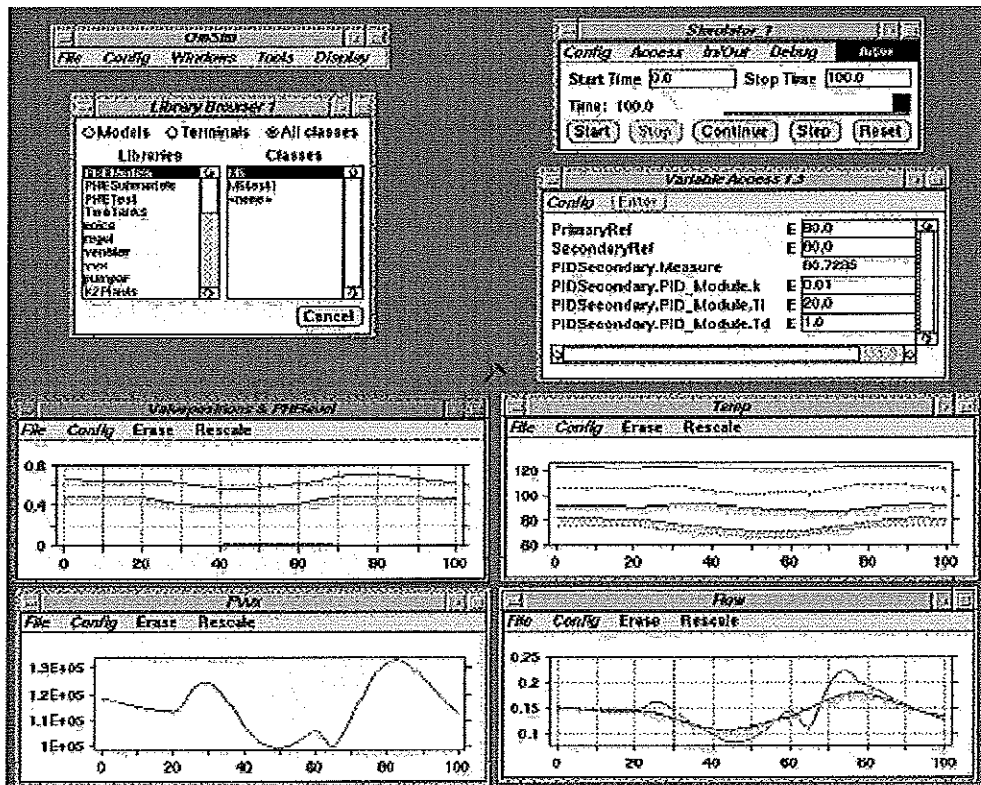
Modellen är gjord i Omola som är ett objektorienterat modelleringspråk framtaget på Institutionen för Reglerteknik på LTH. De olika komponenterna - objekten - i modellen beskrivs utifrån fysikaliska ekvationer. Fördelen med det objektorienterade synsättet är att modellstrukturerna blir lätta att följa. I Omola finns en modelldatabas för termodynamik kallad K2 [Eborn, 1998], utvecklad av Jonas Eborn på Institutionen för Reglerteknik. Modellen av testtrigen är uppbyggd av mer eller mindre modifierade objekt från K2. I K2 finns flera bibliotek [Nilsson and Eborn, 1994] bl.a.

K2FlowUnitLib med ventiler, pumpar.

K2HeatUnitLib med värmeväxlare.

K2SensorsLib med temperatursensorer.

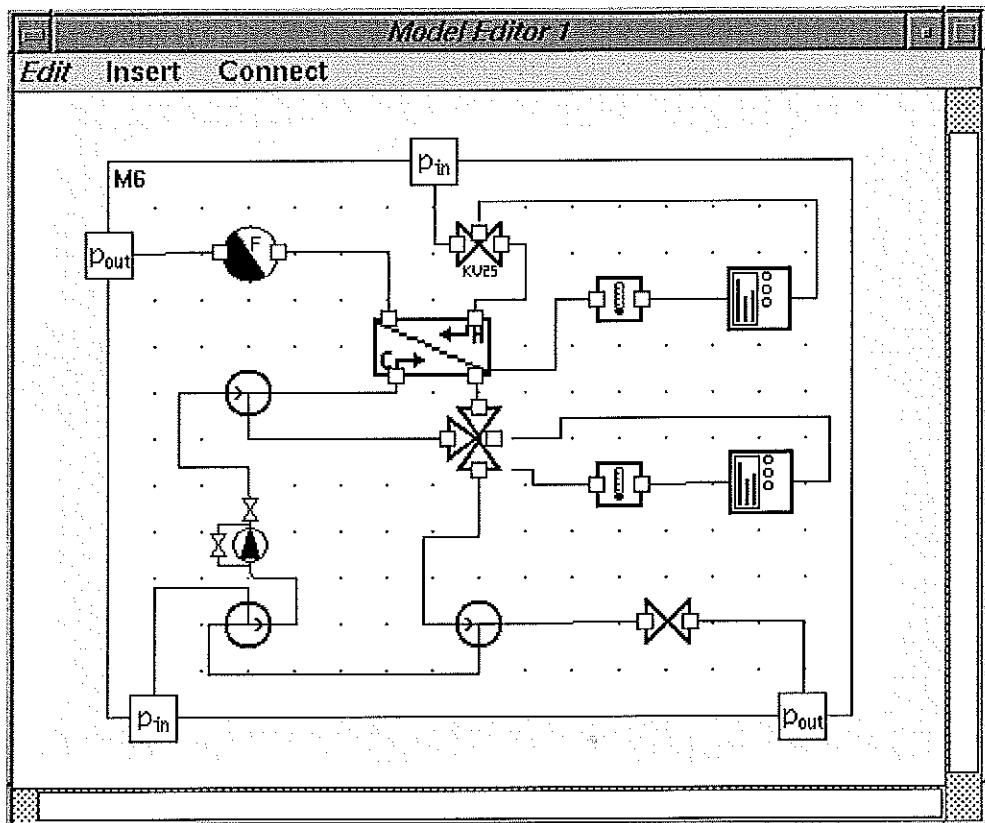
K2EndTerminalLib terminalbibliotek med olika in- och utstorheter.



Figur 3.1 OmSims användargränssnitt.

OmSim

OmSim är det interaktiva simuleringsverktyget till Omola. Här kopplas de olika objekten grafiskt samman i modelleditorn och det modellerade systemet byggs upp. Den hierarkiska strukturen följs genom menyerna i OmSim. Abstraktionen av modellobjekten synliggörs genom att markera objekt i modelleditorn och därefter gå via menyer. Objektens olika attribut - parametrar, variabler - blir tillgängliga och parametrarna kan ändras under simulering. OmSim tillåter olika numeriska lösningsmetoder, steglängd mm. Initialt måste de dynamiska tillstånden ges rimliga startvärden, detta för att de numeriska metoderna skall konvergera. De olika tillstånden i modellen kan utvärderas grafiskt genom plottning. Modellen kan även köras med data från externa filer, detta är ett viktigt hjälpmedel då modellen ska verifieras. Ventillägena kan till exempel köras med data loggade från testtrigen och det modellerade systemet kan då enkelt jämföras med det verkliga.



Figur 3.2 Modellens uppbyggnad i Omsims modelleditor.

Ytterligare en finess är att det är möjligt att spara initialtillstånd, parametrar och plottkonfigurationer i sk OCL-filer. Detta gör det möjligt att snabbt komma igång med simuleringar via menyerna.

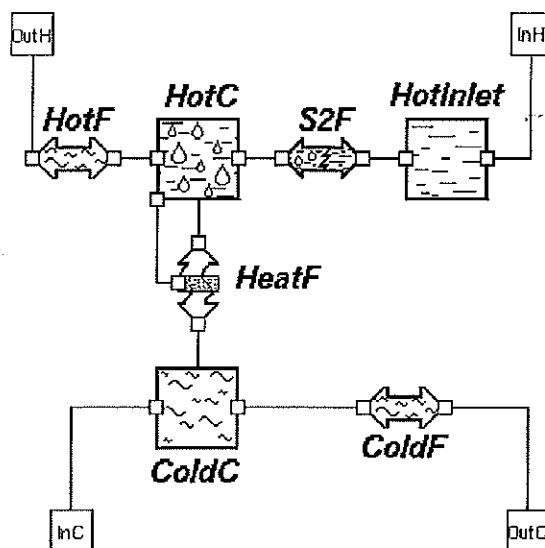
3.2 Modellobjekt

Modellens PVVX beskrivs väl i [Löfgren and Svensson, 1997], här görs en kortfattad beskrivning. I [Nilsson and Eborn, 1994] finns de olika objekten

mer detaljerat beskrivna.

PVVX

PVVX byggs upp av tre delar, primär- och sekundärdel samt värmeöverföringen dem emellan. Primärdelen delas upp i sex objekt, sekundärdelen i fyra.



Figur 3.3 Modellobjekten i PVVX.

InH ingångs terminalen på primärsidan för PVVX, tillstånden är flöde, tryck, entalpi och temperatur. Här ligger också en mediabeskrivning, dvs. vilken fas mediet befinner sig i (ångfas).

HotInlet primärsidans ingångsvolymer (ej volymen mellan plattorna). Mediet befinner sig fortfarande i ångfas, i kontrollvolymen gäller balanskvationer för massflöde och energi.

S2F modellerar tryckfallet vilket påverkar ångans mättnadstemperatur. Temperaturen här, T_{steam} , ligger till grund för beräkning av $LMTD$.

HotC här modelleras volymen mellan plattorna på primärsidan. Mediet beskrivs i två olika faser, ånga och kondensat. Kondensatnivån i PVVX beräknas liksom andelen area (A i ekvation 2.1) som är fri från kondensat, denna ligger till grund för beräkning av effektiva värmeöverföringen. Värmeöverföringen från area täckt med kondensat approximeras till noll. Beroende på kondensatnivån strömmar antingen kondensat eller en mix av kondensat och ånga vidare.

HotF här beräknas tryckfallet som beror av kondensatnivån i PVVX.

OutH utterminal med tillstånd som **InH** fast mediets fas är kondensat (vatten).

InC, OutC sekundärsidans in och utterminaler, se **InH** och **OutH**.

ColdC här modelleras hela sekundärsidans kontrollvolym.

ColdF sekundärsidans tryckfall.

HeatF här beräknas den momentana värmegenomgångskoefficienten k som används i ekvation 2.1.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_s} + \frac{d}{\lambda}$$

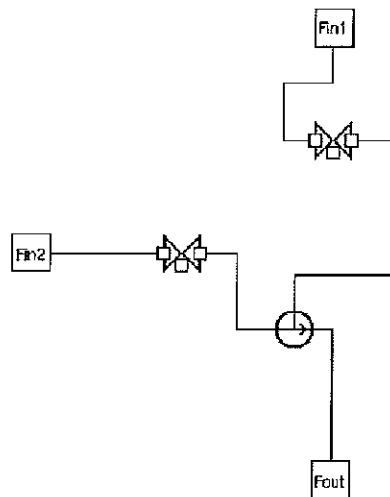
- α_p = primärsidans värmeövergångskoefficient [W/(m² · K)]
- α_s = sekundärsidans värmeövergångskoefficient [W/(m² · K)]
- d = värmväxlarplattans tjocklek [m]
- λ = värmväxlarplattans värmekonduktivitet [W/(m · K)]

α_s -värdet beror i sin tur på olika termodynamiska koefficienter såsom Nusselt, Reynolds och Prandtl tal [Lindgren, 1997]. Dessa har anpassats för PVVX som sitter i testriggen och värdena på dessa koefficienter har specificerats av Alfa Laval Thermal AB. Antalet plattor är inparametrar och väljs av användaren.

Ventiler och pump

Samtliga ventiler är uppbyggda med ekvationer från appendix A. För de ventiler som regleras är tidskonstanten inlagd som parameter, vilken anpassas till experimentella data vid modellverifieringen.

Tre-portsventilen är uppbyggd av två två-portsventiler och en *flowjunction*, se figur 3.4. Styrsignalen som skickas till ventilerna är y respektive $1 - y$.

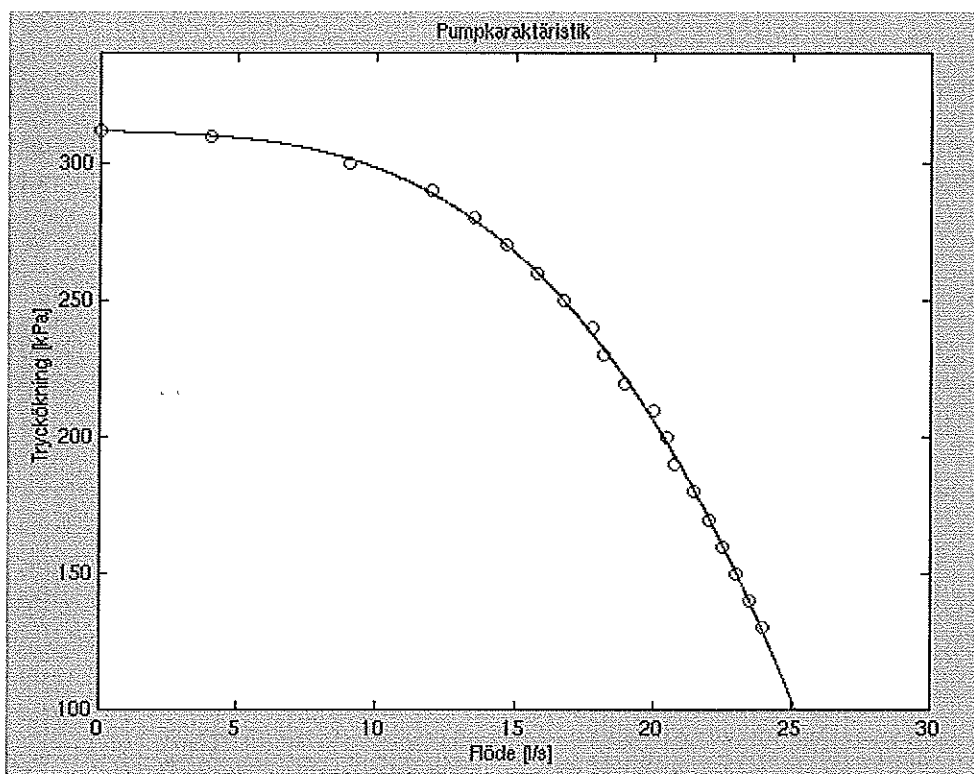


Figur 3.4 Tre-portsventilens uppbyggnad.

Pumpens karaktäristik - hur tryckökningen beror av flödet - har anpassats till Omola med hjälp av kurvanpassning i Matlab mot datablad från tillverkaren, se figur 3.5.

Temperatursensorerna

Mäter temperaturerna på de specificerade ställena, tidskonstanter ligger som parametrar i Omola-koden.



Figur 3.5 Pumpkaraktäristik, tryckökningen Δp [kPa] mot flödet w [l/s].

PID-regulatorerna

Omolas PID-algoritm Laplacetransformerad

$$U = K(bY_{SP} - Y + \frac{1}{sT_I}E + \frac{sT_D}{1 + \frac{sT_D}{N}}E)$$

$$E = Y_{SP} - Y$$

har anpassats för testriggens. Viktningen b på Y_{sp} sätts till 1, och N sätts stor för att plocka bort filtret på derivatordelen. Detta ger i tidsplanet regulatorformen

$$u(t) = K(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_{t_0}^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt})$$

$$e(t) = y_{sp}(t) - y(t)$$

I simuleringarna med modellen används regulatorförstärkningen K , denna får sedan räknas om enligt ekvation 2.2 för att ge P_b . K , T_i och T_d är inparametrar i Omola-koden och kan således ändras under simulering. Regulatorerna kan köras manuellt, dvs. utsignalen till ventilerna sätts till konstant värde.

4. Modellverifiering

4.1 Tidskonstanter och tidsfördröjningar

För att kunna simulera systemet med modellen krävs att tidskonstanter och tidsfördröjningar är av någorlunda rätt storleksordning. Vid modelluppbyggnaden har dessa lagts in Omola-koden för att senare kunna fyllas med uppmätta värden från de olika komponenterna som finns monterade på testriggen. Mätningarna som utförts har loggats och utvärderats med mjukvaruprogrammet EasyView. I EasyView kan omvandlingar mellan olika storheter enkelt göras då kalibreringskurvan är känd, se tabell 4.1.

Tidskonstanter

Det är framförallt temperatursensorerna och ventilerna som visar upp tidskonstanter.

Ventilernas tidskonstanter har genom mätningar bestämts till 6 sekunder för ångventilen och 8 sekunder för tre-portsventilen. Detta är alltså de tider det tar för ventilerna att uppnå 63% av en stegändring. Ventilerna styrs pneumatiskt vilket anses vara en snabb metod i reglersammanhang, jämfört med elektriskt styrda ställdon skiljer det minuter.

Temperatursensorernas kalibreringskurva har mätts upp med tre olika vattentemperaturer och därefter har kurvanpassning skett med Matlab. De uppmätta tidskonstanterna ligger alla på 4,5 sekunder, dessa har som övriga tidskonstanter default-värden i Omola-koden och kan ändras vid behov.

Tidsfördröjningar

I modellen saknas rören som förbinder de olika komponenterna på testriggen dvs. alla objekten sitter ihop i en klump. De visuella rören i figur 3.2 visar bara vilka terminaler som hör ihop. För att reda ut vilka tidsfördröjningar som finns i systemet måste systemets dynamik beaktas. När en ventil kopplas in i ett system kommer tryckfallet att variera och ventilens karaktäristik därför förändras. När ventilspindelns läge ändras, ändras således tryckfallet och därmed flödet. Detta leder till att summaflödet ut

	Loggad signal	EasyView
Temperatursensorer	0-100 mV	°C
Ventiler	4-20 mA	0-100 %
Flödesmätare	4-20 mA	0-15 l/s
Tryckmätare	4-20 mA	0-6 bar(a)

Tabell 4.1 Omvandlingstabell från loggad signal till EasyView

i	Längd L_i [m]	Medelarea A_i [10^{-3} m^2]
1	1,95	3,8
2	2,40	1,4
3	2,45	3,6
4	3,40	3,2

Tabell 4.2 Rörens längder och medelareor på testriggen.

ur tre-portsventilen varierar med spindelläget. Det som komplicerar det ytterligare är att pumpens tryckökning styrs utav flödet dvs. detta till synes enkla system innehåller en hel del dynamik.

Utgångspunkten har varit att beräkna tidsfördröjningarna utifrån flödena som rör sig i systemet. Rörlängder och areor (medelarea pga olika rördimensioner) är uppmätta på testriggen, se tabell 4.2 och figur 4.1.

I SI-enheter blir tidsfördröjningen

$$t = \frac{L}{v} \text{ [s]}$$

$$L = \text{rörlängd [m]}$$

$$v = \text{flödeshastighet [m/s]}$$

Flödeshastigheten tecknas

$$v = \frac{w}{\rho A}$$

$$w = \text{flödet [kg/s]}$$

$$\rho = \text{mediedensitet [kg/m}^3\text{]}$$

$$A = \text{rörarea [m}^2\text{]}$$

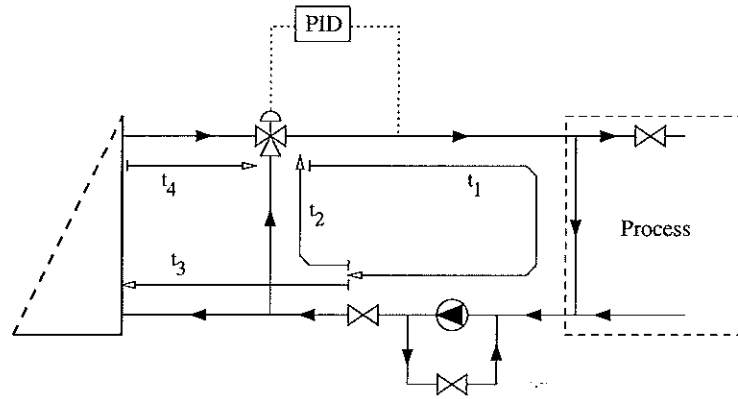
vilket ger

$$t = \frac{\rho LA}{w}$$

Fyra tidsfördröjningar finns inlagda, se figur 4.1, dessa fördröjer entalpin h , d.v.s. de ger en tidsfördröjning i temperaturskiftningarna som uppkommer vid reglering. Vid förändring av tre-portsventilens spindelläge ändras flödena momentant och därefter ändras temperaturerna beroende på storleksordningen på t_1 , t_2 , t_3 och t_4 .

4.2 Temperaturer, tryck och entalpi

Kallvattnet har en uppmätt temperatur (T_{cold}) på 6,5 °C och trycket ligger på 3,5 bar(a). Ångtrycket före ångventilen är 4,2 bar(a), temperaturen är cirka 150°C. Efter både ångfällan och den elektriskt styrda två-portsventilen råder atmosfäriskt tryck.



Figur 4.1 Modellens tidsfördröjningar t , rörlängder L och medelareor A .

4.3 Initialvärden

För att få igång simuleringarna krävs rimliga startvärden på de dynamiska tillstånden i modellen. Omsim erbjuder en del hjälp men oftast krävs god förståelse av modellen. I examensarbetet har stor del av tiden - framförallt i början - ägnats åt att just få igång simuleringarna. Under tiden av testkörningar mot testtriggen har modellen förfinats och nya startvärden har plockats fram. Dessa finns nu i `M6States.ocl` och `M6Param.ocl`.

För att snabbt komma igång med simuleringar finns filer färdigprogrammerade med modellen, plottkonfigurationer och initialvärden. Dessa startas via menyn File-Run. För initialisering av modellen körs `M6Sim.ocl`, därefter `M6Param.ocl` och `M6States.ocl`. Via access-fönster är modellens parametrar nu tillgängliga vid simulering. I denna slutliga version av `M6Sim.ocl` plottas de fyra temperaturerna T_{pin} , T_{sin} , T_{sout} och T_{3way} , sekundärflödet genom PVVX $w_{secflow}$, primärtrycket i PVVX p_{vvx} , regulatorernas styr signaler till ventilerna u_{steam} och u_{3way} samt kondensatnivån i PVVX.

4.4 Öppna systemet

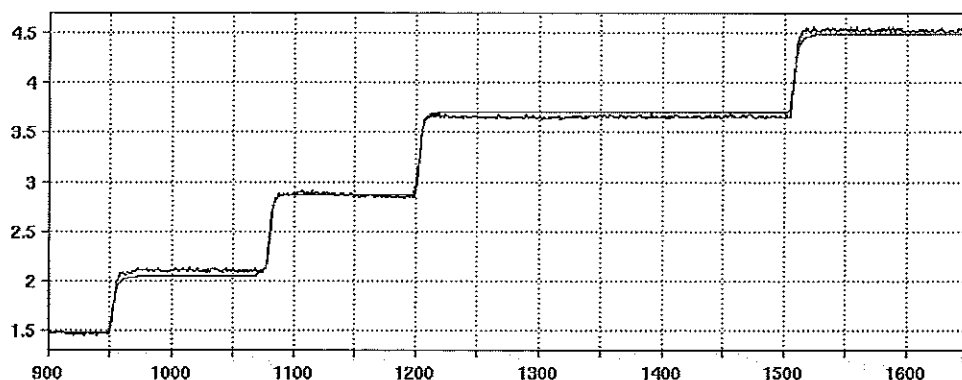
Verifieringen görs först mot det öppna systemet dvs. regulatorerna körs manuellt. Kallvattenflödet beräknas utifrån loggade temperaturer samt $w_{secflow}$ och modellen anpassas till flödet.

$$w_{cold} = w_{secflow} \frac{T_{sout} - T_{sin}}{T_{3way} - T_{cold}} \quad [\text{kg/s}]$$

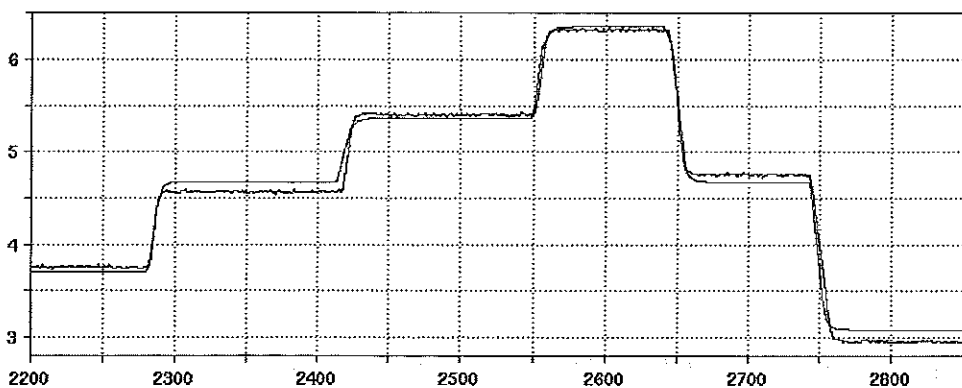
Två serier körs i testtriggen, utsignalen från regulatorerna anges i procent av maximal utsignal. Serie 1 körs med kallvattenflödet 1 kg/s och värdena 65/30, 65/35, 65/40, 65/45, 70/45 och 70/50 för ångventilregulatorn respektive treports-ventilregulatorn. Serie 2 görs med kallvattenflödet 2 kg/s och värdena 90/45, 90/50, 90/55, 90/60, 90/50 och 90/40. Dessa mätvärden loggas tillsammans med temperaturer, sekundärflödet och primärtrycket genom respektive i PVVX. Ångflödet genom ångventilen noteras och jämförs med modellen. Vid verifieringen körs modellen med loggade värden från regulatorerna (u_{steam} och u_{3way}) vilka därmed styr beteendet hos modellen.

Modellens sekundärflöde är i stort sett identisk med testtriggen, se figur 4.2 och figur 4.3, och detta är en förutsättning för att modellen ska kunna reproducera mätningar på testtriggen. Detta har uppnåtts genom att justera tre-portsventilens K_{vs} värde i förhållande till de flöden som är loggade från testtriggen, dvs. här skiljer sig modellens treports-ventil från den fysikaliska på testtriggen. By-pass flödet beräknas utifrån mätningar av temperaturerna samt sekundärflödet

$$w_{by-pass} = w_{secflow} \frac{T_{sout} - T_{3way}}{T_{3way} - T_{sin}} \quad [\text{kg/s}]$$



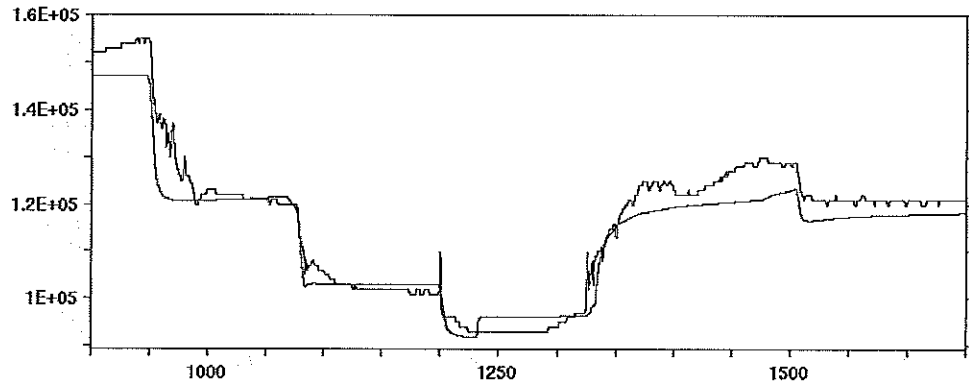
Figur 4.2 Jämförelse mellan uppmätt och simulerat sekundärflöde för serie 1. Flödet $w_{secflow}$ [l/s] mot tid [s].



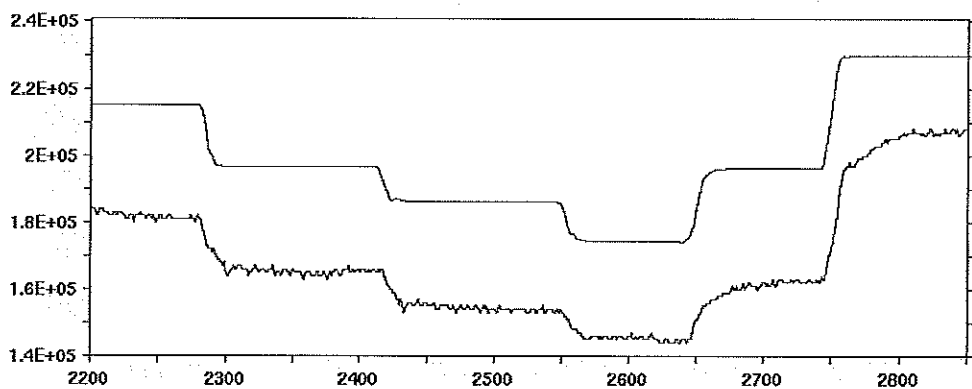
Figur 4.3 Jämförelse mellan uppmätt och simulerat sekundärflöde för serie 2. Flödet $w_{secflow}$ [l/s] mot tid [s].

Trycket i PVVX på primärsidan visar god överensstämmelse med testtriggen, avvikelserna är som mest ungefär 0.5 bar(a) vid flödet 2 kg/s. Överensstämmelsen i den lågfrekventa dynamiken är god, se figur 4.4 och figur 4.5.

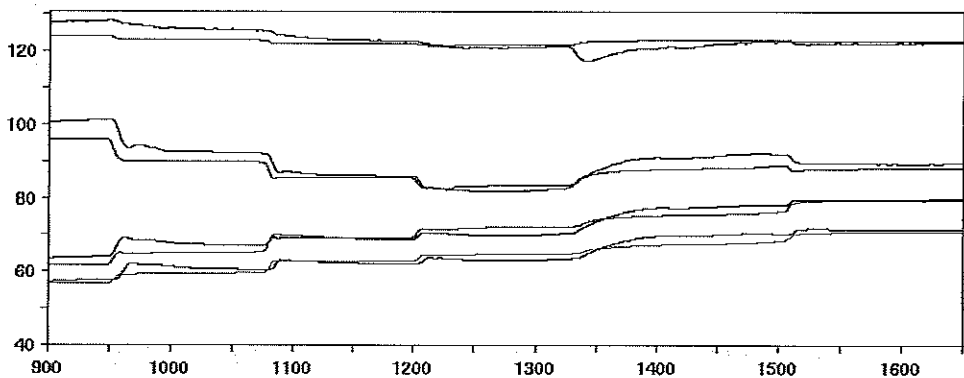
Temperaturerna i modellen avviker som mest 6 °C från testtriggen, se figur 4.6 och figur 4.7, det viktigaste är att modellen hänger med i testtriggen dynamik. I figurerna jämförs överst primärtemperaturen T_{pin} och därefter sekundärtemperaturen T_{sout} , blandningstemperaturen T_{3way} och längst ner sekundärtemperaturen T_{sin} .



Figur 4.4 Jämförelse av trycket i PVVX för serie 1. Trycket p_{vvx} [Pa] mot tid [s].



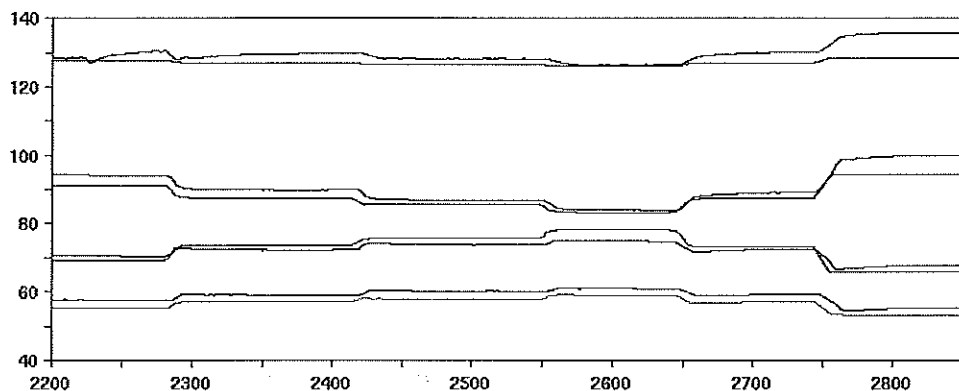
Figur 4.5 Jämförelse av trycket i PVVX för serie 2. Trycket p_{vvx} [Pa] mot tid [s].



Figur 4.6 Jämförelse av temperaturändringarna för serie 1. Temperaturerna [°C] mot tiden [s]. Överst T_{pin} och därefter T_{sout} , T_{3way} och längst ner T_{sin} .

4.5 Slutna systemet

Verifieringen av det öppna systemet följs upp med en reglerad serie. Kallvattenflödet sätts till 1 kg/s och parametrarna för regulatorerna justeras in manuellt. Kopplingen mellan regulatorerna gör det ganska tidsödande att få en någorlunda stabil reglering. Arbetssättet blir att först justera den ena regulatorn medan den andra körs manuellt. Nästa steg blir att slå om den manuella regulatorn till reglering och justera in parametrarna. Detta



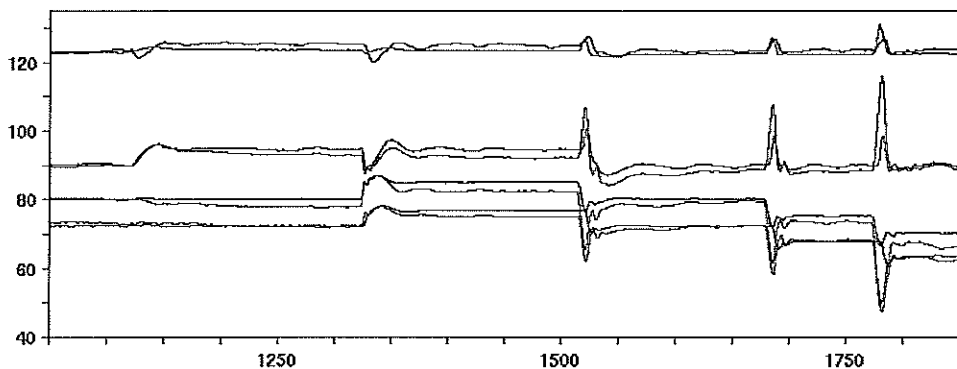
Figur 4.7 Jämförelse av temperaturändringarna för serie 2. Temperaturerna [°C] mot tiden [s].

	Ångventilregulatorn	Tre-portsventilregulatorn
P_b	18	20
K	0.01	0.05
T_i	20	4
T_d	0	1

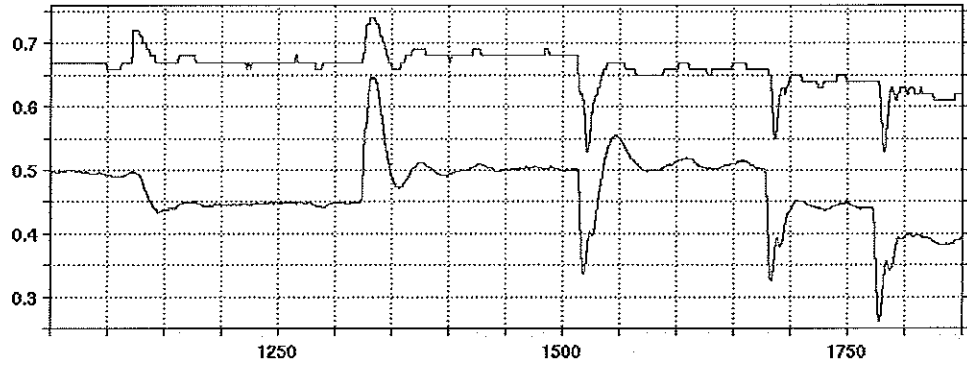
Tabell 4.3 PID-parametrar som använts vid serie 3

görs kring det arbetsområde man valt för regleringen tex 95°C - 85°C för ångventilregulatorn och 85°C - 70°C för tre-portsventilregulatorn. Detta förfarande upprepas ett par gånger, så kallad *sequential tuning*, för att få ett stabilt system. *Sequential tuning* är ingen garanti för att systemet skall reglera bra.

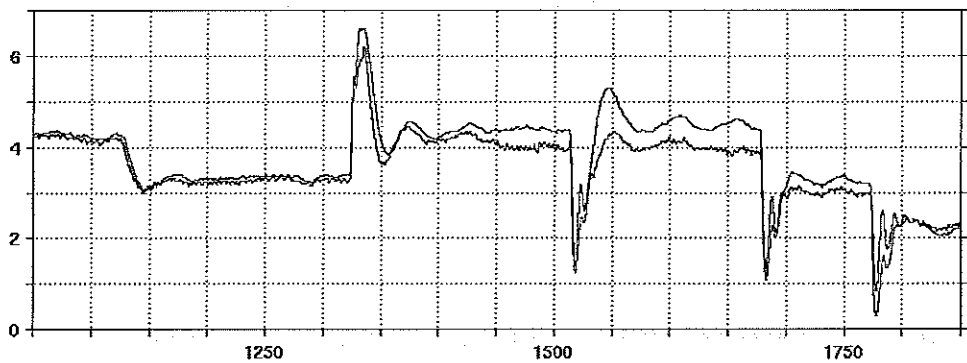
Efter injusteringen av parametrarna, se tabell 4.3, körs serie 3 med temperaturregleringen 90°C/80°C, 95°C/80°C, 95°C/85°C, 90°C/80°C, 90°C/75°C och 90°C/70°C för sekundärtemperaturen ut från PVVX respektive blandningstemperaturen efter tre-portsventilen. Figurerna 4.8, 4.9, 4.10 och 4.11 visar de fyra temperaturerna, utsignalen från regulatorerna (som här är insignal till modellen), sekundärflödet genom PVVX samt trycket i PVVX



Figur 4.8 Jämförelse av temperaturändringarna för serie 3. Temperaturerna [°C] mot tiden [s].

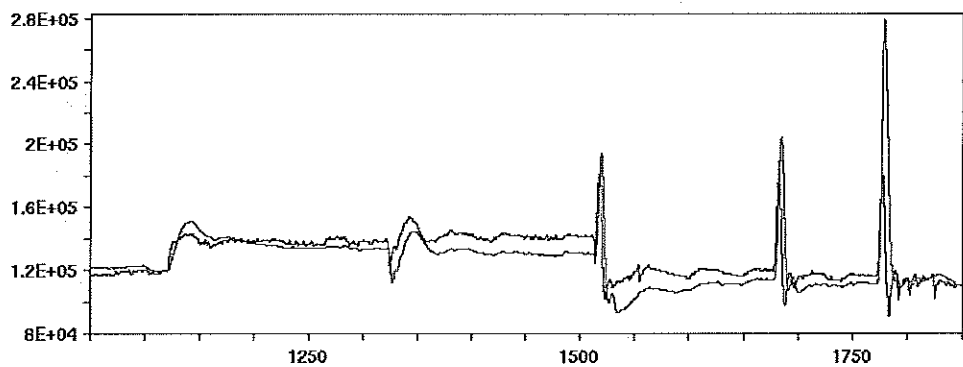


Figur 4.9 Regulatorernas utsignal för serie 3. Ångventilregulatorn överst. Utsignalen [0 – 1] mot tid [s].



Figur 4.10 Jämförelse av sekundärflödet i PVVX för serie 3. Flödet $w_{secflow}$ [l/s] mot tid [s].

på primärsidan. Samtliga temperaturerna skiljer sig endast ett par grader från de loggade utom just vid ändringarna där temperaturspikarna är större i modellen. Trycket i modellen uppvisar samma beteende som för temperaturerna dvs. tryckspikarna ligger högt i förhållande till testriggen. Flödet har en god överensstämmelse.



Figur 4.11 Jämförelse av primärtrycket i PVVX för serie 3. Trycket p_{vvx} [Pa] mot tid [s].

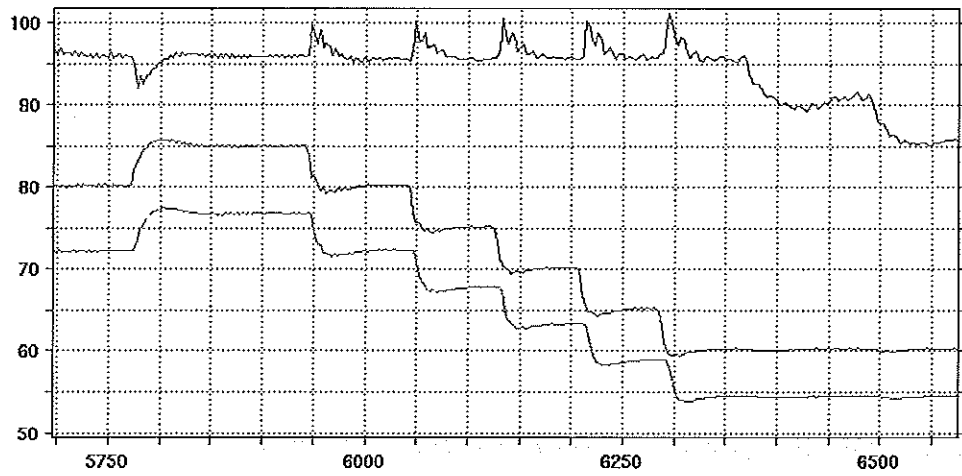
5. Reglering

Utgångspunkten vid simuleringarna har varit att hitta goda parameterintervall för både temperaturändringar och laststörningar. Laststörningar i form av temperatursänkningar av intemperaturen. Modellverifieringen i kapitel 4 antyder att modellen approximerar testtriggen väl, detta inger förhoppningar om att simulerade regulatorparametrar skall kunna appliceras på testtriggen. När manuell tuning på riggen gjorts och dessa regulatorparametrar använts på modellen fås god överrenstämmelse vid simuleringar. Den lågfrekventa dynamiken hos testtriggen finns representerad i modellen, den högfrekventa finns av förklarliga skäl ej med. De härstammar sannolikt från omodellerade fenomen såsom friktion i ventiler, rörstrykningar, backventiler mm. Omodellerat är även att utsignalen från regulatorn till ångventilen är uppdelad i 100 steg och detta leder till att ångventilen blir diskret i sitt uppförande.

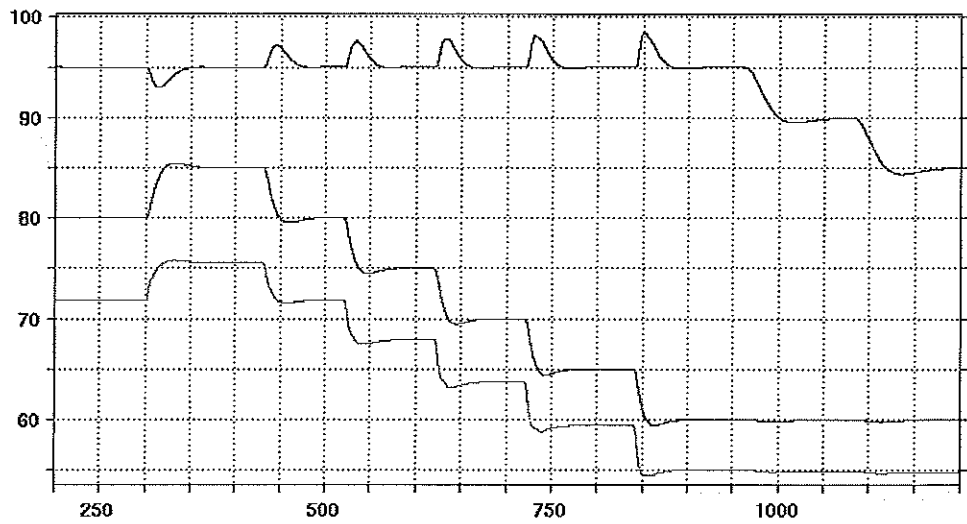
Det visar sig att regulatorparametrar framtagna på modellen får en för stor förstärkning (för snabb reglering) på testtriggen. Detta beror förmodligen på de omodellerade fenomenen som nämndes ovan. Modellen som saknar det högfrekventa beteendet kan alltså pressas mer än testtriggen. Ett Ziegler-Nichols stegsvarsexperiment, som allmänt ger snabba regulatorer, på modellen ger regulatorer som inte går att köra på riggen. Prövning visar att en omskalning av PID-parametrarna med en faktor 5 ger en lagom konservativ reglering.

Plottarna som följer i detta kapitel är en jämförelse mellan modellen och testtriggen. Regulatorparametrarna är de samma i modell och testtrigg. Detta har uppnåtts genom att hitta ett stabilt läge på testtriggen och sedan ge modellen dessa parametrar. Plottarna visar både temperaturreglering och hur modell och testtrigg reglerar vid en flödesändring. Figurerna 5.1 - 5.4 jämför testtrigg och modell vid temperaturreglering. Figurerna 5.5 - 5.8 jämför testtrigg och modell vid flödesändring. Genomgående för plottarna är att den lågfrekventa dynamiken approximeras väl. Figurtexten beskriver vad som jämförts, notera att skalorna är olika.

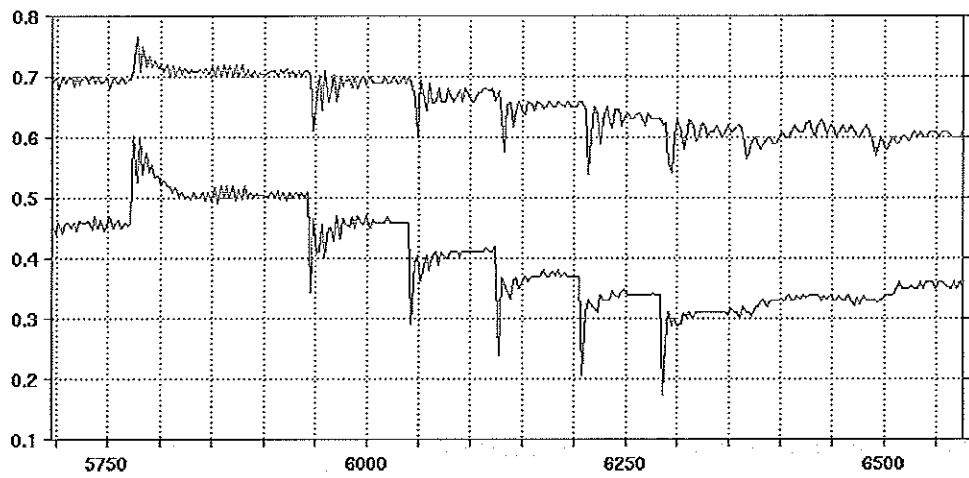
En generell regel för hur parametrar skall väljas är svårt att ge, detta för att de är styrda av temperaturområdet och samtidigt flödena i systemet. Arbetsättet vid simuleringar blir att bestämma temperaturområdet och sekundärflödena (genom tre-portsventilen), därefter måste en konservativ regulator väljas för att testtriggen inte skall bli instabil. Slutsatsen är att modellen kan användas till att få fram parametrar med insikten att man måste välja en konservativ regulator.



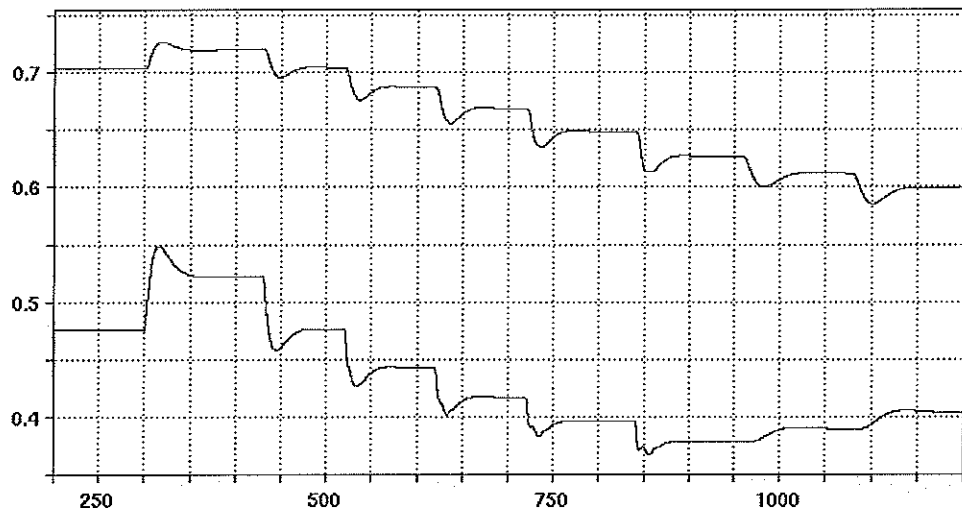
Figur 5.1 Temperaturerna i testriggen vid temperaturreglering. Temperaturerna [°C] mot tiden [s]. Överst T_{sout} , därefter T_{3way} och längst ner sekundärtemperaturen T_{sin} .



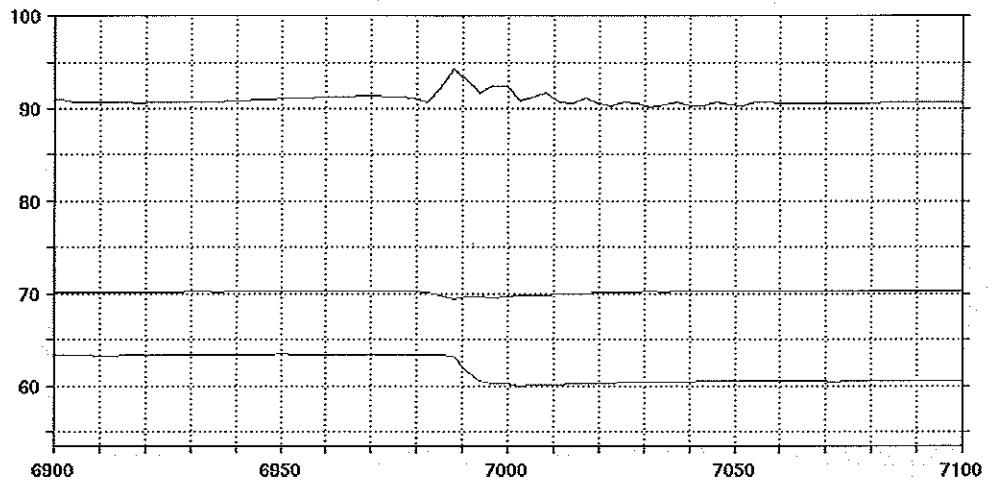
Figur 5.2 Temperaturerna i modellen vid temperaturreglering. Temperaturerna [°C] mot tiden [s].



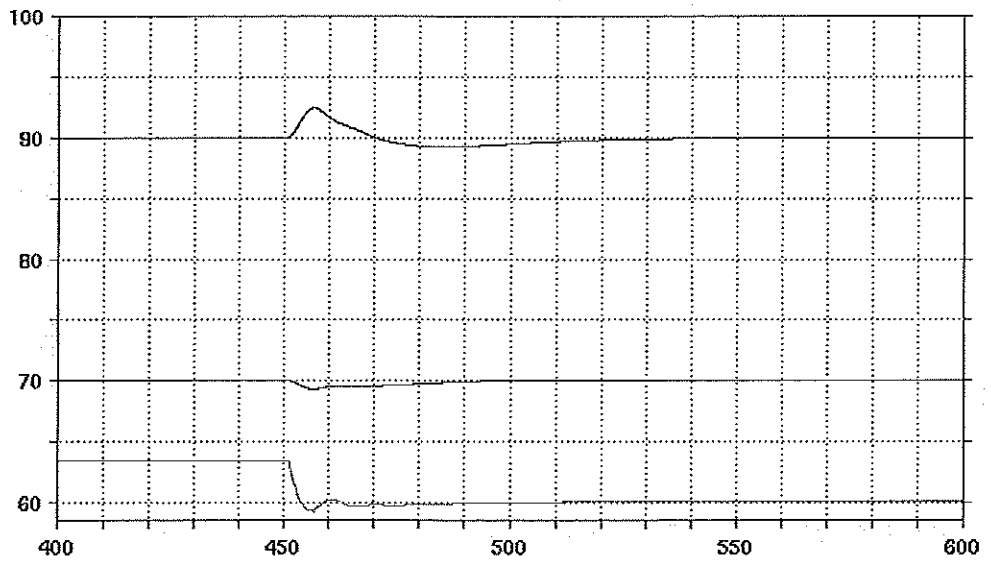
Figur 5.3 Regulatorernas utsignal i testriggen vid temperaturreglering. Utsignalen [0 – 1] mot tid [s]. Ångventilregulatorn överst.



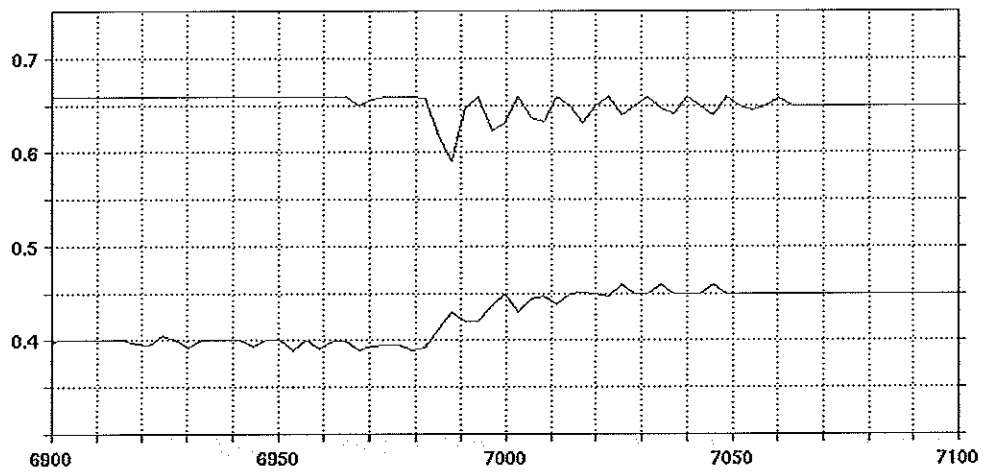
Figur 5.4 Regulatorernas utsignal i modellen vid temperaturreglering. Utsignalen [0 – 1] mot tid [s].



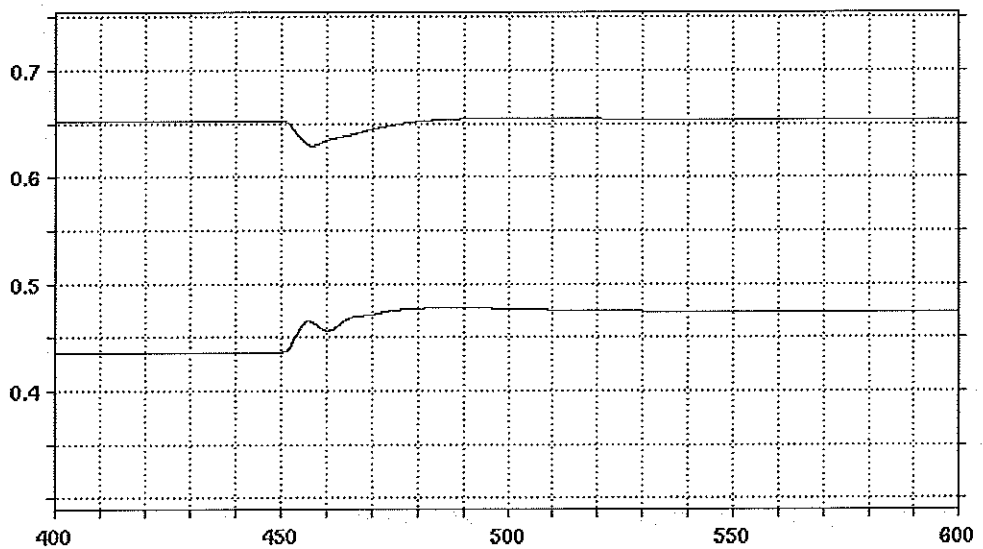
Figur 5.5 Temperaturerna i testriggen vid flödesändring. Temperaturerna [°C] mot tiden [s].



Figur 5.6 Temperaturerna i modellen vid flödesändring. Temperaturerna [°C] mot tiden [s].



Figur 5.7 Regulatorernas utsignal i testriggen vid flödesändring. Utsignalen [0 – 1] mot tid [s].



Figur 5.8 Regulatorernas utsignal i modellen vid flödesändring. Utsignalen [0–1] mot tid [s].

6. Diskussion och slutsatser

I examensarbetet har en modell tagits fram för att beskriva ett verkligt system. Simuleringar med modellen ska ligga till grund för parameterintervall till regulatorerna som styr systemet. Tonvikten av arbetet har varit att få en modell som uppför sig som det verkliga systemet. För att uppnå detta krävs god förståelse över hur systemet fungerar. Det som till en början såg ut som ett relativt enkelt system visade sig innehålla en hel del dynamik.

Modellen visar i stort sett upp samma dynamik som det verkliga systemet. För att nå dit behövdes de fysikaliska villkoren brytas, modellens tre-portsventil fick modifieras för att uppvisa samma egenskaper som den fysiska på testriggen. Detta är gjort efter loggade data och det var ett måste för att närma sig den snabba dynamiken. En brist har varit att flödena i sekundärkretsen har varit svårbestämda, fler flödesmätare i kretsen skulle ge bättre kontroll av dessa. Med fler tryckgivare i sekundärkretsen skulle osäkerheten i tryckfall som de omodellerade fenomenen bidrar till kunnat analyseras. Ändå är avvikelserna mot loggade data för temperaturerna endast ett par °C, vilket får ses som att modellen approximerar systemet väl. Fler felkällor som kan nämnas är problem vid kalibrering av regulatorernas utsignal pga läckströmmar samt friktion i framförallt ångventilen.

Modellen ger ett så pass tillförlitligt resultat så att med insikten om att en omskalning av regulatorparametrarna krävs kan god reglering uppnås.

I ett tidigare examensarbete [Lindgren, 1997] har systemkaraktäristiken hos en PVVX med ångventilreglering på primärsidan tagits fram. Då kördes sekundärsidan med konstant flöde och temperaturen ut från PVVX styrde ångventilregulatorn. Utvärderingen av systemkaraktäristiken resulterade i att man implementerade detta i ett Excel-blad varur ett stegsvar görs och regulatorparametrar tas fram med Ziegler-Nichols stegsvarsmetod. De beräknade parametrarna skall ses som en generell grovinställning som senare optimeras manuellt. Även i detta exjobb var det tänkt att ett Excel-blad som beskrev systemets karaktäristik skulle tas fram. Detta visade sig vara ointressant eftersom dynamiken inte skulle gå att överföra till Excel. Det finns dock modelleringspråk som skulle kunna hantera konverteringar från modellspråk till körbara filer till Excel. Modellen som är framtagen här skulle kunna ligga till grund för en modell i ett sådant språk, till exempel ModelicaTM.

Referenser

- Alfa Laval Thermal and Spirax Sarco (1997): "Steam and plate heat exchangers."
- Eborn, J. (1998): *Modelling and Simulation of Thermal Power Plants*. Lic Tech thesis ISRN LUTFD2/TFRT--3219--SE, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- Lindgren, Benno och Thomsen, U. (1997): "Reglering av ångvärmda plattvärmeväxlare - dimensioneringskriterier och systemkarakteristiker.". Master's thesis.
- Löfgren, O. and P. Svensson (1997): "Modelling and control of a plate heat exchanger in steam applications." Master thesis ISRN LUTFD2/TFRT-5584--SE. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.
- Nilsson, B. and J. Eborn (1994): "K2 model database—Tutorial and reference manual." Report ISRN LUTFD2/TFRT--7528--SE. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden.

A. Ventilkaraktäristik

A.1 Ventilkoefficient

Linjär karakteristik

$$K_v = K_{v0} + (K_{vs} - K_{v0}) \cdot y$$

K_v = flödet vid 1 bars tryckfall

K_{vs} = K_v värdet vid helt öppen ventil

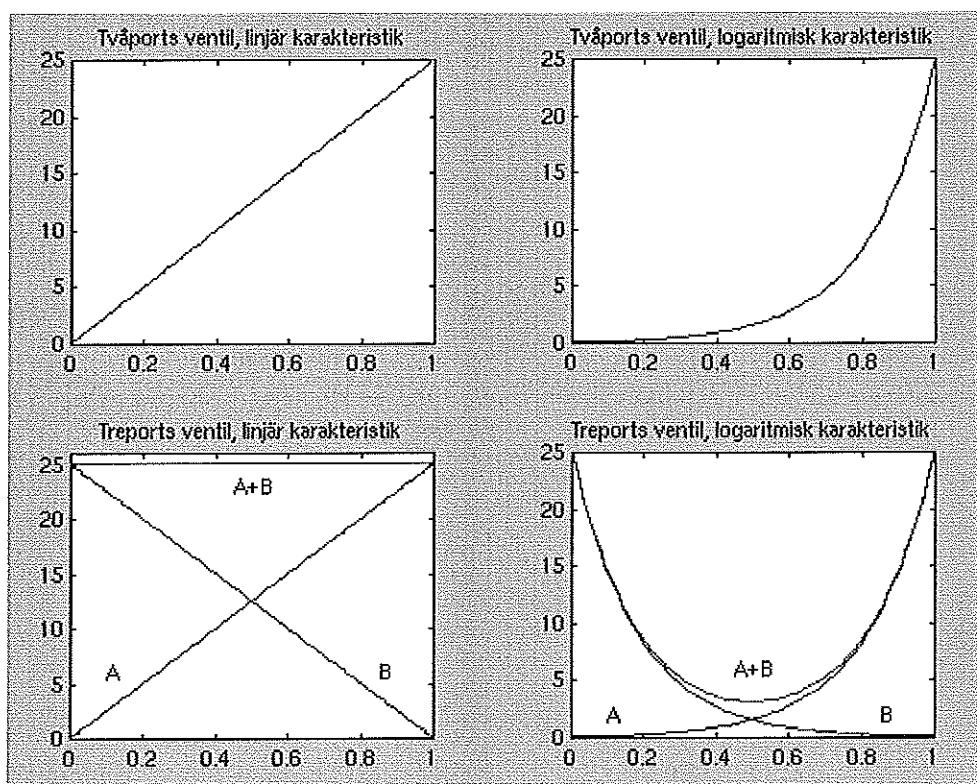
K_{v0} = teoretiskt minsta flöde

y = relativt spindelläge (0 – 1)

Logaritmisk karakteristik

$$K_v = K_{v0} \cdot e^{\ln(K_{vs}/K_{v0}) \cdot y}$$

med samma beteckningar som för linjär karakteristik.



Figur A.1 K_v mot relativa spindelläget y för olika karaktärstyper ($K_v = 25$).

Ventilflöde

Flödet genom en ventil beror på tryckfallet som uppstår när en ventil kopplas in i ett system. Tryckfallet är proportionellt mot flödet i kvadrat.

$$w = K_v \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho}$$

$$w = \text{flödet} \quad [m^3/h]$$

$$K_v = \text{ventilkoefficient}$$

$$\Delta p = \text{tryckfallet} \quad [bar]$$

$$\rho = \text{mediedensitet} \quad [kg/dm^3]$$

Omvandling till SI-enhet sker med

$$A_v = K_v/36000 \quad [m^2]$$

