

Statusövervakning av plattvärmväxlare

- Med hjälp av modellsimulering i Simscape



Patrik Larsson

Division of Industrial Electrical Engineering and Automation
Faculty of Engineering, Lund University

Statusövervakning av plattvärmväxlare

- Med hjälp av modellsimulering i Simscape



**LUNDS
UNIVERSITET**

Lunds Tekniska Högskola

**LTH Ingenjörshögskolan vid Campus Helsingborg
Avdelningen för Industriell elektroteknik och automation**

Examensarbete:
Patrik Larsson

© Copyright Patrik Larsson

LTH Ingenjörshögskolan vid Campus Helsingborg
Lunds universitet
Box 882
251 08 Helsingborg

LTH School of Engineering
Lund University
Box 882
SE-251 08 Helsingborg
Sweden

Tryckt i Sverige
Industriell elektroteknik och automation
Lunds universitet
Lund 2015

Sammanfattning

Ståltillverkaren SSAB i Borlänge har fem stycken plattvärmeväxlare som används för att kyla processvattnet. Vattnet används för att kyla stålet efter valsning. Växlarna behöver rengöras ibland, då det fastnar smuts och avlagringar som försämrar kylningseffekten. Det resulterar i högre energiförbrukning och kostnader i slutändan.

Man vill med detta arbete ta fram en modell av en plattvärmeväxlare för att kunna göra olika sorters simulationer. Målet är att få fram en algoritm för att kunna övervaka och larma när växlarna behöver rengöras.

En modell i Simscape har tagits fram som fungerar tillfredsställande under vissa förutsättningar. Med hjälp av modellen och mätdata har två analyser genomförts för att undersöka om man idag rengör växlarna för ofta eller för sällan.

Analyserna som gjordes gav båda slutsatserna att växlarna idag förmodligen rengörs för ofta. För att få en fungerande algoritm behövs mer utvärdering och arbete göras. Det visas att det går att göra denna övervakning baserat på trycket.

Nyckelord: Simscape, modellering, plattvärmeväxlare, nedsmutsning, övervakning

Abstract

The steel company SSAB in Borlänge has five plate heat exchangers that they use to cool the process water. The water is used to cool the steel after hot rolling. The exchangers need to be cleaned sometimes because of fouling, that reduces the cooling efficiency. This results in higher energy use and higher costs in the end.

The goal of this paper is to create a model of a plate heat exchanger to make different kinds of simulations. And to develop an algorithm to be able to monitor and alert when the exchanger needs to be cleaned.

A model in Simscape has been created that works good enough under certain circumstances. With help from the model and measurement data two analyses were made to examine if the exchangers are cleaned too frequently or too infrequently to day.

The result of both analyses is that the exchangers to day probably are cleaned too often. To get a working algorithm more work and evaluation needs to be done. It is shown that you can base an algorithm on monitoring the pressure.

Keywords: Simscape, modeling, plate heat exchanger, fouling, monitoring

Förord

Detta examensarbete omfattar 22,5 högskolepoäng och är den avslutande delen av ett program för högskoleingenjör i elektroteknik vid Lunds Tekniska Högskola campus Helsingborg.

Arbetet är gjort på uppdrag av SSAB i Borlänge.

Jag vill främst tacka mina handledare Jan Björk och Bengt-Olov Gradén på SSAB, för stöd och vägledning under arbetets gång.

Jag vill även tacka följande personer, Juan Sagarduy och Peter Sandberg på MathWorks för ett flertal webbmöten där jag fick hjälp och tips för min Simscape modell. Bengt Sundén på Lunds tekniska högskola för hjälp om hur man kan övervaka nedsmutsningen av plattvärmväxlare. Mats Lilja, min examinator, för hjälp med rapportskrivningen.

Terminologi

MathWorks – Företaget som utvecklat Matlab och Simulink

WTP – Water treatment plant

P&I-diagram – Piping and instrumentation diagram, är en ritning för rör, instrument, ventiler med mera.

PLC – Programmable Logic Controller

CIP – Clean in place

AutoCAD Electrical - Ett CAD-program som används för att göra elritningar.

SIMATIC PCS 7 - Ett kontrollsystem där bland annat PLC programmeringen sker.

Innehållsförteckning

1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	1
1.3	Problemformulering	1
1.4	Avgränsningar	2
1.5	Metod	2
2	Teknisk bakgrund	4
2.1	Plattvärmväxlare	4
2.2	Värmeöverföring	5
2.2.1	Värmeledning	5
2.2.2	Konvektion	6
2.3	Nusselts tal	6
2.4	Reynolds tal	7
2.5	Översikt hur ekvationerna påverkar varandra	7
2.6	Övervakning av nedsmutsning för plattvärmväxlare	8
2.7	Energiöverföring	9
2.8	Processbeskrivning	10
2.9	Mjukvaror	13
2.10	Simscape	13
2.10.1	Portar	14
2.10.2	Variabler	15
3	Utförande	16
3.1	Förkontroll av anläggningen	16
3.2	Grundstruktur och förenkling av modell	17
3.3	Uppbyggnad av modell i Simscape	19
3.3.1	Översikt	19
3.3.2	Warm in och Warm out	20
3.3.2.1	Warm IN	21
3.3.2.2	Warm Out	22
3.3.3	Skapande av nytt block	22
3.3.4	Värmväxlaren	25
3.4	Inmatning av mätvärden	26
3.4.1	Mätdata	28
3.4.2	Mätdata 1	28
3.4.3	Mätdata 2	28
3.5	Optimering	29
4	Resultat	30
4.1	Verifiering	30
4.1.1	Sammanfattning av verifiering	33
4.2	Analys av temperaturskillnad mellan ren och smutsig	33
4.2.1	Temperaturdifferens - mätdata 1	34

4.2.2	Temperaturdifferens - mätdata 2	35
4.2.3	Temperaturdifferens - sammanställning	36
4.3	Analys av tryckskillnad (ur mätdata) för ren och smutsig...	37
4.3.1	Sammanfattning	38
4.4	Algoritm som fungerar på modellen	38
5	Framtida utvecklingsmöjligheter	40
6	Slutsats	41
7	Referenser	43
8	Appendix	44
8.1	Appendix A: Datablad och ritning	44
8.2	Appendix B: Parameteroptimering	46
8.3	Appendix C: Script för grafer	50
8.4	Appendix D: Script för temperaturdifferens	51

1 Inledning

1.1 Bakgrund

SSAB är ett Norden och USA-baserat stålföretag med global försäljning och har ca 17 300 anställda i 50 länder. SSAB är en ledande global producent av avancerade höghållfasta stål, seghärdat stål, standardiserad tunnplåt, grovplåt, rörprodukter samt konstruktionslösningar inom byggsektorn.

I Borlänge används mycket kylvatten i processerna och här använder man sig av Dalälvens vatten som kylmedium. Vattnet pumpas till fem plattvärmväxlare och förser dem med kylvatten.

Värmväxlarna behöver göras rent med jämna mellanrum då det fastnar smuts och avlagringar i växlarna. Det försämrar effektiviteten, som i sin tur gör att det går åt onödigt mycket energi. Det behövs mera vatten för att uppnå samma värmeöverföring mellan den varma och kalla sidan. Även trycket blir större då smutsen gör kanalerna mindre. Både den lägre energiöverföringen och det större mottrycket resulterar i att pumparna som förser växlarna med vatten får jobba mera.

Idag bestäms när man ska göra rent växlarna genom ett tidsbestämt intervall, efter 250 timmars drifttid. Detta tar ingen hänsyn till den egentliga statusen, det hade kanske varit bättre att göra rent efter 200 timmar, eller efter 400 timmar.

1.2 Syfte

För att få ett mer optimalt underhåll behöver rengöringen styras utifrån värmväxlarens aktuella status. För hjälp till detta behövs det tas fram en modell, så att man kan analysera och simulera en plattvärmväxlare. Man vill kunna få riktlinjer till om man idag rengör växlarna för ofta eller för sällan.

En algoritm för att kunna övervaka när man ska göra rent växlarna ska försöka tas fram och verifieras mot modellen. Detta blir en grund för att i ett senare skede implementera algoritmen i styrsystemet.

1.3 Problemformulering

För att uppnå syftet måste följande punkter försöka lösas:

- Ta fram en modell som beter sig som sin verkliga motsvarighet.
- Analysera om man idag gör rent växlarna för ofta eller för sällan
- Ta fram en algoritm för att känna av när en växlare behöver rengöras

1.4 Avgränsningar

Den modell som tas fram är inte mer komplex än vad som kan krävas för att få fram något enkelt kriterium för hur ofta värmeväxlarna behöver rengöras. Algoritmen kommer endast baseras på tryck. Övervakning baserad på temperaturen är mer avancerat, vilket gör att tiden inte räcker till.

1.5 Metod

Det första som gjordes var att läsa igenom de relevanta delarna i en funktionsbeskrivning som fanns över hela WTP:n (Water Treatment Plant). Där stod beskrivet hur hela processen gick till, ända ner till komponentnivå, t.ex. vilka givare och ventiler som gjorde vad och när, deras villkor samt fakta om givarna. Samtidigt analyserades P&I-diagrammet för att lokalisera de olika komponenterna.

När en övergripande förståelse av processen hade anskaffats gjordes en fysisk kontroll av anläggningen. Syftet var att kolla att allt stämde med beskrivningen och P&I-diagrammet, samt för att få en bild av hur det såg ut i verkligheten. Under kontrollen verifierades att förutsättningarna för modelleringen var riktiga, så som placering av givare och mätområden.

För att kunna modellera upp en värmeväxlare behövdes kunskap om hur en värmeväxlare fungerar i detalj. Detta innebar informationssökning om främst värmeöverföring och värmeväxlarteori, där de relevanta fysiska formlerna skrevs ner. Även kunskap om hur Simscape fungerar behövdes, där en användarmanual om Simscape användes [1].

För att få tips på hur man ska övervaka nedsmutsningen av plattvärmeväxlare kontaktades Bengt Sundén, professor vid Lunds tekniska högskola. Han rekommenderade att försöka göra övervakningen med hjälp av trycket. Jag fick en artikel han har skrivit, där den teoretiska bevisningen av en tryckskillnad mellan ren och smutsig plattvärmeväxlare redovisas. Enligt Bengt kan man även övervaka energiöverföringen men det kan ha en fördröjning relativt tryckfallet. Det är även mer komplicerat att försöka övervaka, då massflödet och temperaturen på båda sidor kommer att påverka varandra. För trycket räcker det istället med endast ett samband, mellan massflödet och trycket för respektive sida. När tillräcklig teoretisk grund anskaffats började själva modellerandet byggas upp från grunden. Nedan visas översiktligt hur arbetet gick till steg för steg.

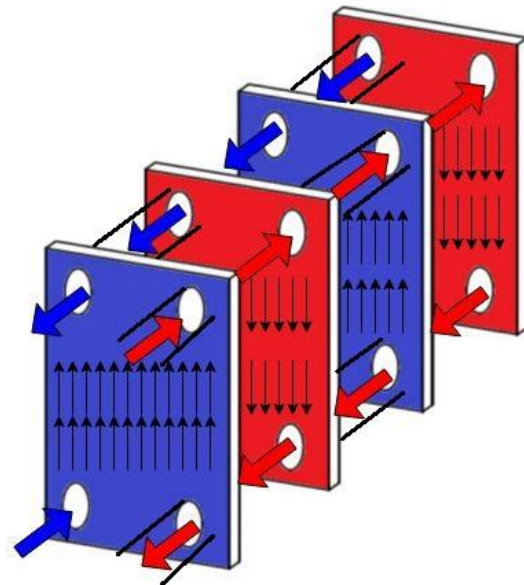
1. Översiktsförståelse för processen
2. Teoretisk grund
3. Skapande av modell
4. Optimering av modell
5. Verifiering av modell
6. Analyser av modell och mätdata
7. Framtagande av algoritm

2 Teknisk bakgrund

Detta kapitel är till för att få en grundläggande förståelse för plattvärmeväxlare, energiöverföring, processen samt de mjukvaruverktyg som har använts under arbetets gång.

2.1 Plattvärmeväxlare

Värmeöverföringen sker mellan två flytande vätskor. Det ena är varmt processvatten och det andra är kallt älvatten. Värmeväxlarna är av typen plattvärmeväxlare som består av korrugerade (veckade) plåtplattor, se figur 2.1 nedan. Den korrugerade plåten ger upphov till turbulens, vilket ökar värmeöverföringen. Dem svarta rören mellan plattorna är isolering så att inte de två vätskorna blandas. Inlopp och utlopp finns för processvattnet respektive älvvattnet. Strömningen sker i kanalerna mellan plåtplattorna i motsatt riktning för att öka värmeöverföringen. Varannan kanal är kallt vatten och varannan varmt vatten. Värmeenergin transporteras genom plåten mellan kanalerna. Syftet med en värmeväxlare är att antingen kyla eller värma ett medium.



Figur 2.1 - Plattvärmeväxlare

2.2 Värmeöverföring

Värme kan överföras på tre olika sätt, via värmeledning, konvektion eller värmestrålning.

Det som sker är ett utbyte av rörelseenergin från det varma till det kallare mediet. Termodynamikens första huvudsats (energiprincipen) säger att energi inte kan skapas eller förstöras, utan kan endast omvandlas i olika former vilket visas av ekvation (1) [2].

$$\left(\text{Total inkommande energi till systemet} \right) - \left(\text{Total energi som lämnar systemet} \right) = \left(\text{Skillnaden av totala energin i systemet} \right) \quad (1)$$

Systemet strävar att komma i termodynamisk jämvikt. Det vill säga att alla termodynamiska potentialer är utjämnade.

2.2.1 Värmeledning

Värmeledning är överföring av energi från de mer energifyllda partiklarna i en substans till dem intilliggande mindre energifylla partiklarna. Det sker i, vätskor, gaser och i fasta material. I vätskor och gaser beror värmeledningen på kollisionerna av molekylerna i deras slumpmässiga rörelse. I fasta material beror det på vibrationerna av molekylerna och energitransporten via de fria elektronerna. För att räkna ut hur mycket energi som överförs genom till exempel en plåtskiva används ekvation (2) som kallas Fouriers lag [2].

$$\dot{Q}_{\text{värmeledning}} = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (\text{W}) \quad (2)$$

Där

$$k = \text{värmeledningsförmåga} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}} \right]$$

$$A = \text{ytans area} \left[\text{m}^2 \right]$$

$$\Delta T = \text{temperaturskillnaden på de olika sidorna.} \left[\text{K} \right]$$

$$\Delta x = \text{ytans tjocklek} \left[\text{m} \right]$$

Överföringen är proportionell mot arean och värmeledningsförmågan, men är omvänt proportionell mot tjockleken. Så för att få maximal energiöverföring då man har en konstant area vill man ha så hög värmeledningsförmåga som möjligt och så liten tjocklek som möjligt.

2.2.2 Konvektion

Konvektion är värmeöverföring av en vätska i rörelse och en fast yta. Det kombinerar effekten av värmeledning och vätskans rörelse. Desto fortare vätskans rörelse ju högre konvektion.

Energiöverföringen för konvektion kan bestämmas med ekvation (3), som kallas för ”newtons law of cooling” [2].

$$\dot{Q}_{konvektion} = hA(T_s - T_f) \text{ (W)} \quad (3)$$

Där

$$\begin{aligned} h &= \text{konvektionen} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right] \\ A &= \text{arean} [\text{m}^2] \\ T_s &= \text{temperaturen i ytan} [\text{K}] \\ T_f &= \text{temperaturen i vätskan} [\text{K}] \end{aligned}$$

Konvektionen h beror på många olika faktorer, som vätskans egenskaper, hastighet, flödesbilden och ytans geometri. Därför finns det inget bestämt värde på h för en vätska. För att få fram ett värde på h kan man använda sig av Nusselts tal.

2.3 Nusselts tal

Nusselts tal är ett förhållande mellan konvektion och värmeledning per areaenhet och är dimensionslöst. Det används ofta för att räkna ut ett värde på konvektionen. Om ett fluidskikt har tjockleken L så skrivs Nusselts tal enligt ekvation (4) [2].

$$\frac{\text{Konvektion}}{\text{Värmeledning}} = \frac{h\Delta T}{k\Delta T/L} = \frac{hL}{k} = \text{Nu} \quad (4)$$

Detta kan skrivas om för att få ett uttryck för h :

$$h = \frac{k\text{Nu}}{L} \quad (5)$$

Genom experimentell data representeras enligt [2] ofta Nusselts tal som

$$\text{Nu} = a\text{Re}^b\text{Pr}^c \quad (6)$$

Där b och c är konstanta exponenter (oftast mellan 0 och 1), och värdet på konstanten a beror på geometrin. Därför behöver värdet på a experimenteras fram för den rörgeometri man använder sig av. Re är Reynolds tal och Pr är Prandtls tal.

2.4 Reynolds tal

Reynolds tal är dimensionslöst och bestämmer om en fluid strömmar laminärt eller turbulent. Talet beror på vätskans egenskaper, rörens geometri, ytstrukturen, och flödes hastigheten. Det beräknas enligt [2] som

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} = \frac{VL}{\nu} \quad (7)$$

Där

$$\rho = \text{densitet} \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$\mu = \text{dynamisk viskositet} \left[\frac{Kg}{m \cdot s} \right]$$

$$\nu = \text{kinematisk viskositet} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

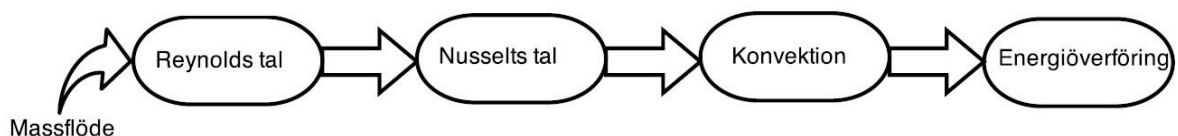
$$L = \text{karaktäristisk längd} [m]$$

$$V = \text{hastighet} \left[\frac{m}{s} \right]$$

I en plattvärmväxlare antas flödet vara turbulent då Reynolds tal är över 200 [3].

2.5 Översikt hur ekvationerna påverkar varandra

Ekvationerna i tidigare kapitel hänger ihop och påverkar varandra. Hur de hänger ihop visas nedan i figur 2.2. En del konstanter påverkar också, så som en vätskas egenskaper eller ett rörs ytstruktur. Figurens syfte är att visa att det är massflödet som i grunden påverkar energioverföringen för en given konfiguration.



Figur 2.2 – Översikt av ekvationer

2.6 Övervakning av nedsmutsning för plattvärmväxlare

Tryckförlusten av friktionen för en kanal kan enligt [4] räknas ut som

$$\Delta p = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (8)$$

Där f är Darcys friktionsfaktor, L är längden, D_h är den hydrauliska diametern, ρ är vätskans densitet och u_m är medelhastigheten.

För det laminära området räknas Darcys friktionsfaktor ut som

$$f = \frac{c_1}{Re} \quad (9)$$

Där c_1 beror på tvärsnittsarean av kanalen. För det turbulenta området räknas f ofta ut från Blasius formel som

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (10)$$

Ekvation (8) kan enligt [4] skrivas om som

$$\Delta p = c_2 \cdot \frac{L}{Re^k} \cdot \frac{1}{2\rho A_c^2} \cdot \frac{\dot{m}^2}{D_h} \quad (11)$$

Där c_2 är c_1 eller 0.3164, k är 1 eller 0.25, A_c är tvärsnittsarean och \dot{m} är massflödet. För den rektangulära kanalen med parallella plattor som visas nedan i figur 2.3, ger ekvation (11) följande relation mellan tryckförlusten för ren och smutsig yta [4]

$$\frac{\Delta p_{ren}}{\Delta p_{smutsig}} = \left(1 - \frac{2\delta}{b}\right)^3 \quad (12)$$



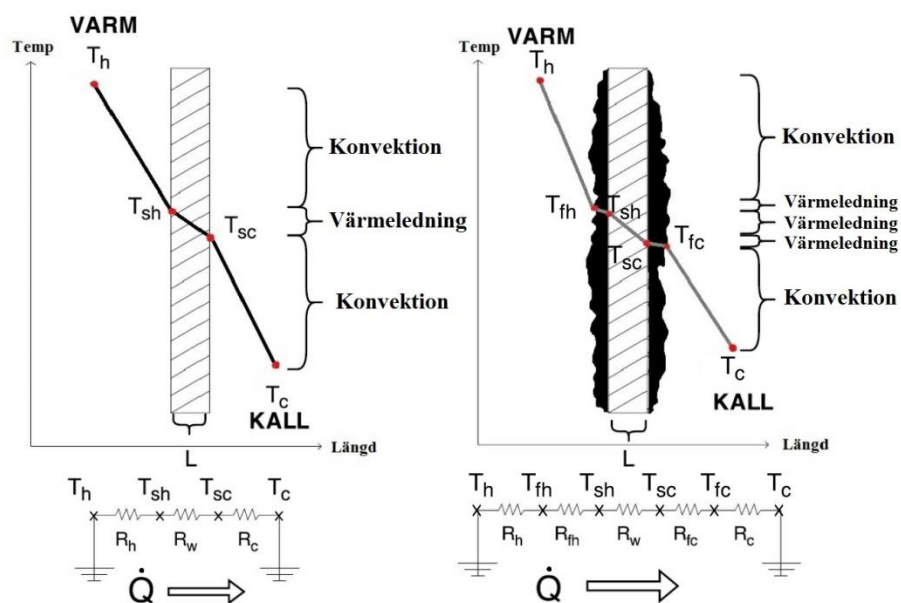
Figur 2.3 – Flöde genom en smutsig rektangulär kanal med ett oändligt sidförhållande. Där δ är tjockleken på smutslagret och b är avståndet mellan plattorna

Ekvation (12) är bara giltig om massflödet \dot{m} är identiskt för den rena och smutsiga ytan. Oberoende av tjockleken på smutsen så kommer alltid sambandet (13) vara sant [4].

$$\Delta p_{ren} < \Delta p_{smutsig} \quad (13)$$

2.7 Energiöverföring

Hur energiöverföringen går till visas i figur 2.4. Där vi har ett varmt och ett kallt flödande medium, separerade av en vägg med tjockleken L . Under figuren visas en motsvarande elektrisk analogi. Där temperaturskillnaden mellan varma och kalla motsvarar en spänningsskillnad.



Figur 2.4 – Energiöverföring över ren och smutsig vägg

T_h = temperaturen i det varma vattnet
 T_{sh} = temperaturen i ytan på varma sidan
 T_{sc} = temperaturen i ytan på kalla sidan
 T_c = temperaturen i det kalla vattnet
 T_{fh} = temperaturen i smutsen på varma sidan
 T_{fc} = temperaturen i smutsen på kalla sidan
 \dot{Q} = mängd överförd energi (W)

Den ökade smutsansamlingen R_{fh} och R_{fc} ger upphov till ökad resistans. Detta kommer att ge en lägre energiöverföring.

2.8 Processbeskrivning

Det sitter fem stycken plattvärmeväxlare vars uppgift är att kyla processvattnet, se figur 2.5 nedan. Processvattnet pumpas in till varje värmeväxlare med hjälp av varsin 200 kW pump. Älvsvattnet har istället ett gemensamt inlopp, som sedan förgrenar sig till varje värmeväxlare.

Det kylda processvattnet rinner ut från värmeväxlaren i en bassäng. Där pumpas det upp till en högvattenreservoar. Från reservoaren pumpas vattnet ut till stora rör som förser ett antal munstycken med det kylda vattnet.

Det är efter att stålet har valsats ner till önskad tjocklek som vattnet sprutas ut för att kyla ner stålet. Vattnet som inte avdunstar rinner ner i kanaler och genomgår en del rengöring. Slutligen har vattnet runnit tillbaka till inloppet för värmeväxlarna.

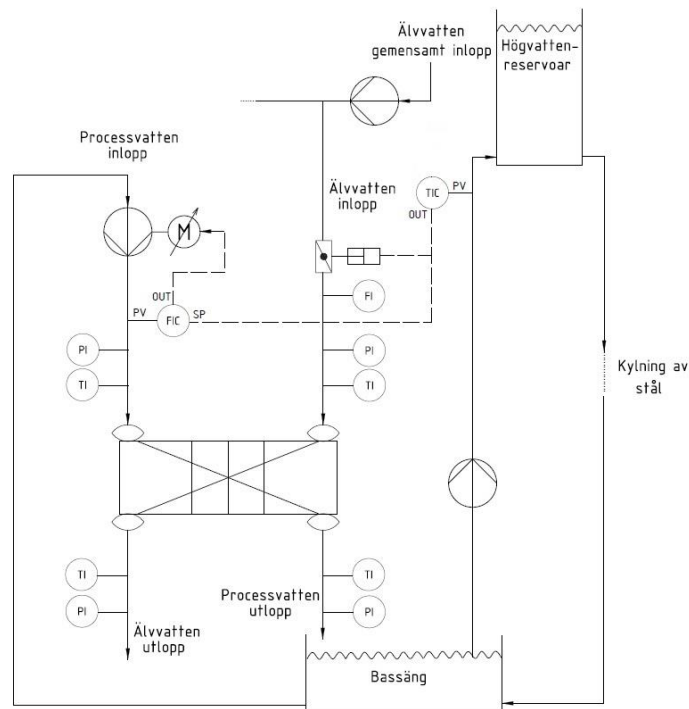


Figur 2.5 – Fem stycken plattvärmväxlare

Clean in place (CIP) kallas rengöringsprogrammet och används för rengöring av rör och utrustning, och sker utan att montera isär växlarna. Två olika rengöringsmedel används Drewclean C 951 och 932. Rengöringsmedlet blandas i två olika tankar, en för processvatten och en för älvvatten. Tankarna har en volym på 3,5 m³ och värms upp till runt 75 C. Det tar cirka 6,5 timmar för uppvärmningen och 1,5 timmar för själva rengöringen.

Reglerventilerna för älvvatteninloppet är styrda av varsin temperaturregulator, se figur 2.6 nedan. Ärvärdet är från vattentemperaturen i röret upp till högvattenreservoaren. Öppningsgraden av alla fem reglerventiler för älvvatteninloppet summeras. Värdet bestämmer sedan om man ska starta eller stänga av en till värmväxlare. Det är dessa ventiler som till största delen styr nedkylningsmängden genom att reglera inflödet av kylvatten till värmväxlarna.

Pumparna för processvattnet har inte samma möjlighet att reglera flödet, vilket har att göra med deras arbetspunkt. Inflödet av processvattnet är därför hyfsat högt hela tiden. Pumparna för processvattnet regleras av varsin flödesregulator. Men dessa får sitt börvärde (SP) ifrån en temperaturregulator, som är en huvudregulator. Det görs en hel del beräkningar som inte visas i bild mellan regulatorerna och ventilerna.



Figur 2.6 - Översiktsbild WTP

Mätvärdena från givarna, FI (flöde), TI (temperatur) och PI (tryck) sparas i en databas. Dem 10 mätvärdena alldeles innan och efter värmeväxlaren kommer att användas i modellen. För att optimera modellen och säkerhetsställa att modellen beter sig som den verkliga värmeväxlaren.

Det är en PLC av typen Siemens S7 som styr hela WTP:n, se figur 2.7. Den kommunicerar via en optisk länk (inringat i rött) ut till ett styrskåp som innehåller ett distribuerat I/O, och är placerat i närheten av värmeväxlarna. Den optiska kommunikationen använder man för att minska störningar. Från det distribuerade I/O:t är det sedan kopplat ut till ett mindre kopplingskåp som sitter alldeles intill varje värmeväxlare. Det är i detta kopplingskåp som givarna är direkt anslutna till. PLC:n kommunicerar i sin tur med det hela det övriga nätverket via industrial ethernet.



Figur 2.7 - PLC och distribuerat I/O

2.9 Mjukvaror

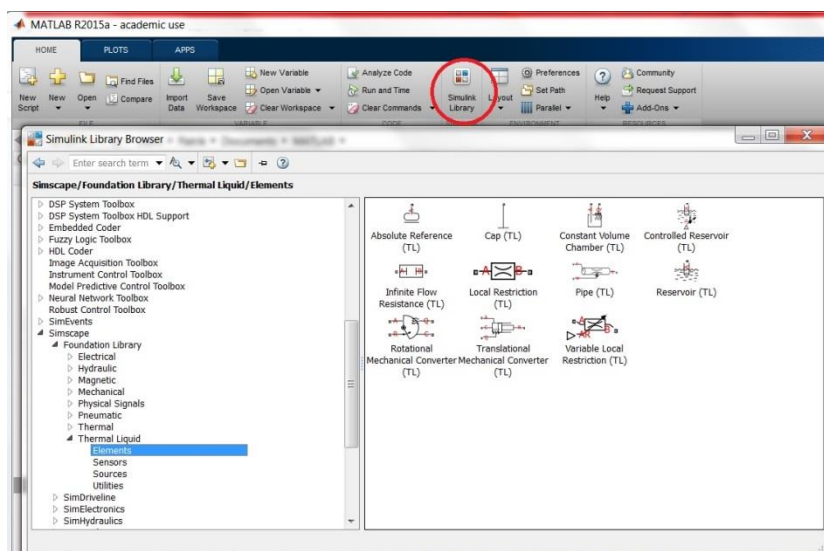
Matlab är ett program som är utvecklat av Mathworks. Det är ett fjärde generationens programmeringsspråk (C, Java och så vidare klassas som tredje generationen). Det är en utvecklingsmiljö som kan användas för att rita och visualisera funktioner och numeriska uträkningar. Det finns ett flertal tillägg, så kallade "toolboxes". Ett av dem är Simulink som är ett grafiskt gränssnitt och används för simulering, modellering och analys av system och processer.

Design Optimization är ett tillägg som används för att estimeras och optimera parametrar. Detta är användbart för att öka noggrannheten av en modell.

Ett annat tillägg är Simscape som används för modellering av fysikaliska system. Simscape kommer att förklaras utförligare i nästa kapitel då huvuddelen av arbetet gjordes i den miljön.

2.10 Simscape

Simscape har ett flertal färdiga bibliotek som täcker olika fysikaliska områden, till exempel el, hydraulik, mekanik, och termisk vätska. Varje bibliotek innehåller ett antal färdiga block. För att komma till blocken trycker man på "Simulink library" och letar sedan reda på Simscapefliken i rullmenyn, vilket visas nedan i figur 2.8.



Figur 2.8 - Simulinkbibliotek

Källkoden för blocken går att läsa, så man förstår hur blocken fungerar i grunden. Koden är i huvudsak uppbyggd av olika fysikaliska formler. Man kan även göra ändringar i dem färdiga blocken eller skapa helt egna block.

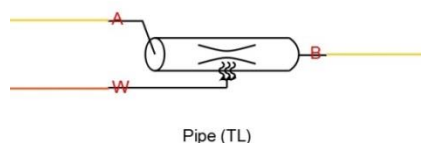
När man kopplar ihop block i Simscape så representerar det en verklig fysisk koppling. En process kan byggas upp med ett flertal olika block som representerar rör, pumpar och ventiler.

I Simscape kan flödet av informationen mellan två block ske åt båda hållen, men i Simulink så skickas informationen enbart i en riktning.

2.10.1 Portar

Det finns två olika typer av portar som blocken använder. Fysiska bevarandeportar och fysiska signalportar [1].

Fysiska bevarandeportar representerar utbyte av energiflöden. Som till exempel massflöde och tryck i ett rör. Du kan endast koppla ihop dessa portar med andra bevarandeportar, och de måste även tillhöra samma fysikaliska domän. Linjerna som kopplar samman blocken har en unik färg för varje domän. I figur 2.9 står gult för vätska och orange för värme.



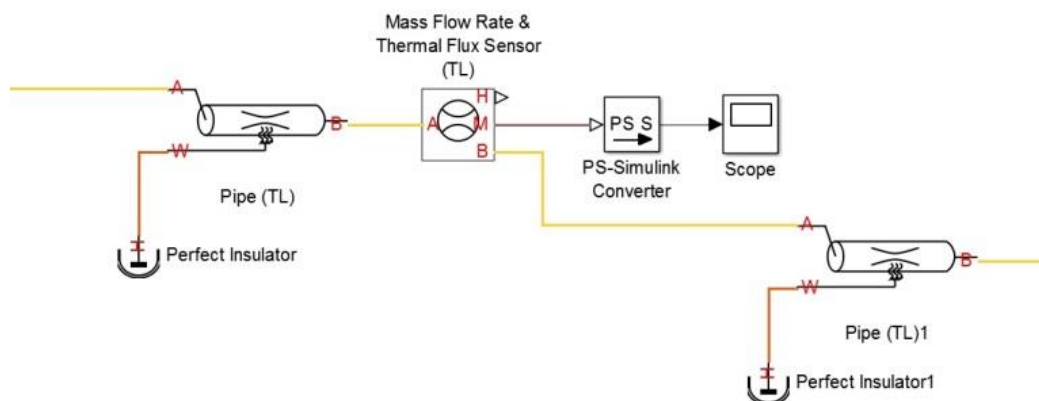
Figur 2.9 - Pipeblock

Fysiska signalportar används istället för vanliga Simulink portar för att öka beräkningshastigheten och undvika problem med algebraiska loopar. Dessa signaler kan ha enheter knutna till sig, till exempel bar, watt och så vidare. Simulinksignaler är istället enhetslösa.

Sammankoppling av Simulink och Simscape-signaler sker via dem fysiska signalportarna i Simscape. Det sker med speciella block som heter antingen PS-Simulink eller Simulink-PS. PS-Simulink används för omvandling av en fysisk signal till Simulinksignal och Simulink-PS block används för att ta en Simulinksignal till den fysiska domänen.

Figur 2.10 visar en massflödesmätare mellan två rörsegment.

Massflödesmätarens A och B portar är bevarandeportar medan H och M är signalportar. Mätaren ger ut massflödet i enheten kg/s. Detta värde görs om av PS-Simulink blocket till en Simulinksignal, som vi sedan läser av med ett Scope.



Figur 2.10 – Simscape och Simulink

2.10.2 Variabler

Det finns två olika variabeltyper man använder, det är genomvariabler och övervariabler.

Genom är variabler som man kan mäta genom att koppla i serie med blocket, till exempel ström och massflöde. Detta är baserat på Kirchhoffs strömlag, vilken säger att summan av alla strömmar som flyter till en nod är lika med

summan av alla strömmar som flyter från noden. Detta stämmer även för andra fysiska domäner.

Över är variabler man mäter parallellt eller tvärs över ett block, till exempel spänning och tryck. Detta är baserat på Kirchhoffs spänningslag, vilken säger att summan av samtliga potentialskillnader i en sluten krets är noll.

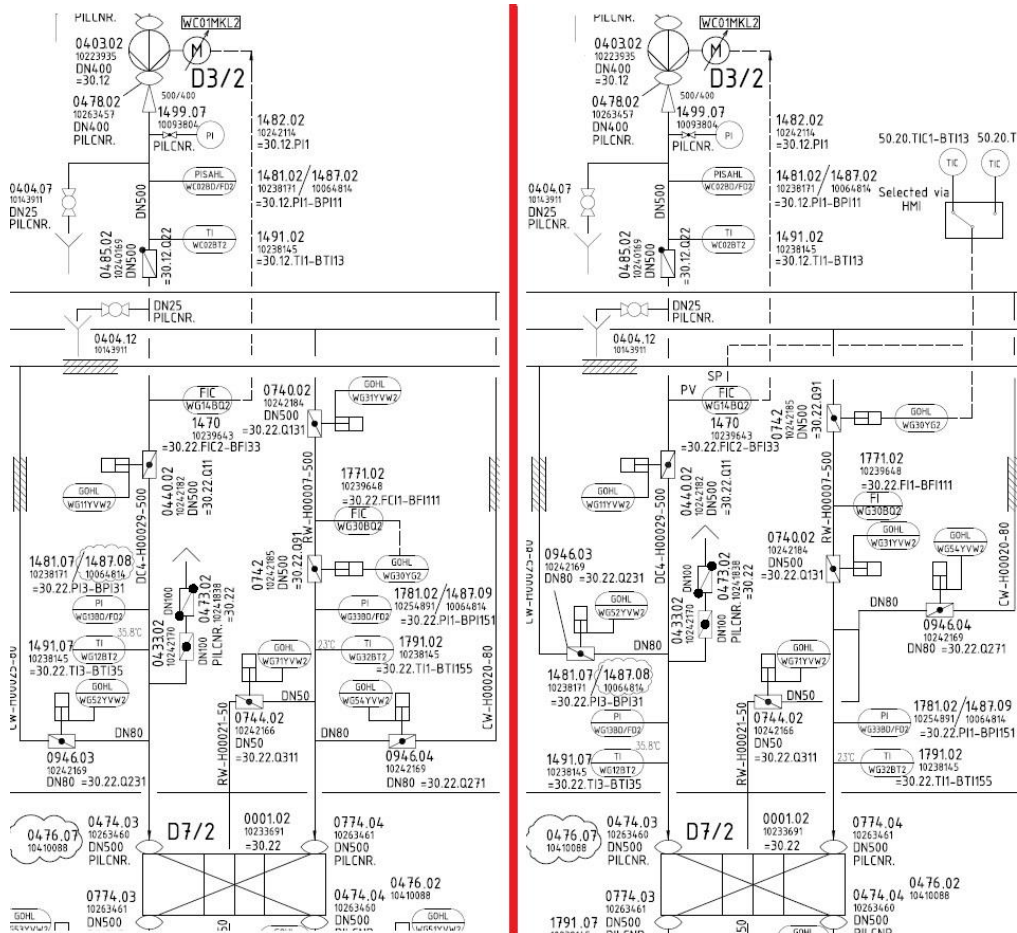
Fysisk domän	Övervariabel	Genomvariabel
Termisk	Temperatur	Värmefflöde
Termisk vätska	Tryck och temperatur	Massflöde och värmefflöde

Tabell 1 – Simscape variabler

3 Utförande

3.1 Förkontroll av anläggningen

Efter att ha gjort en fysisk kontroll på anläggningen visade det sig att verkligheten inte stämde överens med P&I-diagrammet. Ventiler och givare satt i en helt annan ordning än vad som visades, även några rördelningar var lite missvisande. Regleringen av inflödena hade också gjorts om, utan att man har uppdaterat P&I-diagrammet. Så hur regleringen egentligen såg ut kollades upp i programmet SIMATIC PCS 7. Sedan gjordes en uppdatering av hela ritningen, detta skedde med hjälp av AutoCAD Electrical. Ändringarna var likadana för alla fem värmeväxlare. Före och efter bild för hur inloppet till värmeväxlarna ritades om visas nedan i figur 3.1.



Figur 3.1 - P&I-diagram före och efter

3.2 Grundstruktur och förenkling av modell

Plattvärmväxlaren består av 329 stycken stålplattor av typen AISI 316 med en tjocklek på endast 0.5 mm. Den effektiva arean för dessa plattor är 1013 m². Endast 327 stycken plattor antas ge bidrag (vara effektiva), då första och sista plattorna inte ger någon värmeöverföring. Detta ger 328 kanaler med vatten, där 164 är för varmt och 164 för kallt vatten.

För att kunna bygga upp en modell var vi tvungna att göra en förenkling, då 328 stycken kanaler blir alldeles för komplext att försöka bygga upp. Ritningar och en del data över växlarna fanns att tillgå, se Appendix A.

Enligt ritningarna är plattorna 1.4 meter breda och 2.7 meter höga. Detta ger dock en för stor area, då rör och fästen runt rören är inräknade. Vi vill veta vilken höjd plattorna egentligen har med inloppsrören borträknade.

Vi vet att den totala effektiva arean är 1013 m². Då kan den effektiva arean per platta beräknas, vilket ger

$$\frac{1013}{327} = 3.10 \text{ m}^2.$$

Då

$$Area = bredd \cdot höjd \quad (14)$$

kommer höjden per platta bli

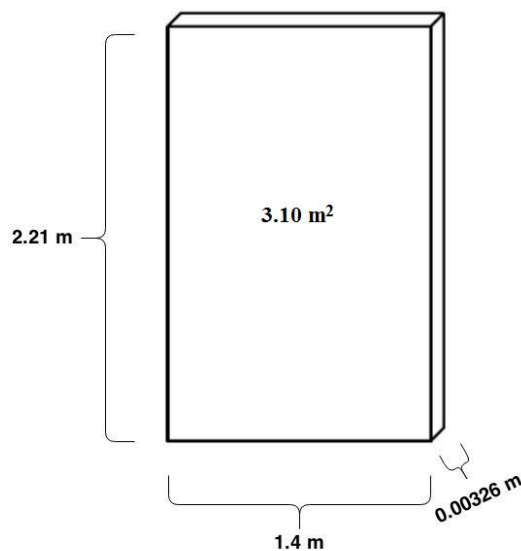
$$\frac{3.10 \text{ m}^2}{1.4 \text{ m}} = 2.21 \text{ m}$$

Enligt ritningen är totala längden 1.234 meter. För att få reda på hur lång varje kanal är drar vi bort plattornas tjocklek från den totala längden vilket blir $1.234 \text{ m} - 329 \cdot 0.0005 \text{ m} = 1.0695 \text{ m}$

Varje kanal har då en längd på

$$\frac{1.0695 \text{ m}}{328} = 0.00326 \text{ m} = 3.26 \text{ mm}$$

Hur varje kanal fysiskt representeras visas i figur 3.2



Figur 3.2 Kanal

Modellen kommer att förenklas till enbart fyra kanaler. En fysisk motsvarighet av modellen skulle innebära två uppsättningar av 82 stycken kanaler placerade intill varandra för varma respektive kalla sidan. Detta ger en tvärsnittsarea för varje kanal på

$$1.4 \text{ m} \cdot 0.00326 \text{ m} \cdot 82 = 0.374 \text{ m}^2$$

Den hydrauliska diametern används för olika beräkningar i modellen, och för ett rektangulärt rör skrivs ekvationen enligt [5] som

$$\frac{2(a \cdot b)}{(a + b)} \quad (15)$$

Där a är bredden (m) och b är tjockleken (m).

Vilket resulterar i

$$\frac{2(1.4 \cdot 82 \cdot 0.00326)}{(1.4 \cdot 82 + 0.00326)} = 0.0065 \text{ m}$$

Vilken diameter rören till och från växlarna har avlästes i P&I-diagrammet. Diametern var 0.5 m vilket enligt ekvation (16)

$$A = r^2 \cdot \pi \quad (16)$$

Ger en tvärsnittsarea på

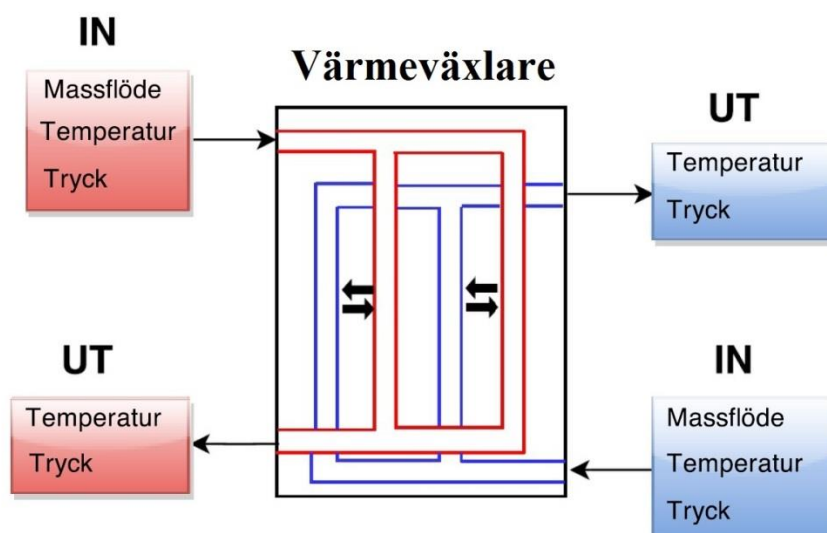
$$A = 0.25^2 \cdot \pi = 0.19635 \text{ m}^2$$

3.3 Uppbyggnad av modell i Simscape

I detta kappitel visas hur den färdiga modellen ser ut, samt hur dem olika delarna är uppbyggda. Innan det visas hur värmewäxlarblocket är uppbyggt visas det hur man skapar nya block i Simscape.

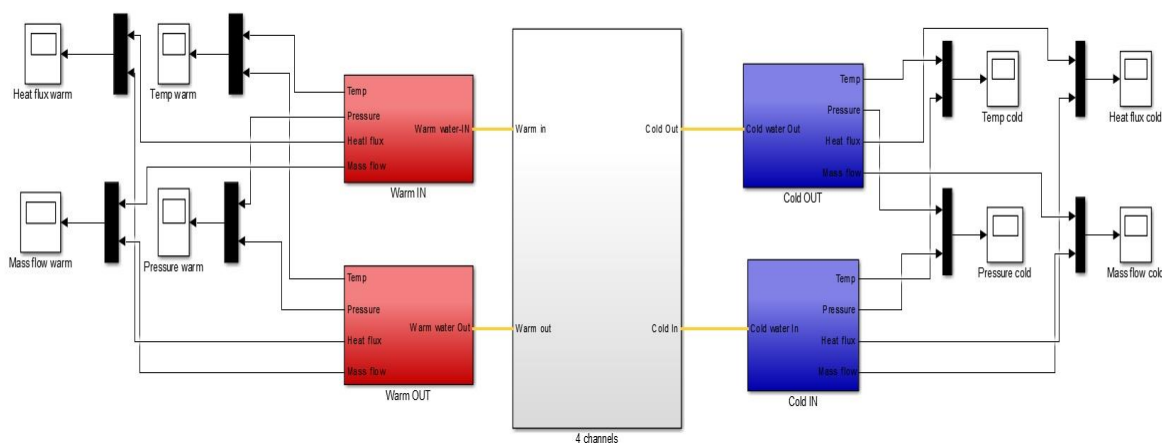
3.3.1 Översikt

För att bygga upp modellen utgick jag från P&I-diagrammet. Där givarna innan och efter växlaren är det intressanta. Dessa sattes ihop till fem olika block som representerar de olika delarna av processen, vilket visas nedan i figur 3.3.



Figur 3.3 – Översiktsbild av värmeväxlare

Vi har fyra insignaler till processen, massflödet och temperaturen för både varma och kalla sidan. (Trycket-in är en utsignal då det endast är ett resultat av massflödet). Sex utsignaler vilka är trycket-in och ut för både varma och kalla sidan, samt temperaturen ut för varma och kalla sidan. Hur modellen ser ut i Simscape visas nedan i figur 3.4. Ett flertal oscilloskop är tillkopplade för att kunna läsa av signalerna.



Figur 3.4 - Översiktsbild Simscape

3.3.2 Warm in och Warm out

I detta avsnitt förklaras och visas hur "Warm IN" och "Warm OUT" i ovanstående figur är uppbyggda. "Cold IN" och "Cold OUT" är uppbyggda på samma sätt som deras varma motsvarighet, så dessa kommer inte att förklaras eller visas.

3.3.2.1 Warm IN

Hur blocket ”Warm IN” är uppbyggt visas nedan i figur 3.5. Det är variablerna ”WarmTemp” och ”WarmFlow” från ”From workspace” blocket som är insignalerna.

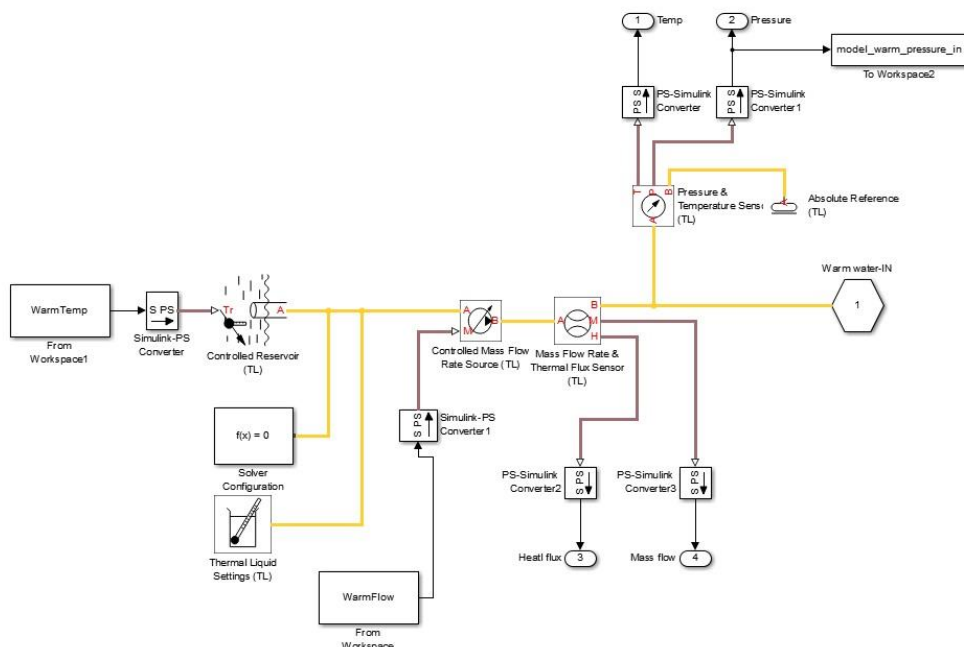
Varje fysiskt nätverk måste ha ett ”solver configuration” block knutet till sig. Detta behövs för att specificera vilka lösningsparametrar som ska användas i simuleringen.

Ett ”Thermal liquid settings” block måste även läggas till för att ange vilka egenskaper vätskan har. Som standard är det konfigurerat för vatten, så här behövdes inget ändras.

En ”controlled reservoir” är en vattenreservoar med varierande temperatur och ett konstant tryck, vilket representerar temperaturen för inloppet.

”Controlled mass flow rate source” är en varierande massflödeskälla, vilket representerar massflödet för inloppet.

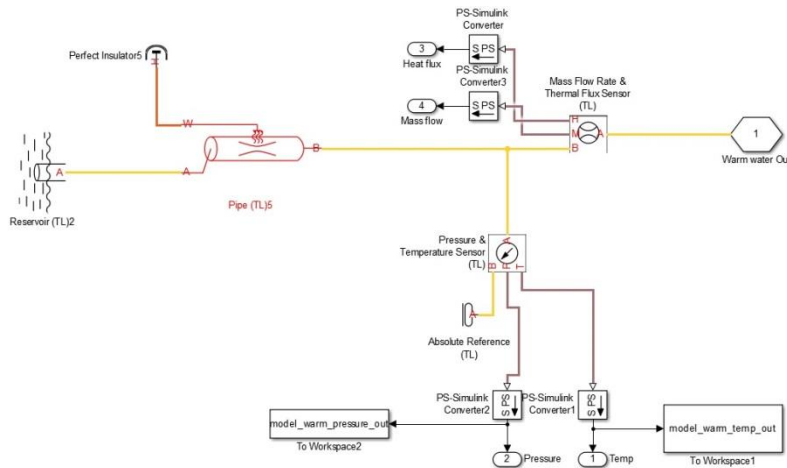
Vi mäter fyra storheter som är kopplade till utgångar. Det är dessa som är kopplade till oscilloskopen som visades i figur 3.4. Modellens tryck sparas undan till workspace i variabeln ”model_warm_pressure_in”.



Figur 3.5 – Varma inflödet

3.3.2.2 Warm Out

Hur blocket ”Warm OUT” är uppbyggt visas nedan i figur 3.6. Här mäter vi samma som tidigare och vattnet rinner ut i en reservoar. Pipe blocket används för att ändra trycket ut. Genom att till exempel minska friktionen i detta rör så kommer trycket ut att bli mindre, då vi mäter precis innan röret. Vi vill inte ha någon värmeöverföring från Pipe blocket, så det är kopplat till en ”Perfect insulator”.



Figur 3.6 - Varm utflöde

3.3.3 Skapande av nytt block

Då modellen är en förenkling resulterar det i en ovanlig fysisk form. Det finns inget standardblock som fysiskt motsvarar modellen. Vi måste därför modifiera ett standardblock.

Pipe blocket som används i vanliga fall är egentligen en sammanslagning av tre olika konfigurationer. Som standard betar sig blocket som ”resistive tube”, vilket är den enklaste formen. Man kan aktivera de andra två om det behövs, se figur 3.7. Detta resulterar dock i större komplexitet och beräkningstid och kommer inte att användas i modellen.

Configuration	Dynamic Compressibility	Flow Inertia	Thermal Dynamics
Resistive tube	Off	Off	On
Resistive tube with dynamic compressibility	On	Off	On
Pipeline segment	On	On	On

Figur 3.7 - Olika konfigurationer

De tre olika alternativen är sparade i separata källkodsfiler, men ärver från den gemensamma källkodsfilen tube. För att kunna modifiera ett standardblock måste man skapa ett eget bibliotek.

Man skapar en ny huvudmapp med ett namn som måste börja med ett "+" tecken. Den måste även ligga i en Matlab sökväg. Huvudmappen kan i sin tur ha underbibliotek och undermappar.

En huvudmapp med namnet "+Custom" skapades i standardmappen för Matlabfiler. Till denna kopierades de relevanta källkodsfilerna från standard biblioteket. Nu kan man gå in och modifiera blocken.

När man sedan är klar med modifieringen måste man ange kommandot "ssc_build Custom" i Matlabfönstret. Då skapas det egna biblioteket med namnet Custom_lib.slx.

Blocket tube modifierades genom att lägga till två utgångar, en för Reynolds tal och en för konvektionen. Detta för att kunna se hur ändringar i modellen påverkar dessa tal, se figur 3.8. Det lades även till en ingång för tvärsnittsarean, så att arean kan ändras under simulationen. I lila visas hur man definierar enheterna, Reynolds tal definieras som "1" då det är enhetslöst. Det gröna är vad utgången ska heta på blocket samt vilken sida utgången ska sitta på. En ny parameter "heat transfer area" lades också till, detta så att man direkt i blocket kan definiera hur stor area som värmeöverföringen ska ske på.

```
22
23 end
24     outputs
25         convection = { 0.0, 'W/(m^2*K)' }; % H:right
26         reynold = { 0.0, '1' }; % Re:right
27     end
28 inputs
29     area = { 0.374, 'm^2' }; % Area
30
31 end
32 parameters
33     length = { 5, 'm' }; % Longitudinal length
34     Dh = { 0.1128, 'm' }; % Hydraulic diameter
35     heat transfer area = { 506.5, 'm^2' }; % Area for heat transfer
36     shape_factor = { 64, '1' }; % Shape factor
```

Figur 3.8 – Ändring av blocket tube 1

Hur den slutliga värmeöverföringskoefficienten ”h_W” (konvektionen) beräknas visas i figur 3.9. Denna ekvation visades tidigare, se ekvation (5). Det är denna koefficient vi vill ha ut. Därför sätter vi i slutet ”convection == h_W”, som vi gjorde till utgång ovan. Samma sak görs med Reynolds tal.

Phi_W är mängden energi i Watt som ska föras över, denna ekvation visades i ekvation (3). Det är värmeöverföringen från konvektionen. Här kommer den tillagda parametern ”heat transfer area” till användning.

```

175     %% Final heat transfer coefficient
176     h_W = k / Dh * Nu;
177
178
179
180
181
182     in
183     % Quasi-steady viscous frictions
184     viscous_friction_A == if lt(Re_A, Re_l), fric
185                          else friction_laminar_A
186                          end
187
188     viscous_friction_B == if lt(Re_B, Re_l), fric
189                          else friction_laminar_F
190                          end
191
192     % Thermal fluxes
193     Phi_A == Phi_convection_A + Gth * (A.T - T);
194     Phi_B == Phi_convection_B + Gth * (B.T - T);
195     convection == h_W;
196     reynold == Re;
197     Phi_W == h_W * heat_transfer_area * (W.T - T);
198 end
199 end

```

Figur 3.9 – Ändring av blocket tube 2

Även värmeledningsblocket modifierades. Här lades två ingångar till, för att kunna ändra värmeledningsförmågan och tjockleken under simulationen. Detta för att simulera smuts som försämrar värmeöverföringen.

```

15 inputs
16     th_cond = { 16, 'W/(m*K) }; % C
17     thickness = { 0.0005, 'm' }; % T
18 end
19 parameters
20     area = { 1e-4, 'm^2' }; % Area
21
22
23 end

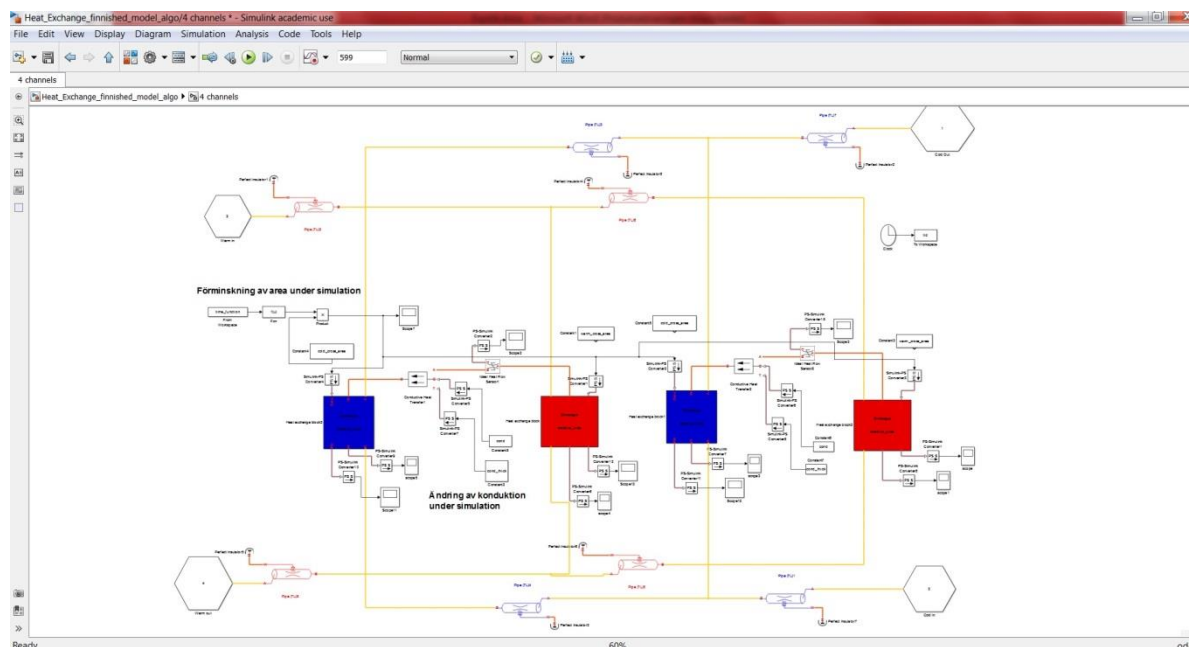
```

Figur 3.10 - Ändring av värmeledningsblock

3.3.4 Värmeväxlaren

Dem fyra kanalerna representeras av dem fyrkantiga blåa och röda blocken i figur 3.11 nedan. Dem är sammankopplade två och två av varsitt värmeledningsblock.

Till kanalerna är det också tillagt en funktion för att simulera en förminskning av tvärsnittsarean, vilket det blir då det fastnar smuts. Detta görs genom att multiplicera ursprungsarean med funktionen $\cos(u \cdot x)$. Där u är en uppräknig av simulationstiden 0,1,2 och så vidare tills sluttiden. Värdet på x är ett lämpligt valt tal beroende på hur stor simuleringstiden är. Syftet är att minska arean från till exempel 100 procent av ursprungsarean i början, ner till 90 procent eller liknande i slutet av simuleringen.

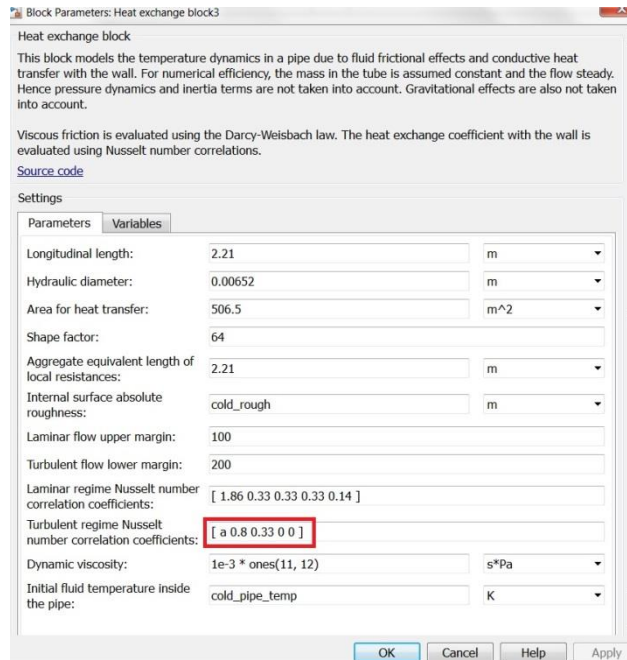


Figur 3.11 – Värmeväxlare Simscape

Genom att dubbelklicka på ett block får man upp ett konfigurationsfönster, se figur 3.12. Här används ett flertal värden vi räknade ut i kapitel 3.2. Dem två kalla kanalerna har samma konfiguration, och de två varma kanalerna har samma konfiguration. De kalla och varma konfigurationerna skiljer sig åt genom variabeln ”internal surface absolute roughness”. Detta då tryckdynamiken skiljer sig åt för båda sidor. Även ”Initial fluid temperatur inside the pipe” skiljer sig då starttemperaturen för dem olika sidorna skiljer sig.

Här används ekvation (6), för Nusselts tal. Konstanterna för Nusselts tal skiljer sig åt beroende på om flödet är laminärt eller turbulent. Vi bryr oss bara om

den turbulenta delen, då Reynolds tal alltid är över 200 i modellen. Det är två extra konstanter i slutet som standard är satta till noll, så dessa bryr vi oss inte om. Alla konstanter för Nusselts tal har sitt ursprungsvärde förutom konstanten "a", då vi kommer optimera den senare i kapitlet Optimering.



Figur 3.12 - Konfigurationsfönster för kall kanal

3.4 Inmatning av mätvärden

Mätvärdena som sparas i en databas sparas självklart med olika enheter. Temperaturen sparas i grader Celsius ($^{\circ}\text{C}$), flödet sparas som volym (m^3/h) och trycket som bar.

Modellen använder sig av en massflödeskälla. Därför går det inte att ange volym, vilket är den storhet som mätdata motsvarar. Temperaturkällan tar också insignaler i enheten Kelvin (K) och inte $^{\circ}\text{C}$. Därför var mätvärdena för temperatur och flöde tvungna att göras om till andra enheter. Detta gjordes enkelt då mätvärdena var i Excel format. För att göra om volymsflöde till massflöde används formeln för densitet

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (17)$$

Där

$$\begin{aligned} \rho &= \text{densitet} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \\ m &= \text{massflödet} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \\ v &= \text{volymsflöde} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \end{aligned}$$

Detta ger att massflödet blir $m = \rho \cdot v$. För att göra om volymsflödet från m^3/h till m^3/s delar man bara med 3600. Densiteten för vatten är cirka $1000 \text{ kg}/\text{m}^3$. Massflödet kommer därför att bli $\frac{1000}{3600} \cdot \text{Ursprungliga volymsflödet}$, vilket är samma som att dela det ursprungliga volymsflödet med 3,6.

En ny kolumn bredvid volymsflödet gjordes, där det i den översta cellen skrevs in "=(\"koordinater till cellens översta volymsflöde\") / (3,6)", som visas i figur 3.13. Sedan trycker man och håller ned på den svarta boxen nere till höger och drar neråt till önskad längd, då räknas det ut automatiskt för varje rad.

M	N
BFI111_VVX3_ÄV_IN_FL	cold_flow_dirty
1625	=M2/3,6
1625	

Figur 3.13 – Omvandling av mätdata

Motsvarande gjordes för att göra om temperaturen från Celsius till Kelvin genom att istället använda "+ 273,15".

När mätvärdena var omgjorda behövdes de föras in i Matlab. Excelfilen kopierades in i Matlab mappen. Sedan dubbelklickar man på filen så öppnas ett fönster för importering. Här väljs hela kolumnen och sedan trycker man på den gröna OK symbolen. Då sparas varje kolumn som en vektor i Matlab.

För att få in mätvärdena till modellen måste vektorerna göras om till en matris för att samplingstiderna ska stämma överens. Vi lägger till en ny kolumn som numrerar varje rad från 1 till slutvärdet, så matrisen får ett format som visas i figur 3.14.

	1	2
1	1	14.7127
2	2	73.6199
3	3	79.8651

Figur 3.14 – matris massflöde

3.4.1 Mätdata

Två olika mätserier användes. En mätserie var precis innan man har gjort en rengöring. Här antas mätdatan vi fått vara för en smutsig växlare. Sedan en mätserie precis efter att man har gjort rent växlaren. Här antas mätdatan vi fått vara för en ren växlare.

Mätdata för detta skaffades för två olika värmeväxlare, vilket totalt ger fyra olika mätserier. Alla värden är ett medelvärde under 10 sekunder och har värden från 10 olika givare.

3.4.2 Mätdata 1

Både den rena och smutsiga mätdatan som användes bestod av 5000 mätvärden. Dock består detta av en upprepning 10 gånger för alla värden, se figur 3.15. Det är alltså 500 olika mätvärden, under en drifttid på cirka 83 minuter.

	A	B	C
1	Date	Time	BF111_VVX3_ÄV_IN_FL
2	2015-04-19	18:48:00	1460
3	2015-04-19	18:48:01	1460
4	2015-04-19	18:48:02	1460
5	2015-04-19	18:48:03	1460
6	2015-04-19	18:48:04	1460
7	2015-04-19	18:48:05	1460
8	2015-04-19	18:48:06	1460
9	2015-04-19	18:48:07	1460
10	2015-04-19	18:48:08	1460
11	2015-04-19	18:48:09	1460
12	2015-04-19	18:48:10	1423
13	2015-04-19	18:48:11	1423
14	2015-04-19	18:48:12	1423
15	2015-04-19	18:48:13	1423
16	2015-04-19	18:48:14	1423
17	2015-04-19	18:48:15	1423
18	2015-04-19	18:48:16	1423
19	2015-04-19	18:48:17	1423
20	2015-04-19	18:48:18	1423
21	2015-04-19	18:48:19	1423

Figur 3.15 - Exempel på mätdata

3.4.3 Mätdata 2

I mätdata 2 är istället varje rad ett medelvärde under 10 sekunder. Vi slipper alltså en upprepning 10 gånger för varje värde. Här har vi dock olika många mätvärden för ren och smutsig.

Den rena bestod av 722 olika värden, som är tagna under en drifttid på cirka 120 minuter. Den smutsiga mätdatan är 5000 olika värden tagna under en period på nästan 14 timmar.

3.5 Optimering

För att göra optimeringar på parametrar har toolboxen ”Simulink Design Optimization” använts. Syftet är att försöka få modellen att bete sig som den verkliga värmeväxlaren. Det är här mätdata som vi har fått från de 10 givarna blir viktig. Det är mot den rena mätdata 1 som modellen har blivit optimerad mot.

Om till exempel modellen får ett för lågt tryck vid ett visst flöde gentemot mätdata, så måste vi höja värdet på parametern som har med friktion att göra. Det blir väldigt tidskrävande att försöka gissa sig fram. Då man måste gissa ett värde, köra en simulation, kolla hur långt ifrån man är och sen gissa ett nytt värde och så vidare. Så detta verktyg sparar in mycket tid.

Parametrar som har optimerats med hjälp av detta verktyg är konstanten ”a” i ekvation (6), Nusselts tal. Den har med värmeöverföringen att göra och efter optimeringen fick den värdet 0.083.

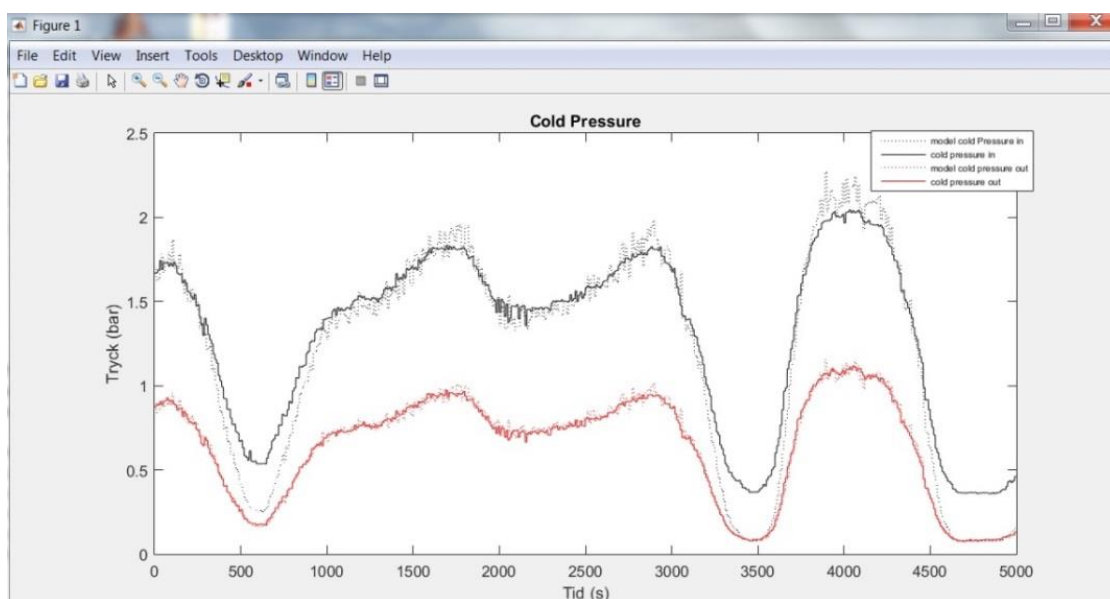
Ett flertal andra parametrar som har med friktionen att göra optimerades också, detta för att försöka få trycket att stämma. För djupare instruktioner och ett steg för steg exempel på hur man gör en optimering se Appendix B.

4 Resultat

I detta kappitel redovisas en verifiering av hur väl modellen stämmer överens mot verkligheten. Två analyser görs för att kontrollera om man idag rengör växlarna för ofta eller för sällan. Till sist visas en övervakning av trycket för modellen.

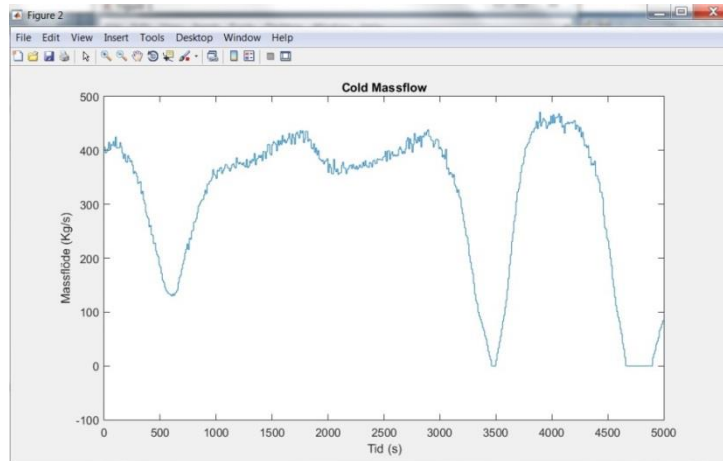
4.1 Verifiering

Verifiering av ren mätdata 1 som modellen blivit optimerad emot visas i detta avsnitt. För att verifiera att modellen stämmer med verkligheten ritas grafer upp där modellens värden och mätdatans värden ritas in. För att rita upp graferna skrevs ett script, se Appendix C. Som sagts tidigare så är det massflödet och in-temperaturerna som är in-signaler till modellen. Det vill säga dem har samma värden som mätdatan. Det intressanta är att se hur väl ut-temperaturen och de fyra olika trycken stämmer överens mot mätdatan. De streckade linjerna i nedanstående grafer är modellens värden och dem fasta är från ”ren mätdata 1”.

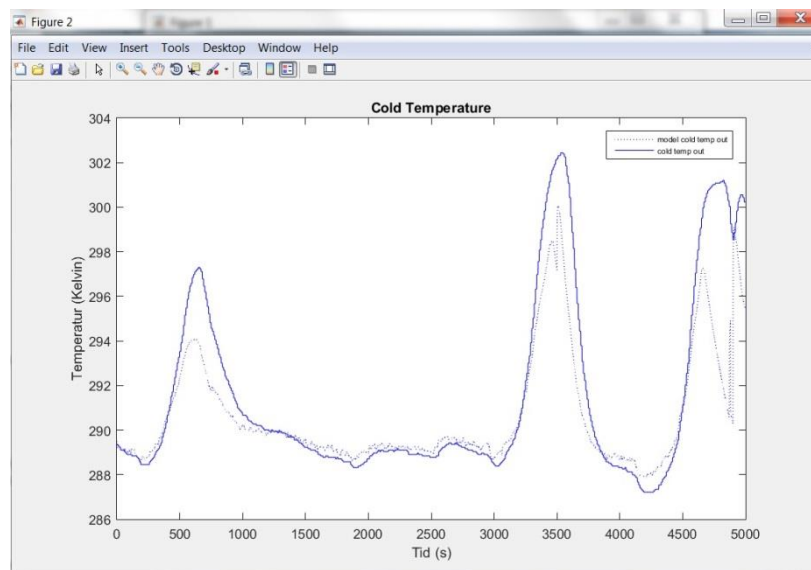


*Figur 4.1 – Verifiering av kalla trycket.
(Svart linje är in-trycket och röd linje är ut-trycket).*

Trycket stämmer bra, med undantag för vissa intervall för in-trycket. Figur 4.5 nedan visar att detta sker i intervall då det kalla massflödet är under ungefär 300 kg/s. Tryckdynamiken för den kalla sidan i modellen stämmer alltså inte för massflöden under 300 kg/s.

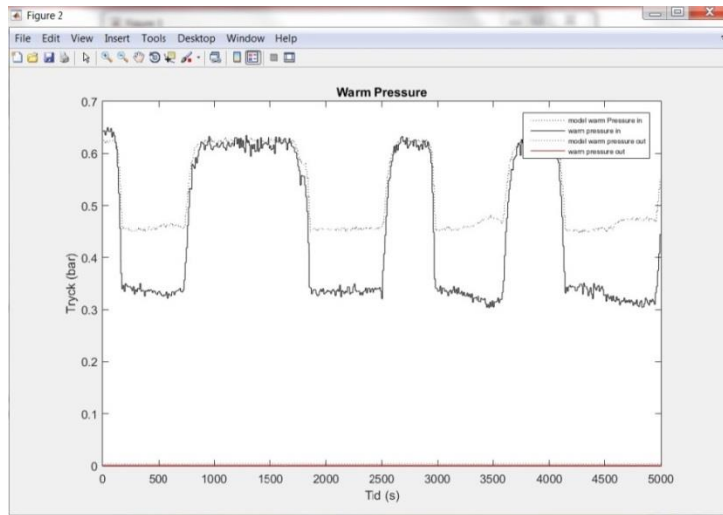


Figur 4.2 – Kalla massflödet



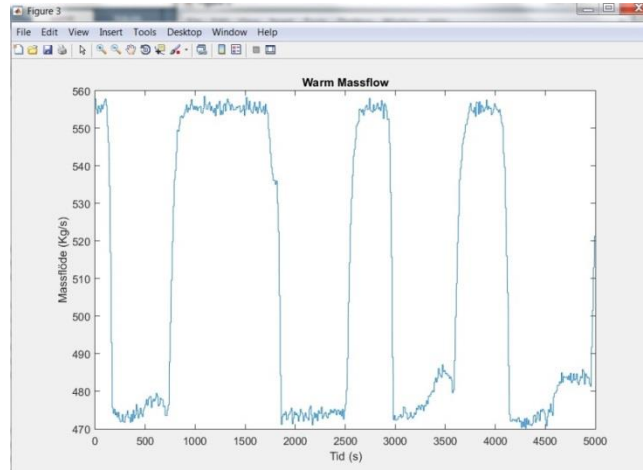
Figur 4.3 – Verifiering av kalla ut-temperaturen

Den kalla ut-temperaturen stämmer bra, men även här med undantag för massflöden under 300 kg/s.

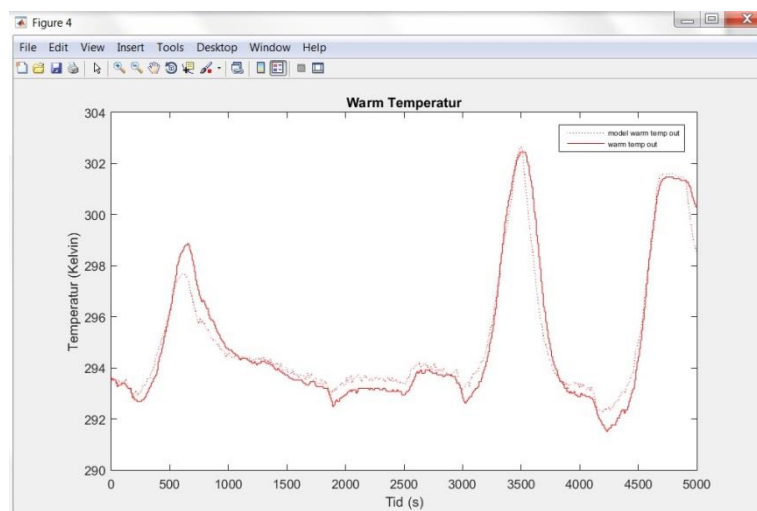


*Figur 4.4 – Verifiering av varma trycket
(Svart linje är in-trycket och röd linje är ut-trycket).*

Det varma trycket ut är alltid 0 vilket visas i den röda linjen längst ner i figuren. På varma sidan har tryckdynamiken heller inte uppnåtts. Genom att kolla nedan i figur 4.5 ser man att det varma massflödet i princip varierar mellan två lägen, 470 kg/s och 560 kg/s. Det varma trycket stämmer endast då massflödet ligger runt 560 kg/s.



Figur 4.5 – Varma massflödet



Figur 4.6 – Verifiering av varma ut-temperaturen

Den varma ut-temperaturen stämmer ganska bra under alla massflödesintervall, men bäst stämmer den då det kalla massflödet är över 300 kg/s.

4.1.1 Sammanfattning av verifiering

Det varma in-trycket stämmer bara stundtals. Varken det kalla in-trycket eller ut-temperaturen på någon sida stämmer då det kalla massflödet är under 300 kg/s. Därför kan man dra slutsatsen att modellen endast är giltig då det kalla massflödet är över 300 kg/s. Även om det varma trycket inte stämmer hela tiden så ser det inte ut att påverka modellens temperatur nämnvärt.

Trycket beter sig på ett annat sätt än modellen. Vilket kan bero på att modellen är en förenkling. Men detta borde kunna lösas genom att ändra på friktionsekvationerna i blocket eller lägga till nya ekvationer.

4.2 Analys av temperaturskillnad mellan ren och smutsig.

Detta kapittel är en analys för att försöka få en vägledning till om man idag rengör växlarna för ofta eller för sällan. Där en sammanfattande tabell visas i slutet av kapitlet.

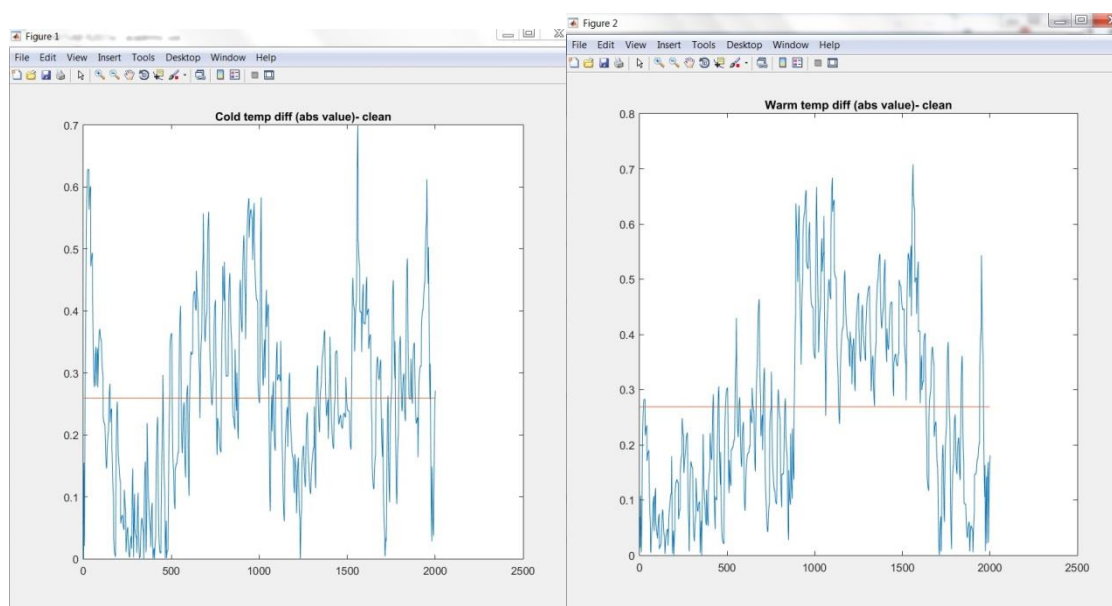
Modellens temperaturer stämde bra överens mot mätdata, där enda kravet är att det kalla massflödet är över 300 kg/s. Därför används i detta avsnitt endast mätdata där det kalla massflödet är över 300 kg/s.

Då växlaren blir smutsig så kommer värmeöverföringen att försämrans. Detta borde vi kunna upptäcka med hjälp av modellen, genom att räkna ut ett medelvärde på hur mycket modellen normalt skiljer sig mot mätdata när den

är ren. Sedan räknas samma medelvärde ut, fast när mätdatan är smutsig. Det vi borde se är att skillnaden mellan modellen och mätdatan är större då växlaren är smutsig. Detta då modellen är optimerad mot en ren växlare, och därför inte tar hänsyn till försämringen av värmeöverföringen som sker då den är smutsig.

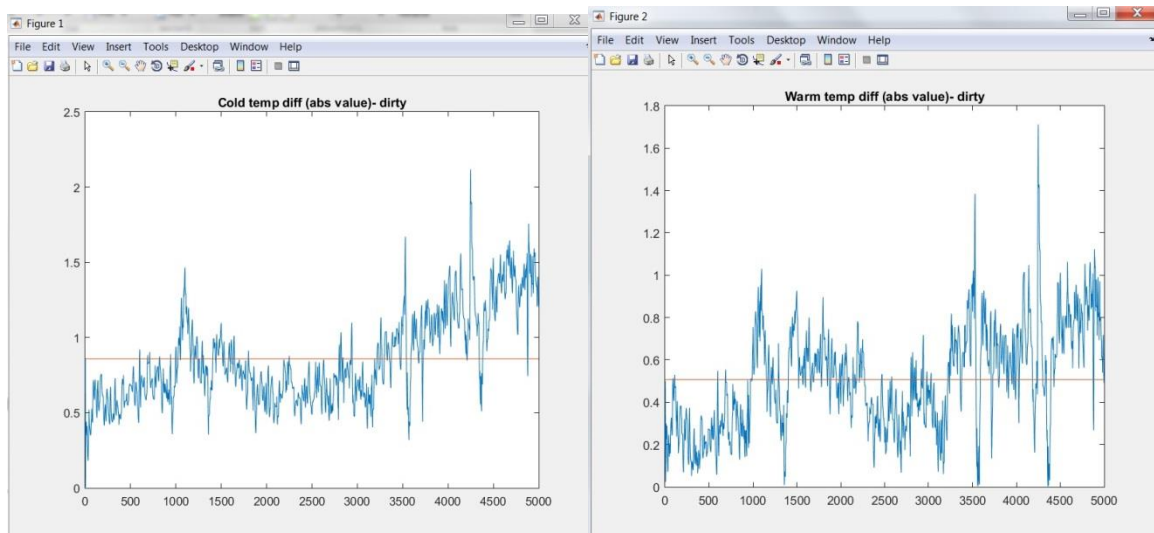
Ett script skrevs för att räkna ut absolutbeloppet av skillnaden i temperatur mellan mätdatan och modellen för varje sampel, se Appendix D. Absolutbeloppet används då vi bara bryr oss om skillnaden och inte om det är plus eller minus. Efter att absolutbeloppet för varje sampel räknats ut räknades medelvärdet ut och ritades in som en rak linje i grafen.

4.2.1 Temperaturdifferens - mätdata 1



Figur 4.7 - Temperaturdifferens ren mätdata 1

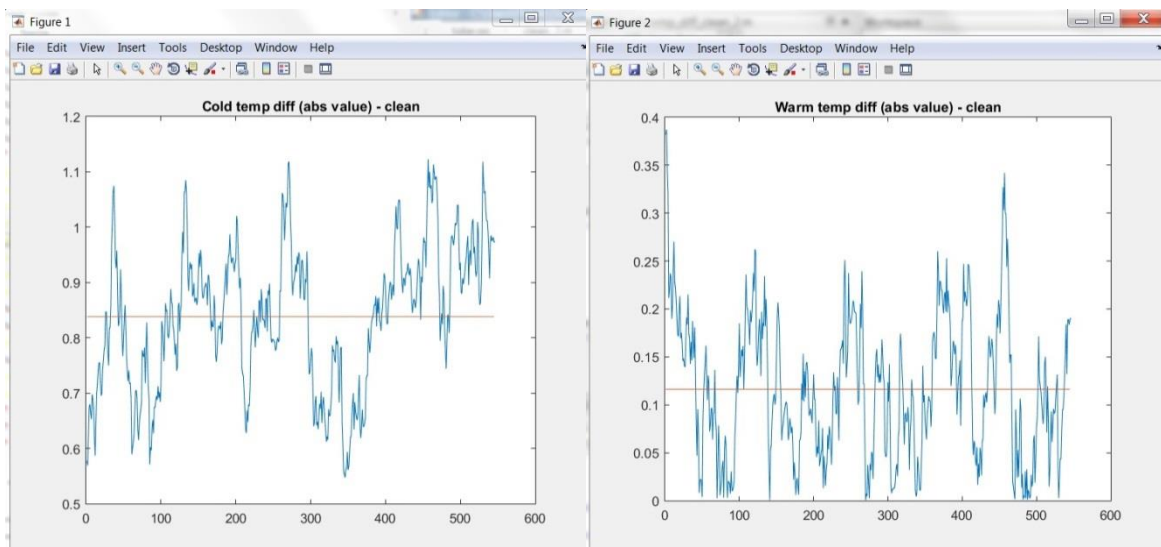
Medelvärdet är 0.27 °C för varma sidan och 0.26 °C för kalla sidan. Den största avvikelsen är 0.7 °C för båda temperaturerna.



Figur 4.8 - Temperaturdifferens smutsig mätdata 1.

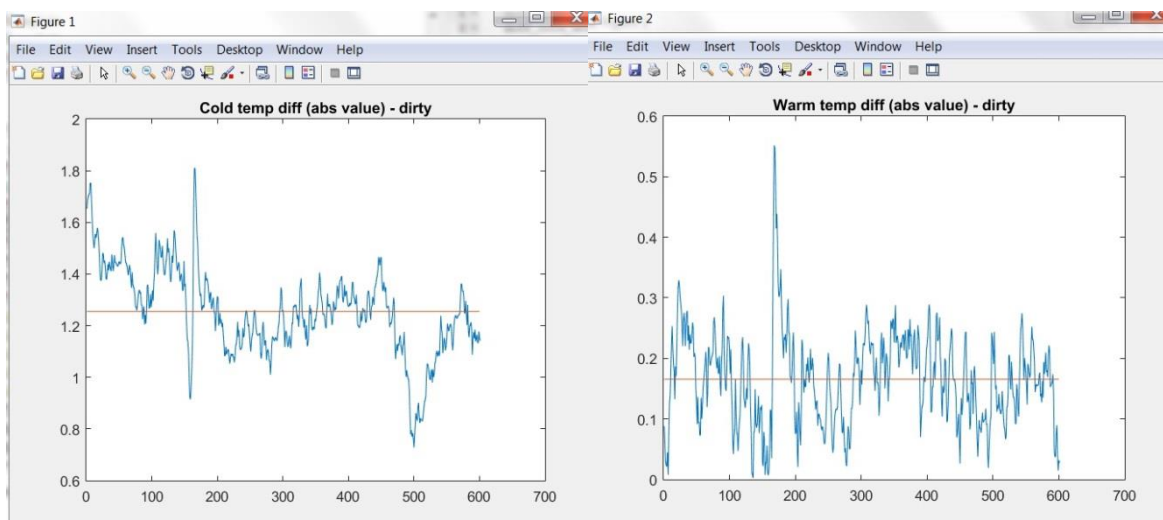
Medelvärde är $0.86\text{ }^{\circ}\text{C}$ för kalla temperaturen med den största avvikelsen på $2.1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Den varma temperaturen har ett medelvärde på $0.51\text{ }^{\circ}\text{C}$ och största avvikelsen på $1.7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4.2.2 Temperaturdifferens - mätdata 2



Figur 4.9 - Temperaturdifferens ren mätdata 2.

Det kalla medelvärde är $0.84\text{ }^{\circ}\text{C}$ med den största avvikelsen på $1.1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Det varma medelvärde är $0.12\text{ }^{\circ}\text{C}$ med den största avvikelsen på $0.39\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Figur 4.10 - Temperaturdifferens smutsig mätdata 2.

Det kalla medelvärdet är 1.26 °C med den största avvikelsen på 1.8 °C. Det varma medelvärdet är 0.17 °C med den största avvikelsen på 0.55 °C.

4.2.3 Temperaturdifferens - sammanställning

Mätdata 1

	Ren växlare	Smutsig växlare	Ökning av temperaturdifferens då smutsig
Varm temp [°C]	0.27	0.51	0.24
Kall temp [°C]	0.26	0.86	0.6

Tabell 2 - Temperaturdifferens mätdata 1.

Mätdata 2

	Ren växlare	Smutsig växlare	Ökning av temperaturdifferens då smutsig
Varm temp [°C]	0.12	0.17	0.05
Kall temp [°C]	0.84	1.26	0.42

Tabell 3 - Temperaturdifferens mätdata 2.

Som förväntat så skiljer sig temperaturen mera då smutsig mätdata används, men skillnaden är väldigt liten. Växlaren kan alltså ha fått en liten försämring av värmeöverföringen. Om det är motiverat att göra rent växlaren för detta är tveksamt. Om vi däremot hade sett en betydlig ökning på ett par grader så hade det varit ett starkt bevis för att det fastnat smuts och behöver rengöras. Helst så skulle man ha använt mer mätdata för ett pålitligare resultat.

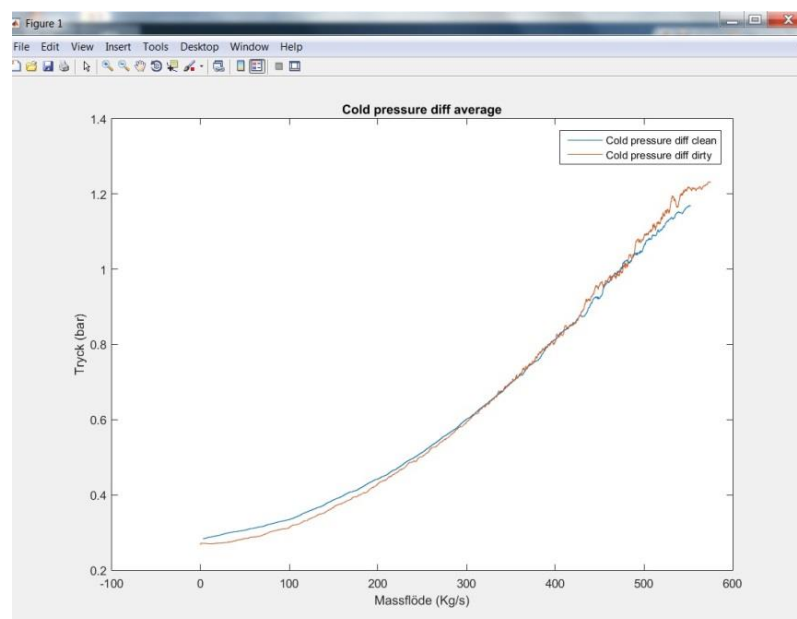
4.3 Analys av tryckskillnad (ur mätdata) för ren och smutsig

Då trycket i vår modell inte stämmer helt överens med mätvärdena utgår vi enbart från mätvärdena i detta kapitel. Då kan vi jämföra mätdata för ren och smutsig, för att försöka hitta en tryckskillnad emellan dessa vid samma massflöde. Detta bygger på ekvation (13), det vill säga att tryckförlusten är större då växlaren är smutsig vid samma massflöde.

Då en del av mätdata innehåller 10 upprepningar av samma värden och en del endast unika blir det problem. Här måste mätdata med 10 upprepningar göras om till endast unika, det görs i Matlab med kommandot `unique(matris,'rows')`. Här har aktuell matris två kolumner, det ena är massflöde och det andra den motsvarande tryckskillnaden. Detta resulterar i att endast de unika raderna blir kvar. Det blir istället för 5000 värden nu endast 496, och nu är det samma format för mätdata 1 och 2.

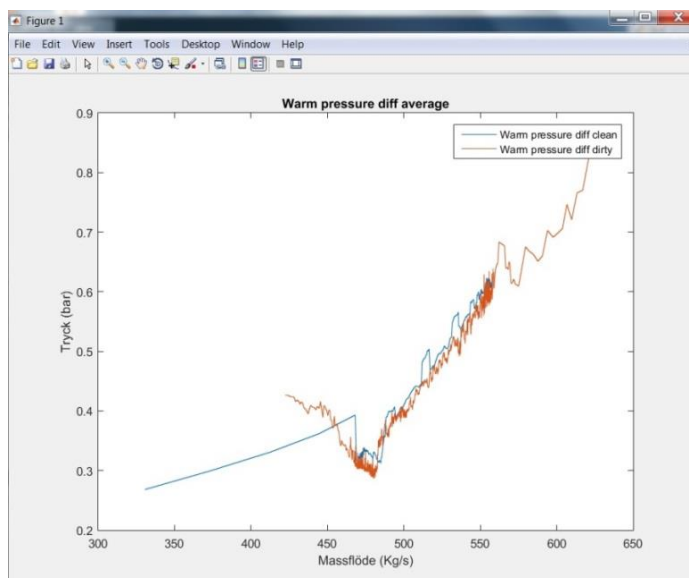
Mätserierna var för sig innehåller inte ett massflöde under alla intervall, därför så lägger vi ihop mätdata 1 och 2. Vi lägger in mätdata i fyra olika matriser, ren kall, smutsig kall, ren varm och smutsig varm.

För att sedan sortera matrisen på massflödet använts kommandot `sortrows(matris)`. Värdena är fortfarande väldigt utspridda och för att släta ut linjen i grafen och få den läslig används ett glidande medelvärde. Det görs med kommandot `tsmovavg(matris,'s',10,1)`. Där `'s'` står för `'simple moving average'`, 10 är fönsterstorleken och 1 är en inställning beroende på hur matrisen är uppbyggd.



Figur 4.11 – Kall tryckdifferens för ren och smutsig

De två linjerna för rent och smutsigt tryck är väldigt nära varandra i figur 4.11 under nästan hela mätområdet. Trycket är lite högre för den smutsiga mätdatan i det övre massflödesområdet. Man kan inte se något tecken överlag på att det skulle vara en förminskning av tvärsnittsarean i kanalerna.



Figur 4.12 – Varm tryckdifferens för ren och smutsig

För figur 4.12 skulle man behövt mer mätdata, då det under vissa intervall är väldigt dåligt med data. Man får lägga fokus på massflödesintervallet mellan 470 och 560 kg/s. Här kan man heller inte se något tecken på att trycket för den smutsiga skulle vara högre.

4.3.1 Sammanfattning

Alla värden är från början ett medelvärde under 10 sekunder. Sedan tar vi ett medelvärde igen, detta kan tänkas ge en någorlunda stor felmarginal. Den varma sidans massflöde varierar i princip mellan två olika lägen. Så här har vi lite mätdata i mellan dessa lägen, vilket ger en dålig graf. Vi har även olika mycket mätdata mellan ren och smutsig som kanske kan påverka. Denna analys kan göras bättre genom att använda sig av mer mätdata.

4.4 Algoritm som fungerar på modellen

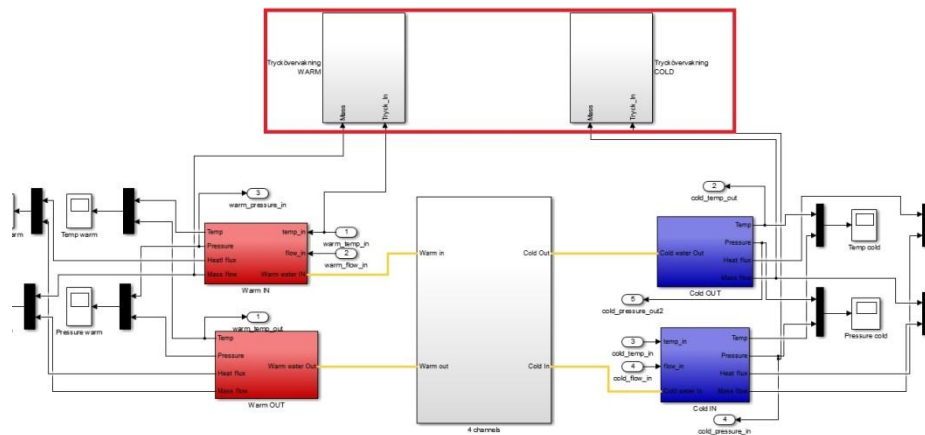
Då vi inte har någon mätdata för en smutsig värmeväxlare blir det svårt att ta fram en algoritm. Detta då vi inte vet hur stor skillnad i tryck algoritmen ska klara att känna av. Vi vet heller inte hur snabbt händelseförloppet sker. Detta bör man veta innan då det påverkar utformning av algoritmen.

Man bör ta någon form av medelvärde då enskilda värden är ganska spridda. Hur många sampel man ska ta medelvärde på är också svårt när man inte vet hur lång tid nedsmutningsförloppet tar.

Vi har inte har fått trycket i modellen att stämma så bra överens med mätvärdena. Men det går att använda sig av modellens tryck för att testa en algoritm. Det som händer är att modellen och verkligheten kommer att ha olika tryckreferenser för en rengjord värmeväxlare.

Om man gör en algoritm som klarar att känna av en tryckökning på säg 10 procent mot modellens rena tryckreferens, så bör algoritmen även känna av detta mot verklighetens tryckreferens. Det är alltså bara referensvärdena som skiljer sig åt.

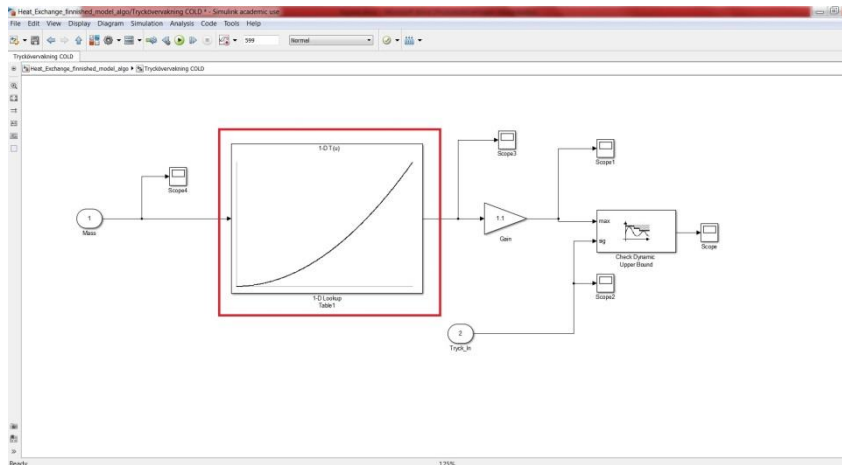
Det lades till en enkel övervakning för att testa om modellen klarar av att simulera smuts, genom en förminskning av tvärsnittsarean av kanalerna, se figur 3.13 nedan.



Figur 4.13 - Översiktsbild med tillagd övervakning

Först gjordes en referenskurva för sambandet mellan trycket in och massflödet. Detta gjordes genom att massflödet successivt ökades upp från 0,1,2... till 600 kg/s, och samtidigt spara undan värdet på trycket. Referenskurvan matades in i en "lookup table" block, se figur 4.14 (där inringat i rött), där x-axeln är massflödet och y-axeln trycket.

Denna övervakning tar alltså in massflödet, och jämför detta med sin tryckreferens för att få ut ett värde för trycket. Sedan multipliceras värdet med 1.1 och går in i "Max" ingången till blocket "Check Dynamic Upper Bound". Detta blir då det högsta tillåtna trycket. Ärvärdet för trycket jämförs med detta maxtryck. Om ärvärdet för trycket överskrider maxtrycket så avslutas simuleringen.



Figur 4.14 – Tryckövervakning av kalla sidan

När vi har denna referenskurva så körs en ny simulering, där vi använder oss av funktionen för att förminska tvärsnittsarean under simulationen.

Det fungerar tillfredställande och kan känna av att tvärsnittsarean har minskat, genom att trycket blivit för stort. Detta behöver dock utvärderas mera. Man måste ta någon form av medelvärde då trycket kan vara väldigt utspjutt för samma massflöde. Detta visar på en möjlig metod för att övervaka nedsmutsningen.

5 Framtida utvecklingsmöjligheter

Det skulle vara bra att få mätdata varje sekund istället för ett medelvärde under 10 sekunder. Då borde det vara lättare att få modellen att stämma överens mot verkligheten bättre. Man skulle kunna skaffa en referenskurva mellan massflödet och trycket för en ren växlare genom att successivt öka massflödet och logga trycket varje sekund. Detta är samma princip som användes för modellen fast använt i verkligheten istället.

Det man bör göra är att låta en värmeväxlare gå längre än 250 timmar. Detta under uppsikt tills man tydligt kan se att den har blivit smutsig. Man ska som tidigare visats kunna se att den har blivit smutsig genom att trycket blir högre. Här räcker Matlab som verktyg där man matar in mätvärdena i grafer liknande avsnittet ”Analys av tryckskillnaden ur mätdata ren och smutsig”. När man tydligt ser att trycket avviker från referensen så kan värmeväxlaren antas vara smutsig.

Det går också att göra som i avsnittet ”Analys av temperaturskillnad mellan ren och smutsig.” Då krävs Simscape och användning av modellen. Här bör man också kunna se att temperaturen avviker tydligt från modellens värden.

När man har data på en smutsig växlare blir det mycket enklare att utforma en algoritm då man vet vad den ska upptäcka. För att göra algoritmen optimal ska man föröka uppskatta kostnaden av energiförlusterna. Detta kan jämföras med kostnaden att göra rent växlaren. Kostnaden för en rengöring är en fast kostnad medan kostnaden för energiförlusterna är rörlig, och blir högre ju längre tid den körs utan att rengöras. Här kanske man kan hitta en skärningspunkt när det är lönsamt att göra rent då energiförlusterna blivit för stora. Då kan man undersöka hur stor tryckskillnad det motsvarar och designa algoritmen därefter.

Modellen kan självklart förbättras så att den stämmer bättre mot verkligheten. Man kan bygga vidare på modellen och lägga till andra delar av anläggningen. Regleringen kan läggas till för att försöka förbättra denna. Mer temperatur- eller energiövervakning kan läggas till för att övervaka mer än bara en tryckskillnad.

6 Slutsats

Målet med arbetet att ta fram en fungerande algoritm för övervakning av nedsmutsningen har inte helt uppfyllts. Att ta fram en fungerande algoritm är svårt då det inte finns data då värmeväxlaren är smutsig att tillgå. För att få detta behövs lite mer arbete och utvärdering göras. Men det har visats med hjälp av ekvationer och modellen att det går att övervaka trycket för att påvisa nedsmutsning.

Två analyser gjordes för att få någon vägledning om man idag rengör växlarna för ofta eller för sällan. Båda analyserna påvisade att det fanns en väldigt liten nedsmutsning. Dock ska helst mer mätdata användas för att få ett mer pålitligt resultat. Men slutsatsen är att man idag förmodligen rengör växlarna för ofta.

Modellen stämde inte helt överens med verkligheten vad gäller trycket. Det kalla massflödet måste vara över 300 kg/s för att modellen ska stämma någorlunda.

Arbetet med detta examensarbete har stundtals varit svårt, då värmeväxlare är ett helt nytt arbetsområde för mig. Där det har krävts ganska djupgående teori för att bygga modellen. Även Simscape där huvuddelen av arbetet skedde var helt nytt för både mig och mina handledare. Detta gjorde tillgången till hjälp begränsad, och därför bestod mycket arbete av ”trial and error”.

Jag har i detta arbete fått erfarenhet av att bygga upp en modell av en process, vilket är bra att kunna. Även bra kunskap om ingenjörswerktygen Matlab,

Simulink och Simscape har erhållits. Detta anser jag vara en väldigt bra merit att kunna. Jag är i slutändan nöjd med mitt examensarbete och min insats.

7 Referenser

Literatur

[1] Simscape User's Guide. (2015). MathWorks

[2] Çengel, Yunus A & Ghajar, Afshin J. (2015) *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and applications*, 5th edition, McGraw-Hill, New York.

[3] Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons Inc, New Jersey, p. 431

[4] Sundén, B. (1998). *Proceedings of the eleventh international heat transfer conference*. Heat transfer, Vol. 6, p. 239 - 241

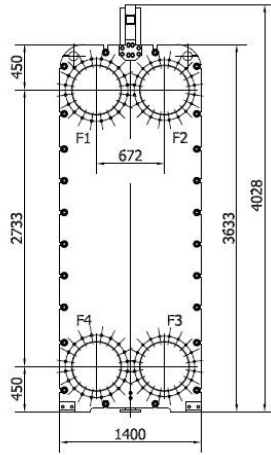
Internet

[5] http://www.engineeringtoolbox.com/hydraulic-equivalent-diameter-d_458.html. Hämtad: 2015-04-14

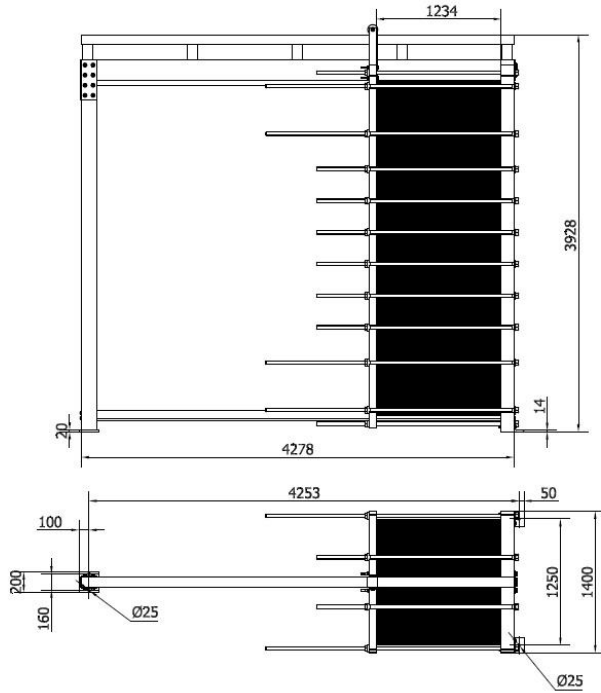
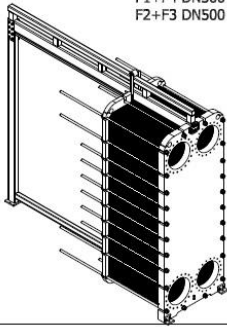
8 Appendix

8.1 Appendix A: Datablad och ritning

PWT-Typ	H600-IS10-329-TKTM75-LIQUID	Warme Seite	Kalte Seite
Volumenstrom	(m ³ /h)	2200,00	2200,00
Eintrittstemperatur	(°C)	35,83	23,00
Austrittstemperatur	(°C)	26,00	32,82
Druckverlust	(bar)	1,51	1,51
Übertragene Wärmemenge	(kW)	25000	
Physikalische Kennwerte:		Wasser	Wasser
Dichte	(kg/m ³)	994,97	995,81
Spezifische Wärme	(kJ/kg*K)	4,18	4,18
Wärmeleitfähigkeit	(W/m*K)	0,62	0,61
Viskosität Produkt	(mPa*s)	0,78	0,83
Viskosität Wand	(mPa*s)	0,83	0,78
Fouling Faktoren	(m ² *K/kW)	0,0075	0,0075
Dimensionierungs Faktor	(%)	14,0	
Eintrittsposition		F3	F1
Austrittsposition		F2	F4
Gestell und Platten Design:			
Plattenschaltung (Pässe*Kanäle)		1 × 164 + 0 × 0	
Plattenschaltung (Pässe*Kanäle)		1 × 164 + 0 × 0	
Plattenzahl		329	
Effektive Fläche	(m ²)	1.013,70	
K-Wert Ausgabe/Rein	(W/m ² *K)	8205 / 9356	
Plattenmaterial		0.5 mm AISI 316 (DIN 1.4401)	
Dichtungsmaterial/Max. Temp.	(°C)	NITRIL HT SONDERLOCK (G) / 150	
Max. Designtemperatur	(°C)	90,00	
Max. Arbeits-/Probedruck	(bar)	8,00 / 10,00 ACC. to PED 97/23/EC Art 3.3	
Max. Mediendifferenzdruck	(bar)		
Gestell Typ / Farbspezifikation		IS No. 6 / Category C2 RAL5010	
Anschlüsse WARME Seite		DN 500 Flange clad with AISI 316 PN6-DIN 2501	
Anschlüsse KALTE Seite		DN 500 Flange clad with AISI 316 PN10-DIN 2501	
Volumen	(liter)	2886	
Gestell-Länge (L)	(mm)	4270 Max. Plattenzahl 595	
Netto Gewicht (leer)	(kg)	12099	
PREIS PRO STCK. EURO		DGRL Code	
LIEFERBEDINGUNGEN			
ZAHLUNGSBEDINGUNGEN			
LIEFERZEIT			
ANGEBOTSGÜLTIGKEIT			
ERSTELLT DURCH			
Zubehör:	EURO	0	



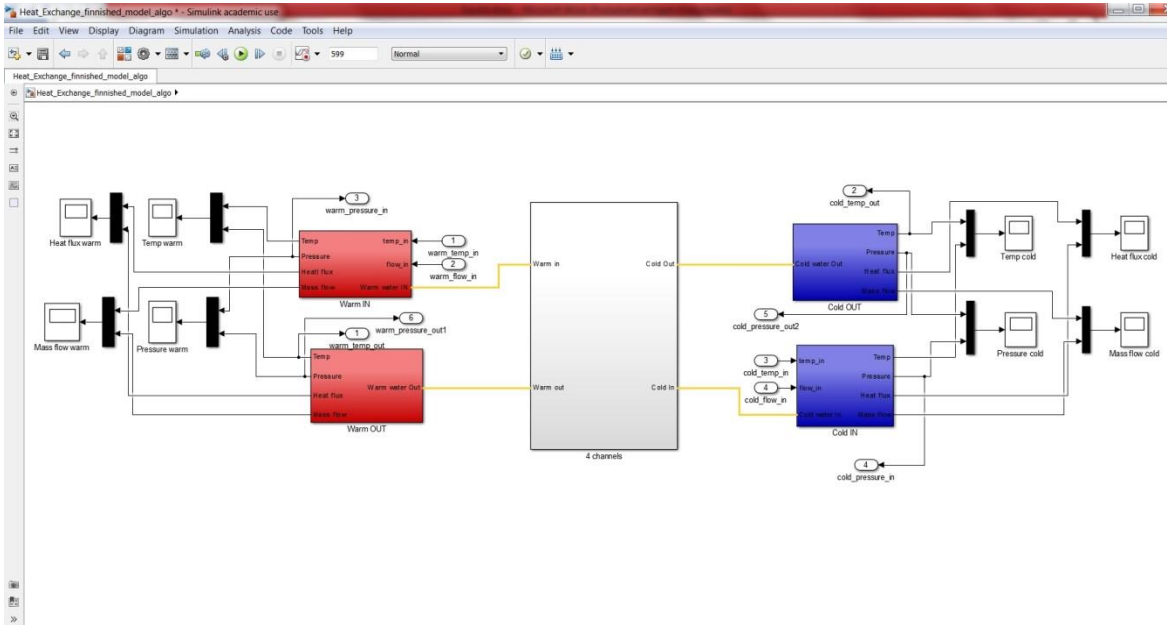
CONNECTIONS:
 F1+F4 DN500 FL. PN10-DIN2501 CLAD. AISI316
 F2+F3 DN500 FL. PN6-DIN2501 CLAD. AISI316



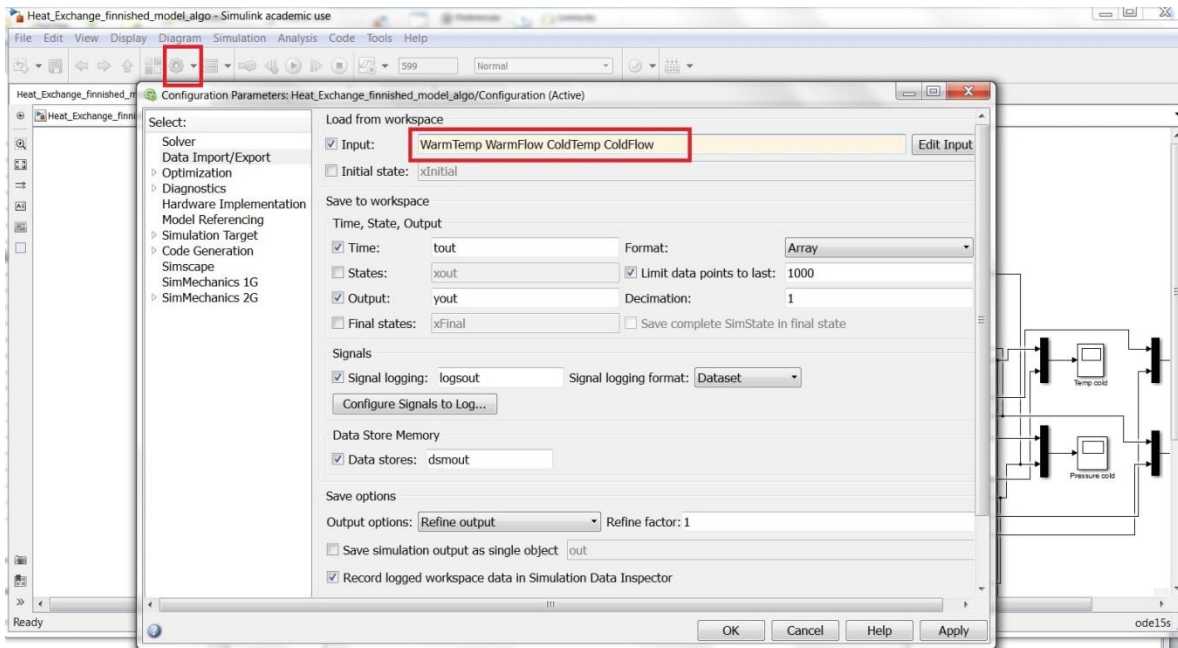
8.2 Appendix B: Parameteroptimering

Här visas hur man gör en parameteroptimering i Simulink tillägget Design Optimization.

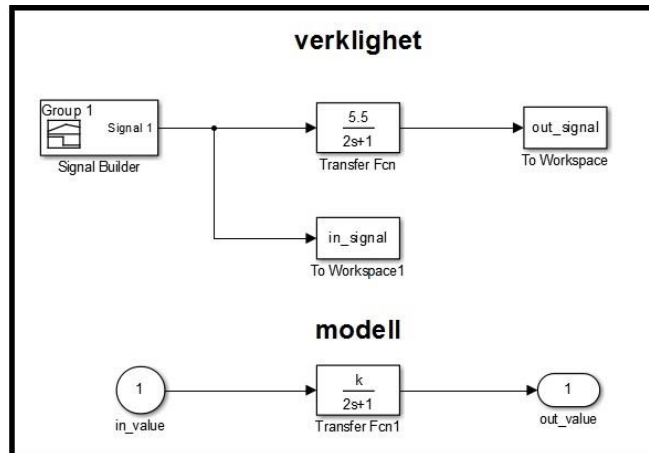
Första steget för att kunna optimera är att lägga till vanliga ”in” och ”ut” block från Simulink biblioteket på dem värdena man vill optimera.



När man har gjort detta så trycker man på ”Model Configuration Parameters” Sedan skriver man in sina variabler i den ordning som står på respektive in-block. Våra in-signaler är WarmTemp, WarmFlow, ColdTemp, och ColdFlow.

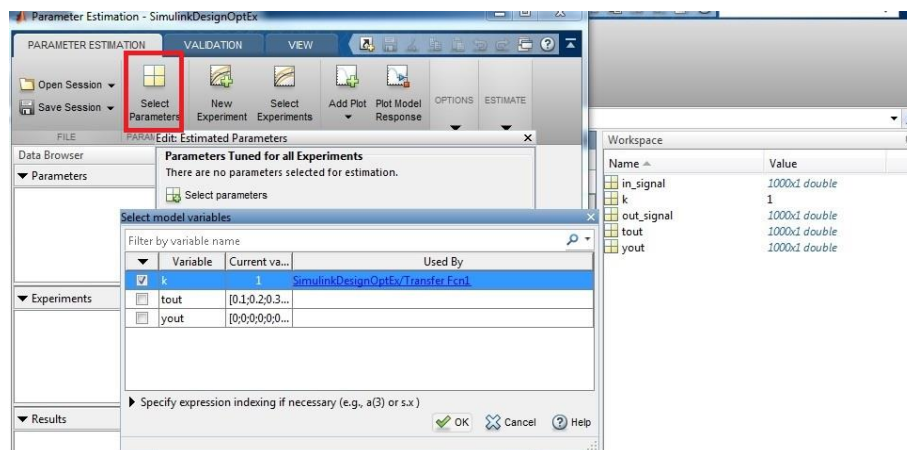


Nedan ges ett exempel i steg för steg på hur man gör en parameteroptimering efter att man har lagt till in-blocken.

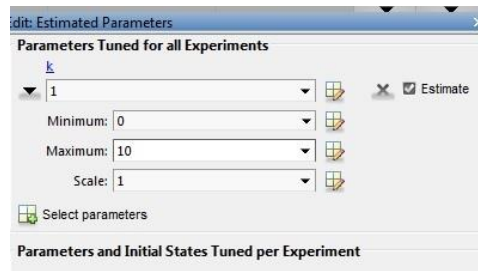


Vi har en signal builder som genererar ett antal pulser (insignaler). Dessa görs om i följande överföringsfunktion: $\frac{5.5}{2s+1}$, och blir då utsignaler. I vår modell har vi samma nämnare i överföringsfunktionen men vi vet inte att täljaren "k" ska vara 5.5. "k" har värdet 1 och vi ska med hjälp av in och utsignalerna försöka uppskatta "k" till värdet 5.5.

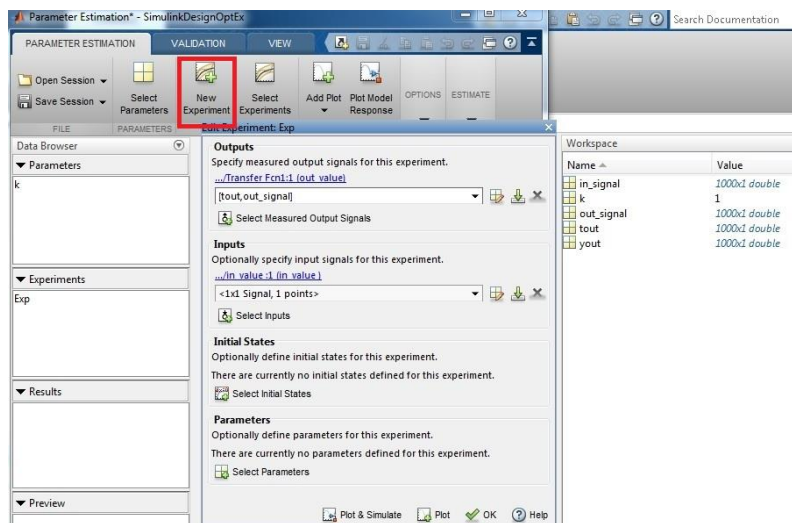
För att öppna Design Optimization trycker man i Simulink menyn på Analysis och sedan på "Parameter Estimation".



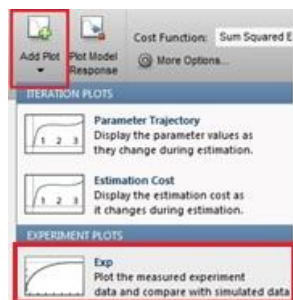
När fönstret har öppnats trycker man på "Select Parameters" och får då upp en lista på variabler som man har i sitt workspace. Där väljs den variabeln man vill uppskatta, vi väljer "k".



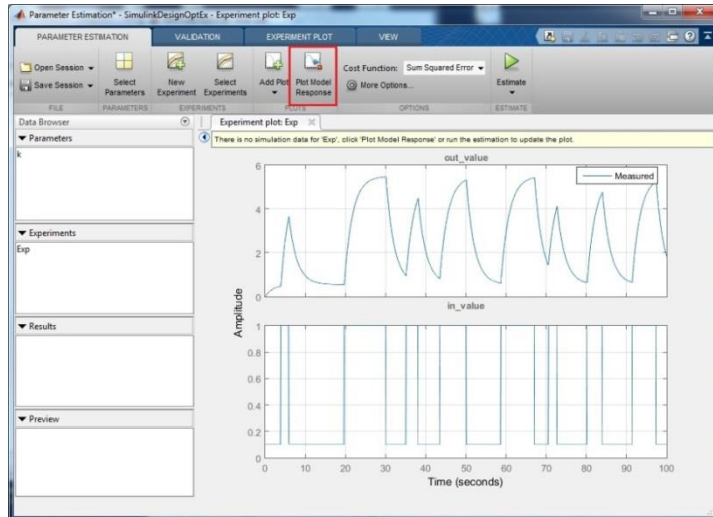
Här anger man vilket minsta och största värde variabeln kan anta. Vi antar ett minsta värde på 0 och ett största värde på 10.



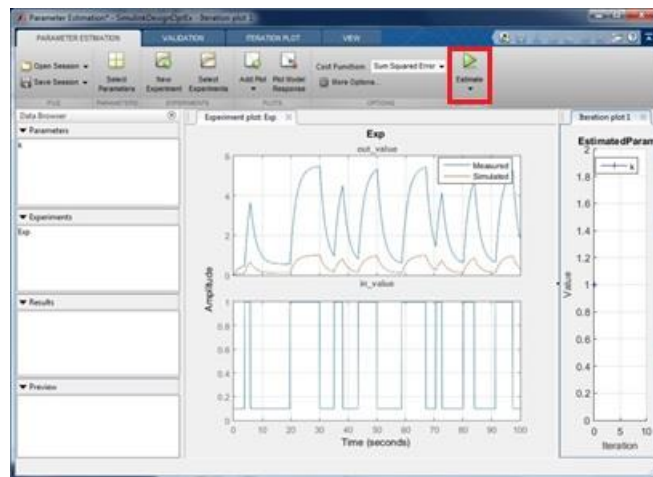
Tryck på "New Experiment" och under "Outputs" skrivs följande "tout, out_signal". Där "tout" är sampeltiden och "out_signal" är utsignalen. Under inputs behövs inget anges, då det gjordes tidigare.



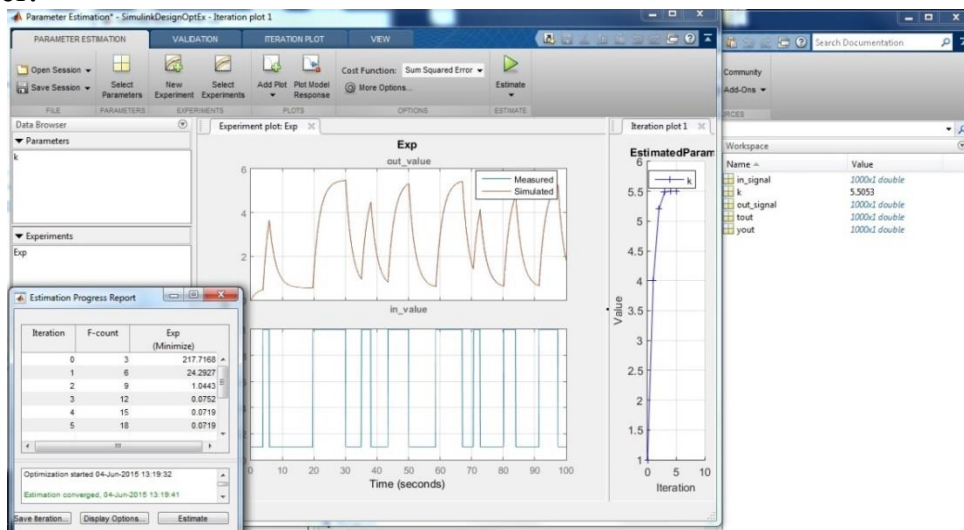
Tryck på "Add Plot" och sedan "Exp" för att rita in- och utsignalen i en graf.



Tryck på ”Plot Model Response”, då startas simulationen och modellens utsignal ritas in i grafen.



Nu har modellens utsignal ritats in i rött i grafen. Slutligen trycker man på ”Estimate”, då körs flera iterationer för att försöka hitta ett värde som stämmer.



Här visas det uppmätta och det simulerade utsignalerna, vilka stämmer väldigt bra överens. Den blåa och röda linjen överlappar varandra nästan perfekt. Värdet på "k" uppskattas till 5.5053 vilket är väldigt nära 5.5.

8.3 Appendix C: Script för grafer

```
% pressure graphs

figure;
subplot(2,2,1);
plot(tid,model_cold_pressure_in,':k',tid,cold_pressure_in_5(1:5000),'k',tid,
model_cold_pressure_out,':r',tid,cold_pressure_out_5(1:5000),'r');
legend({'model cold Pressure in','cold pressure in','model cold pressure
out','cold pressure out'},'FontSize',6);
title('Cold Pressure');
xlabel('Tid (s)');
ylabel('Tryck (bar)');

subplot(2,2,3);
plot(tid,ColdFlow(1:5000,2));
title('Cold Massflow');
xlabel('Tid (s)');
ylabel('Massflöde (Kg/s)');

subplot(2,2,2);
plot(tid,model_warm_pressure_in,':k',tid,warm_pressure_in_5(1:5000),'k',tid,
model_warm_pressure_out,':r',tid,warm_pressure_out_5(1:5000),'r');
legend({'model warm Pressure in','warm pressure in','model warm pressure
out','warm pressure out'},'FontSize',6);
title('Warm Pressure');
xlabel('Tid (s)');
ylabel('Tryck (bar)');

subplot(2,2,4);
plot(tid,WarmFlow(1:5000,2));
title('Warm Massflow');
xlabel('Tid (s)');
ylabel('Massflöde (Kg/s)');

% temp graph

figure;
subplot(2,2,1);
plot(tid,model_cold_temp_out,':b',tid,cold_temp_out_5(1:5000),'b');
legend({'model cold temp out','cold temp out'},'FontSize',6);
title('Cold Temperature');
xlabel('Tid (s)');
ylabel('Temperatur (Kelvin)');

subplot(2,2,3);
plot(tid,ColdFlow(1:5000,2));
title('Cold Massflow');
```

```

xlabel('Tid (s)');
ylabel('Massflöde (Kg/s)');

subplot(2,2,2);
plot(tid,model_warm_temp_out,':r',tid,warm_temp_out_5(1:5000),'r');
legend({'model_warm_temp_out','warm_temp_out'},'FontSize',6);
title('Warm Temperatur');
xlabel('Tid (s)');
ylabel('Temperatur (Kelvin)');

subplot(2,2,4);
plot(tid,WarmFlow(1:5000,2));
title('Warm Massflow');
xlabel('Tid (s)');
ylabel('Massflöde (Kg/s)');

```

8.4 Appendix D: Script för temperaturdifferens

```

diff_cold = model_cold_temp_out - cold_temp_out_51_3;
diff_cold_abs = abs(diff_cold);
diff_cold_mean = mean(diff_cold_abs);

diff_warm = model_warm_temp_out - warm_temp_out_51_3;
diff_warm_abs = abs(diff_warm);
diff_warm_mean = mean(diff_warm_abs);

figure;
plot(diff_cold_abs);
hold on
plot([1 2000],[diff_cold_mean diff_cold_mean]);
title('Cold temp diff (abs value)- clean');

figure;

plot(diff_warm_abs);
hold on
plot([1 2000],[diff_warm_mean diff_warm_mean]);
title('Warm temp diff (abs value)- clean');

```