

Produktionsoptimering av Örtoftaverket med hjälp av en termodynamisk beräknings- modell

av

Daniel Öhlund

Rapportnummer: ISRN LUTMDN/TMHP-15/5359

Avdelningen för kraftverksteknik

Institutionen för energivetenskaper

Lund University

December 2015

Handledare: **Marcus Thern**

Biträdande handledare: **Patrik Schneider**

Examinator: **Magnus Genrup**

Postadress
Institutionen för
Energivetenskaper
P.O. Box 118
SE-221 00 Lund
Sweden

Besöksadress
Ole Römers väg 1, M-huset

Telefon
046-222 92 80

Tackord

Jag vill inleda med ett stort tack till min handledare Marcus Thern, LTH för alla de timmar han ställt upp och hjälpt till. Jag vill även tacka Magnus Genrup, LTH och min handledare på Kraft-
ringen Patrik Schneider.

Abstract

The Master thesis has been carried out in order to answer a number of questions from the energy company Krafringen, regarding production optimization in their combined heating and power plant, Örtoftaverket. Two of the questions Krafringen wanted analyzed were (1) which admission data (pressure and temperature for steam leaving the boiler) is optimal in order to maximize the electric power output for a given mass flow of steam? (2) How much gain in electric power output can be expected when closing the pipes/drains to the high pressure preheaters?

With the aim of getting these questions answered a thermodynamic calculation model was made using Microsoft Excel. The model is based on energy balances for heat exchangers, steam turbine and efficiency calculations for steam turbine.

The results from the tests performed with the model indicate that changed admission data generates a higher electric power output for some steam flows. For a steam flow of 30 kg/s a gain by 120 kW in electric power output is received when changing the admission data from 540 °C and 110 bar to 540 °C and 90 bar.

When closing the pipes/drains to the high pressure preheaters a gain in electric power output could be seen for all steam flows. The gain was in the range of 3.5 to about 4 percent.

The gain in electric power output received when decreasing the admission pressure is due to less throttling losses in the control valves at the turbine inlet.

The reason for the increase in electric power output when the pipes/drains to the high pressure preheaters are closed is simply the fact that more mass flow of steam passes through the turbine.

Sammanfattning

Examensarbetet har utförts för att besvara ett antal frågeställningar från Krafringen angående produktionsoptimeringen för deras kraftvärmeverk, Örtoftaverket. Två av frågorna som krafringen ville få svar på var (1) vilken admissionsdata (tryck och temperatur på ångan ut från pannan) är optimal för att få ut maximal eleffekt för ett givet ångflöde? (2) Vilken eleffektökning fås vid stängning av avtappningarna till högtrycksförvärmarna?

För att kunna besvara dessa frågor byggdes en termodynamisk beräkningsmodell i Microsoft Excel. Modellen bygger på energibalanser för värmeväxlare, ångturbin och verkningsgradsberäkningar för ångturbin.

Resultatet av testerna med modellen visar på att ändrade admissionsdata ger en högre effekt för vissa ångflöden. För ångflödet 30 kg/s fås en eleffektökning på 120 kW om admissionsdatan ändras från 540 °C och 110 bar till 540 °C och 90 bar.

Vid stängning av avtappningarna till högtrycksförvärmarna ökade eleffekten för samtliga ångflöden. Ökningen blev 3,5 - 4 procent.

Varför eleffekten ökar när admissionstrycket sänks beror på minskade strypförluster i reglerventilerna vid turbininloppet.

Anledningen till att eleffekten ökar när avtappningarna till högtrycksförvärmarna stängs är att mer massflöde strömmar genom turbinen.

Innehållsförteckning

1	Inledning.....	1
1.1	Syfte.....	1
2	Ångcykel.....	2
2.1	Beskrivning av Örtoftaverket.....	3
3	Designberäkningarna av Örtofta.....	5
3.1	Beräkning av ångturbinen	6
4	Off-design beräkningar av ångcykeln	19
5	Intrimning och verifiering av modellen.....	21
5.2	Korrigerigering av modellen.....	Fel! Bokmärket är inte definierat.
6	Beskrivning av problemlösaren.....	25
7	Resultat.....	27
8	Diskussion	34
9	Slutsats.....	35

1 Nomenklatur

\dot{W}	effekt [kW]
\dot{Q}	effekt [kW]
\dot{m}	massflöde [kg/s]
h	entalpi [kJ/kg]
s	entropi [kJ/(kgK)]
x	ånghalt [-]
v	volymitet [m ³ /kg]
p	tryck [Pa]
T	temperatur [°C]

2 Inledning

2.1 Bakgrund Örtoftaverket

Örtoftaverket är ett bibränsleeldat kraftvärmeverk vilket stod klart år 2014. Det byggdes för att bidra till Sveriges klimatmål, men framförallt för att effektivisera fjärrvärmeproduktionen för Krafringen och säkra framtiden för fjärrvärme i Skåne. [1]

Örtoftaverket har en installerad effekt på 72 MW värme och 38 MW el. Det producerar årligen ca 500 GWh värme och 220 GWh el, vilket täcker hälften av fjärrvärmebehovet för Lund, Lomma och Eslöv samt elbehovet för hela Eslöv. För detta krävs ca 310 000 ton bränsle i form av skogsbränsle, returträ och torv vilket förbränns i en CFB-panna. [1]

Krafringen ville få svar på ett antal frågeställningar angående produktionsoptimeringen i Örtoftaverket. Det är detta som ligger till grund att detta arbete har utförts.

2.2 Syfte

Krafringen ville med denna rapport få ett antal frågeställningar utredda. Syftet med detta examensarbete är därför följande:

- Att kunna optimera framledningstemperatur (fjärrvärme) vid ett givet ångflöde med syfte att nå högsta möjliga elutbyte (generatoreffekt).
- Optimera admissionsdata för att uppnå högsta elutbyte vid ett givet ångflöde. Begränsningar 90-110 bar, samt 430-540 °C
- Kunna simulera stängning av högttrycksförvärmare för att analysera effekttökningen.

2.3 Metod

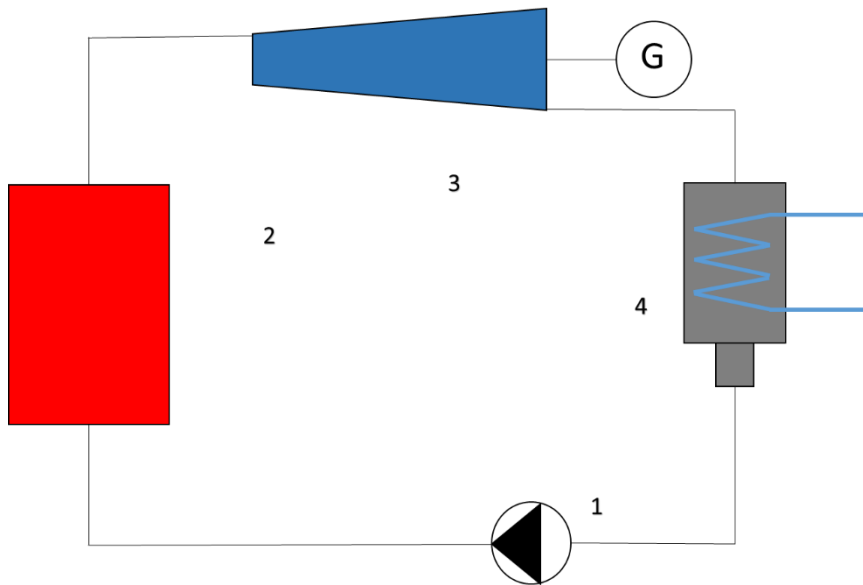
För att kunna uppnå syftet med detta examensarbete har en termodynamisk beräkningsmodell över Örtoftaverkets ångcykel byggts i Microsoft Excel(2013). Anledningen till att Microsoft Excel valdes för att bygga upp modellen är att det är ett kraftigt beräkningsverktyg och att det är ett vanligt förekommande datorprogram på många företag, däribland Krafringen. Modellen är gjord för att kunna köras i Örtoftaverkets vanligast förekommande lastfall.

För att få en förståelse av modellens uppbyggnad behövs en genomgång av teorin kring komponenterna som finns i verket. De huvudsakliga komponenterna som finns med i modellen är: panna, ångturbin, pumpar, ventiler, värmeväxlare och kondensorer.

2.4 Begränsningar

Modellen kan inte simulera vad som händer under tiden då den körs. Den visar alltså resultatet efteråt, men inte hur olika data varierar med tiden.

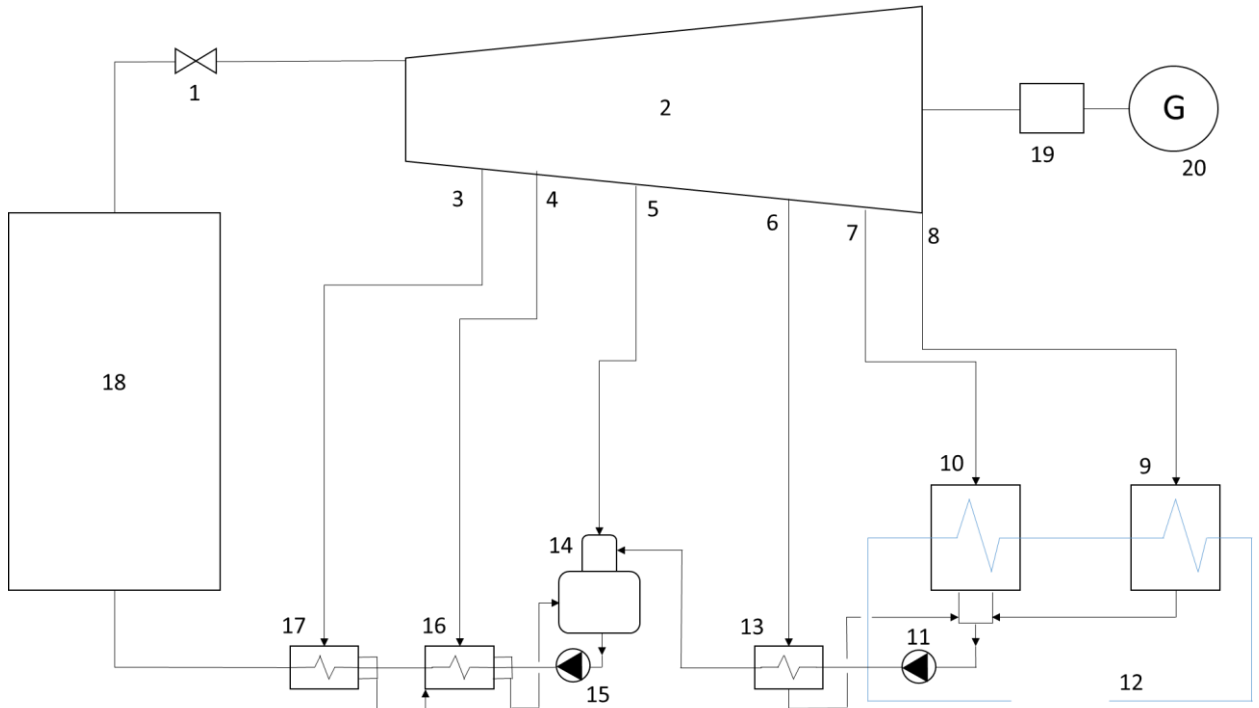
3 Ångcykel



Figur 1. En enkel ångcykel. (1) pump. (2) panna. (3) turbin. (4) kondensator

Figur 1 visar en bild över en enkel ångcykel, även kallad Rankine cykel [2]. Vatten kommer in i pumpen, som mättad vätska, varefter pumpen höjer trycket på vattnet upp till pannans arbetstryck. Väl i pannan leds vattnet i rör längs med pannväggarna och förångas med hjälp av förbränningen som sker inne i pannan. Ångan är nu överhettad och leds in i turbinen. Här sker en isentrop expansion varigenom ångans tryck och temperatur sjunker. Ångan leds genom en kondensator där en kylkrets kondenserar ångan tillbaka till vatten.

3.1 Beskrivning av Örtoftaverket



Figur 2. (1) snabbstängningsventil. (2) ångturbin. (3) avtappning 1. (4) avtappning 2. (5) avtappning 3. (6) avtappning 4. (7) avtappning 5. (8) turbinutlopp. (9) fjärrvärmekondensator 1. (10) fjärrvärmekondensator 2. (11) kondensatpump. (12) fjärrvärmenät. (13) lågtrycksförvärmare. (14) matarvattentank. (15) matarvattententpump. (16) högtrycksförvärmare 1. (17) högtrycksförvärmare 2. (18) Panna. (19) växellåda. (20) Generator.

Figur 2 är en förenklad bild av Örtoftaverkets ångcykel. Skillnaden mellan denna och den enkla ångcykeln som beskrivits tidigare är att Örtoftaverkets ångcykel innehåller ett antal avtappningar, en matarvattentank, några förvärmare och en till kondensator.

Ut från pannan strömmar huvudångflödet till snabbstängningsventilen (1). Från denna strömmar ångan sedan vidare in till turbinen (2). Ångans energi omvandlas i turbinen, genom en expansionsprocess, till mekaniskt arbete vilket i sin tur via en växel (19) driver generatoren (20). Från turbinen finns ett antal avtappningar, punkterna (3) till (7) i figur 2, där delar av ångan strömmar ner till en förvärmarkedja.

Ångan som transporteras i avtappning 5, punkt (7), och ångan som kommer ut ur bakänden på turbinen, punkt (8), kondenseras i de två fjärrvärmekondensatorerna (9) och (10). Detta görs med hjälp av fjärrvärmevattnet (12) som, i denna process, värms upp och sedan skickas ut till fjärrvärmekunderna i Lund, Eslöv och Lomma. Örtoftaverket är således ett kraftvärmeverk, vilket betyder att det produceras både el och fjärrvärme. Efter fjärrvärmekondensatorerna är vattnet mättat, det ligger alltså på gränsen till att börja förångas. I punkten (11) trycksätts vattnet med hjälp av en matarvattenpump. Sedan strömmar vattnet vidare till lågtrycksförvärmaren (13) där vattnet värms upp med hjälp av avtappad ånga från turbinen. Efter lågtrycksförvärmaren leds vattnet vidare till matarvattentanken (14). Här blandas vattnet med ånga från avtappning 3, (5), och kondensat från de två högtrycksförvärmarna. Vidare höjs trycket på vattnet i matarvattenpumpen (15) för att sedan skickas till högtrycksförvärmare 1, (16), där temperaturen på vattnet höjs ytterligare med hjälp av avtappad ånga från turbinen och kondensat från högtrycksförvärmare 2. Vattnet värms upp ytterligare i högtrycksförvärmare 2 (17) med ånga från den första avtappningen. Till sist kommer vattnet in i pannan (18) där det leds i rör som värms upp, med hjälp av förbränningen som sker inne i pannan, till den grad att vattnet förångas. När ångan sedan strömmar ut från pannan är den tillbaka i punkten (1) och cykeln är nu sluten.

Lågtrycksförvärmaren, matarvattentanken, högtrycksförvärmare 1 och högtrycksförvärmare 2 bildar tillsammans det som kallas för förvärmkedjan. Anledningen till att ha en sådan är att det höjer medeltemperaturen på hela cykeln vilket i sin tur bidrar till att cykelverkningsgraden ökar [2].

3.1.1 Ångturbinen

Ångturbinen i Örtoftaverket är en Skoda Power MTD 30 BE [3]. Detta är en axialturbin av mottryckstyp, vilken består av 18 steg. Ett steg består av en stator och en rotor. Statorn är den del som är fäst i turbinhuset och är inte i rörelse. Rotorn är den del som är fäst i turbinaxeln och roterar därför med denna. Medelradien på det första och sista steget är 362,9 mm respektive 478,1 mm. Första steget i turbinen kallas för ett reglersteg, vilket är utrustat med 4 stycken pådragsbågar. Till varje pådragsbåge finns en reglerventil som styr inflödet av ånga till turbinen.

4 Designberäkningarna av Örtofta

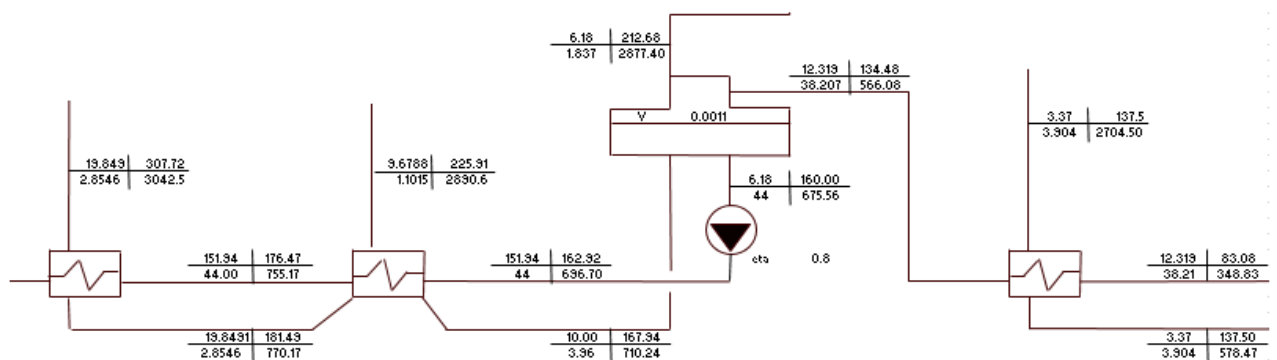
4.1.1 Utgångsdata för beräkningarna

Till en början studerades en energibalans från turbintillverkaren Skoda. Denna var utformad så att ångflödet in till turbinen var 44 kg/s. Detta benämns designfallet, vilket betyder att turbinen har som högst verkningsgrad när den körs på detta sätt. För andra ångflöden, högre eller lägre än 44 kg/s, körs turbinen i off-design. För att utföra beräkningar i cykeln byggdes två modeller; en design modell och en off-designmodell.

I designfallet gjordes energibalanser kring komponenterna i förvärmarkedjan för att bestämma massflöden i de olika avtappningarna. För dessa beräkningar var temperaturfördelningen i förvärmarkedjan känd från Skodas energibalans.

Energibalansen användes även till att räkna ut verkningsgraden i de olika turbindelarna. Detta kunde enkelt göras då entalpin i varje avtappning och entalpin före och efter turbinen också framgick av Skodas energibalans.

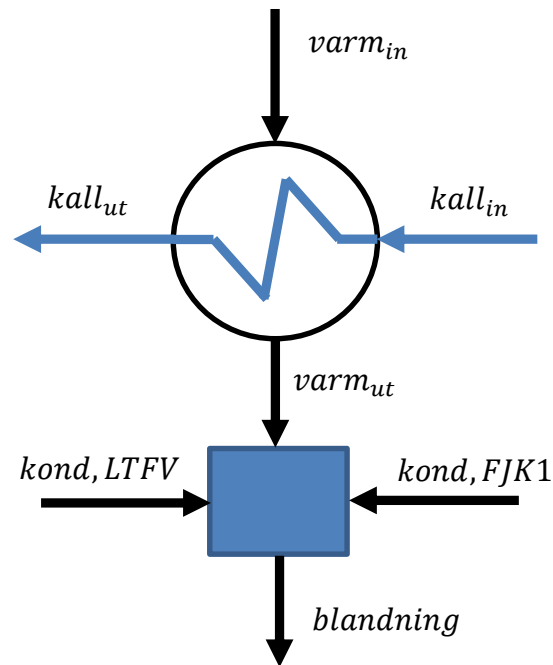
Vidare räknades turbinkonstanter fram för varje delturbin. I dessa beräkningar var trycket före och efter varje delturbin känt. Admissionsdatan var: ($p/t=112 \text{ bar}/540 \text{ }^\circ\text{C}$). Admissionsdata avser tryck och temperatur på ångflödet ut ur pannan, se figur 2 mellan punkt (18) och punkt (1).



Figur 3. Örtoftaverkets förvärmarkedja i designfallet. I korsen i bilden är tryck i första kvadranten, temperatur i andra kvadranten, massflöde i tredje kvadranten och entalpi i fjärde kvadranten.

För beräkningarna rörande kondensornas användes LMTD-metoden [3], vilken kommer beskrivas närmare i avsnitt 3.2.11. För att kunna använda denna metod behövs ett varmt och ett kallt flöde in i kondensorn och ett varmt och ett kallt flöde ut ur kondensorn. Fjärrvärmekondensator 2 har utöver nämnda flöden ovan två extra flöden som strömmar in, kondensat från fjärrvärmekondensator 1 och kondensat från lågtryckförvärmaren, se figur 2. För att fortfarande kunna använda

LMTD-metoden har därför kondensorn i modellen som ska representera fjärrvärmekondensator 2 byggts om. Istället för att kondensatet från fjärrvärmekondensator 1 och kondensatet från lågtrycksförvärmaren går direkt in i fjärrvärmekondensator 2 blandas dessa två flöden med kondensatet från fjärrvärmekondensator 2, se figur 4.



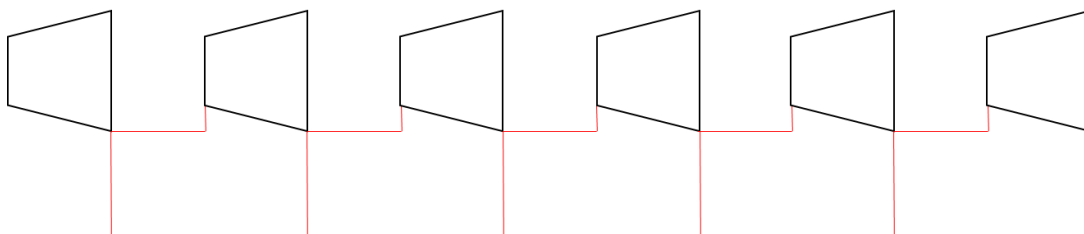
Figur 4. Bild på hur flödena blandas i modellen.

4.2 Beräkning av ångturbinen

Ångturbinen består enligt tidigare av ett reglersteg med efterföljande turbin. För att göra turbinberäkningarna har turbinen delats upp i två delar: reglersteget och resten av turbinen.

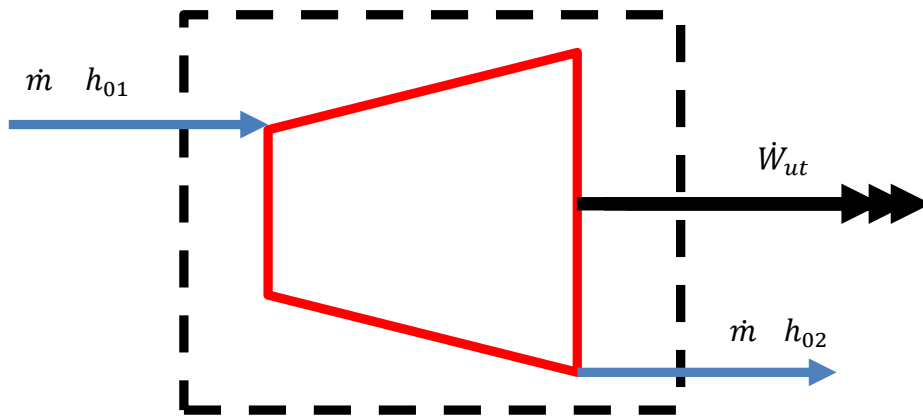
4.2.1 Ångturbin utan reglersteg

Som framgår i figur 2 finns ett antal avtappningar ner till förvärmarkedjan. För att kunna göra smidiga beräkningar med avseende på verkningsgrad och flöden kan turbinen delats upp i delturbiner, där varje delturbin betraktas som en egen turbin.



Figur 5. Bild på hur turbinen delas upp i modellen

För att räkna ut hur mycket arbete turbinen producerar kan en energibalans ställas upp för varje turbindel. Med fördel ritas en kontrollvolym upp över varje turbindel där det framgår vad som passerar kontrollvolymens gränser, se figur 6.



Figur 6. Kontrollvolym över en delturbin

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{ut} + \dot{W}_{in} - \dot{W}_{ut} + \sum (\dot{m}\theta)_{ut} - \sum (\dot{m}\theta)_{in} = \Delta\dot{E}_{sys} \quad (1)$$

Då inget arbete tillförs kontrollvolymen gäller: $\dot{W}_{in} = 0$

Värme varken tillförs eller bortförs från systemet, vilket medför att: $\dot{Q}_{in} = 0$, $\dot{Q}_{ut} = 0$

Ingen förändring av energin i systemet med avseende på tiden ger att: $\Delta\dot{E}_{sys} = 0$

$\theta = h + ke + pe$, där h = statisk energi, ke = kinetisk energi och pe = potentiell energi

Då inga höjdändringar förekommer sätts $pe = 0$.

Totalentalpin $h_0 = h + ke$.

Insättning i ekvation (1) ger nu:

$$\dot{m} \cdot h_{01} - \dot{m} \cdot h_{02} - \dot{W}_{ut} = 0 \quad (2)$$

Löses \dot{W}_{ut} ut ur ekvation (2) fås turbineffekten för en delturbin:

$$\dot{W}_{ut} = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \quad (3)$$

För att få den totala eleffekten summeras sedan turbineffekten för varje delturbin och multipliceras med växelns verkningsgrad och generatorns verkningsgrad. Dessa har antagits vara 0,99 och 0,97.

4.2.2 Verkningsgrad

Verkningsgraden är ett mått på hur bra turbinen omvandlar energin i ångan. För verkningsgradsberäkningar i turbiner används isentropverkningsgrad. Den beskriver hur effektiv expansionen genom turbinen är jämfört med om expansionen hade skett helt isentrop (det vill säga att skillnaden mellan entropi in i och ut ur turbinen är lika med noll).

Turbinverkningsgraden η kan beräknas enligt följande:

$$\eta = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{02s}} \quad (4)$$

I ekvation (4) är h_{01} entalpin som fås vid trycket p_{01} och temperaturen T_{01} . h_{02} är entalpin som fås vid trycket p_{02} och temperaturen T_{02} . h_{02s} är entalpin som erhålls om expansionen sker isentrop. [2]

4.2.3 Reglersteg

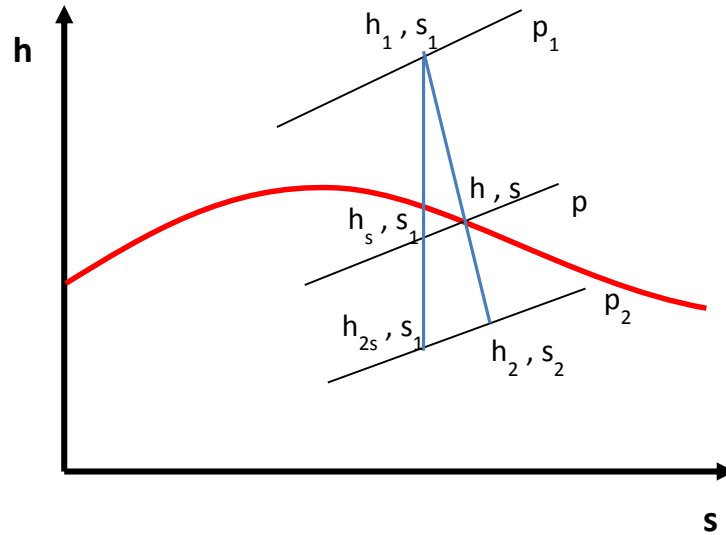
Det första steget i turbinen är ett så kallat reglersteg med fyra stycken pådragsbågar. Till varje pådragsbåge finns en reglerventil vilken styr inflödet av ånga till turbinen. Även för reglersteget har ekvation (4) använts för beräkning av verkningsgrad. Reglersteget har i modellen utformats som fyra parallella delturbiner, där varje delturbin har ett individuellt styrt flöde. Hur stort flödet är i respektive delturbin beror på ångflödet ut ur pannan. Vid höga ångflöden ut ur pannan måste flera ventiler vara öppna än vid lägre flöden. Ventilerna styrs en i taget, det vill säga att inte förrän en ventil har öppnats eller stängts helt börjar nästa öppna eller stängas.

4.2.4 Våt verkningsgrad

Under expansionen bildas små vattendroppar i ångan vilka har en inbromsande effekt på flödet. Som ett resultat av detta fås en försämrad verkningsgrad. Detta sker efter att mätnadslinjen har passerats, eftersom det är först då som vatten börjar förekomma i vätskefas i flödet. För att kompensera för detta införs en annan verkningsgrad när mätnadslinjen passerar. Denna kallas för våt verkningsgrad och fås enligt ekvation (5) nedan.

$$\eta_{våt} = \eta_{torr} \cdot \left(\frac{x_i + x_j}{2} \right) \quad (5)$$

α är en konstant mellan 0,5 och 1. x_i är ånghalten före turbinen och x_j är ånghalten efter turbinen[4]. För att veta när denna verkningsgrad ska användas i modellen måste brytningspunkten på mättnadslinjen itereras fram.



Figur 7. *h-s diagram för beräkning av brytpunkt på mättnadslinjen*

Från figur 7 kan en ekvation tas fram för att beräkna vid vilket tryck mättnadslinjen bryts. Likformiga trianglar medför:

$$\frac{h_2 - h_1}{s_2 - s_1} = \frac{h - h_1}{s - s_1} \quad (6)$$

Entalpin h löses ut ur (6):

$$h = \frac{s - s_1}{s_2 - s_1} \cdot (h_2 - h_1) + h_1 \quad (7)$$

I ekvation (7) varieras entropin, s , för att ge en ny entalpi, h . I modellen sattes först entropin enligt ekvation (8):

$$s = s_1 + \frac{s_2 - s_1}{5} \quad (8)$$

Nämnummern i andra termen i ekvation (8) är godtyckligt vald.

Med entropin beräknad fås en ny entalpi, h , genom att sätta in entropin i ekvation (7). När den nya entalpin erhållits kan tryck p och ånghalt x tas fram med hjälp av XSteam i Excel. Om ånghalten $x = 1$ får en ny entropi tas fram:

$$s_{ny} = s + \frac{s_2 - s_1}{5} \quad (9)$$

Den nya entropin sätts in i ekvation (7). Denna process upprepas till det att ånghalten $x \neq 1$, det vill säga tills mättnadslinjen har brutits. När detta sker kan processen göras om fast med ett mindre Δs . Alltså istället för att använda ekvation (9) kan nu ekvation (10) användas.

$$s = s_1 + \frac{s_2 - s_1}{25} \quad (10)$$

I ekvation (10) har en större nämnare valts i den andra termen för att få ett mindre Δs . Denna valdes godtyckligt till 25. Detta gör att förflyttningen på expansionslinjen sker i mindre steg vilket i sin tur gör att när mättnadslinjen passeras blir ånghalten x närmre 1. Om steget görs tillräckligt litet kan skärningen fås fram med bra träffsäkerhet.

För att kunna veta vad den våta verkningsgraden ska bli behövs kännedom om fukthalt före och efter turbindelen. Eftersom fukthalten och den våta verkningsgraden är beroende av varandra måste den våta verkningsgraden tas fram genom en iterationsprocess. Det går till på följande vis:

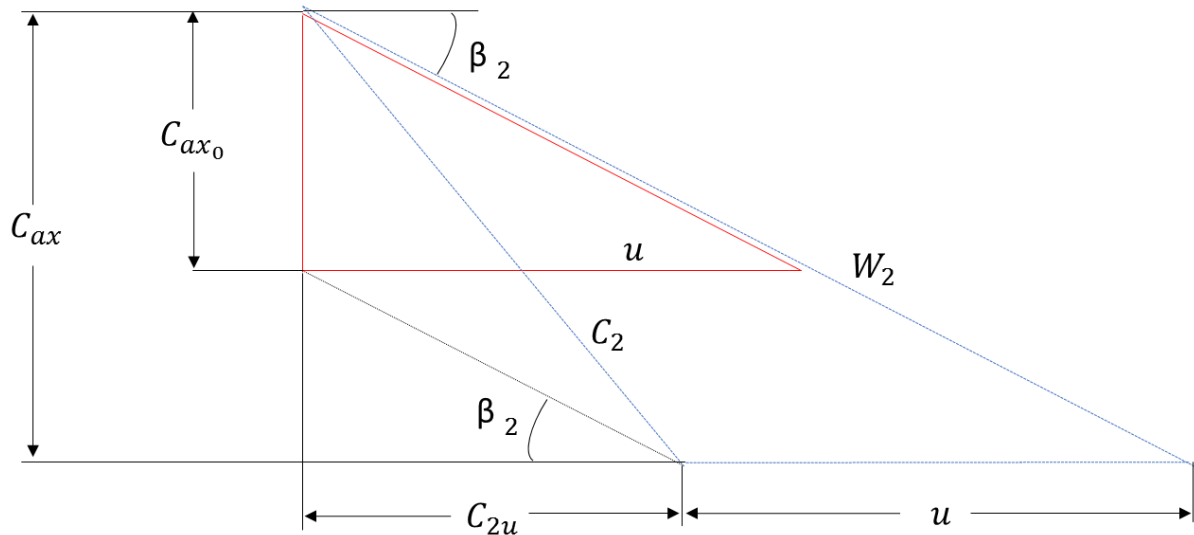
Ånghalterna, x_i och x_j , före och efter en turbindel kan tas fram med hjälp av XSteam genom att ta $x@(\mathbf{p}, \mathbf{h})$. De två ånghalterna insätts i ekvation (5) och nu erhålls en våt verkningsgrad. Denna kan nu sättas in i ekvation (11) nedan:

$$h_{ut} = h_{in} + \eta_{våt} \cdot (h_{in} - h_{ut_s}) \quad (11)$$

Nu erhålls alltså en ny entalpi, h_{ut} , vilken ger upphov till en ny ånghalt, x_j , ut ur turbindelen. Processen görs nu om från början tills den våta verkningsgraden, $\eta_{våt}$, inte ändras längre. På detta sätt fås det rätta $\eta_{våt}$, vilket sedan används i modellen.

4.2.5 Utloppsförluster

I den sista turbindelen kan inte hastigheten tas till vara, utan blir en ren förlust av energi. Denna energiförlust kan beräknas och detta görs enklast genom att rita upp en bild av hastighetstriangeln vid utloppet.



Figur 8. Hastighetstriangel turbinutlopp. C_2 är absolut hastighet, W_2 är relativ hastighet och u är tangentialhastigheten på rotorbladet i m/s. Alla hastigheterna gäller vid medelradien på rotorn.

Figur 8 visar en bild av två hastighetstrianglar, en röd och en blå, för turbinutloppet på turbinen. Den röda är en hastighetstriangel som visar hur hastigheterna hade varit om flödet inte hade varit krökt ut ur turbinen. Den blåa är den aktuella, vilken visar att riktningen på hastigheten inte är parallell med turbinaxeln, utan krökt. Hastigheten ut ur turbinen, C_2 , ges enligt ekvation (12).

Från figur 8 kan följande ekvation tas fram:

$$C_2^2 = C_{ax}^2 + C_{2u}^2 \quad (12)$$

Ur geometriska samband från figur 8 fås följande ekvation

$$\frac{C_{ax} - C_{ax0}}{C_{2u}} = \frac{C_{ax0}}{u} \quad (13)$$

Vilket ger:

$$C_{2u} = u \cdot \frac{C_{ax} - C_{ax0}}{C_{ax0}} = u \cdot \left(\frac{C_{ax}}{C_{ax0}} - 1 \right) = u \cdot \left(\frac{C_{ax}}{u \cdot \tan\beta_2} - 1 \right) \quad (14)$$

Insättning av (14) i (12) medför:

$$C_2^2 = C_{ax}^2 + \left(u \cdot \left(\frac{C_{ax}}{u \cdot \tan\beta_2} - 1 \right) \right)^2 \quad (15)$$

I ekvation (15) tas ingen hänsyn till huruvida flödets riktning avviker från skovelvinkeln på skovelarna. För att ta hänsyn till detta multipliceras den första termen i högerledet med en empiriskt framtagen faktor: $\left[1 - 0,08 \cdot \left(\frac{C_{ax}}{a} \right)^4 \right]$, där a är ljudhastigheten i m/s.

Ekvation (15) tar heller ingen hänsyn till att det vid dellast kan förekomma pumpförluster. Av denna anledning multipliceras den andra termen i högerledet med en annan empiriskt faktor: $\frac{C_{ax0}}{C_{ax}}$. Denna faktor används endast då $C_{ax} < C_{ax0}$. Med tilläggen av de två empiriska faktorerna kan ekvation (15) skrivas:

$$C_2^2 = \left[1 - 0,08 \cdot \left(\frac{C_{ax}}{a} \right)^4 \right] \cdot C_{ax}^2 + \frac{C_{ax0}}{C_{ax}} \cdot \left(u \cdot \left(\frac{C_{ax}}{u \cdot \tan\beta_2} - 1 \right) \right)^2 \quad (16)$$

Den kinetiska energin som inte tas till vara i utloppet definieras som $\frac{C_2^2}{2}$, vilket är samma som att dividera ekvation (16) med 2:

$$\frac{C_2^2}{2} = \left[1 - 0,08 \cdot \left(\frac{C_{ax}}{a} \right)^4 \right] \frac{C_{ax}^2}{2} + \frac{u \cdot \tan\beta_2}{C_{ax}} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \left(\frac{C_{ax}}{u \cdot \tan\beta_2} - 1 \right)^2 \quad (17)$$

Det är ekvation (17) som har använts för beräkning av utloppsförluster. [5]

4.2.6 Turbinkonstant

Turbinkonstanter för varje turbindel har tagits fram och använts i modellen. En turbinkonstant kan ses som en fiktiv area, vilken beror av massflöde genom turbindelen, tryck före och efter turbindelen och volymiteten före turbindelen. Det finns flera olika typer av turbinkonstanter. För de sex olika delturbinerna har Stodolas turbinkonstant använts. Denna fås av ekvation (18) nedan:

$$C_T = \dot{m} \cdot \sqrt{\frac{p_1 v_1}{p_1^2 - p_2^2}} \quad (18)$$

I modellen används C_T för att bestämma tryck före och efter varje turbindel. [6]

Stodolas turbinkonstant fungerar bäst när stegbelastningen inte är för hög. I reglersteget är stegbelastningen högre och därför fungerar inte Stodolas turbinkonstant tillfredställande. För reglersteget har därför en annan konstant använts, Linneckens turbinkonstant, vilken betecknas C_L . Denna är mer komplicerad och innehåller lite fler parametrar, men sättet den används på i modellen är densamma som för Stodolas turbinkonstant. C_L fås av ekvation (19) till (24).

$$C_L = \frac{\mu_T}{\sqrt{(1 - \pi_K)^2 - (\pi_T - \pi_K)^2}} \quad (19)$$

I ekvation (19) är π_T tryckförhållandet över turbindelen, som ges av ekvation (20):

$$\pi_T = \frac{p_j}{p_i} \quad (20)$$

μ_T kallas för vidhetstalet och är definierat enligt följande:

$$\mu_T = \frac{\dot{m}\sqrt{T_i}}{p_i} \quad (21)$$

π_K är det kritiska tryckförhållandet, vilket ges av ekvation (22):

$$\pi_K = \left(\frac{n-1}{2} + 1\right)^{\frac{n}{1-n}} \quad (22)$$

I ekvation (22) ingår polytropexponenten n . Denna fås från ekvation (23):

$$n = \frac{\kappa}{\kappa - \eta_p(\kappa - 1)} \quad (23)$$

Det specifika värmekapacitetsförhållandet κ är definierat som:

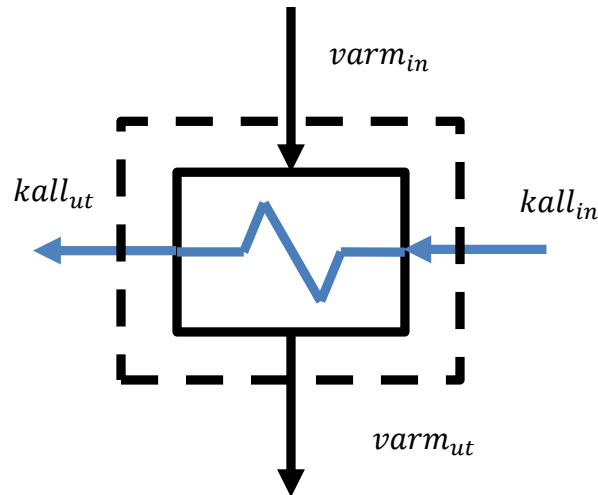
$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (24)$$

η_p är polytropverkningsgraden, vilken finns med i ekvation (23). Denna har i modellen antagits vara 0,9. I det fall då $\pi_T \leq \pi_K$ har kritisk strömning erhållits. Detta innebär att hastigheten är Mach 1 och även om π_T fortsätter att sjunka kommer inte mer massflöde igenom. [6]

4.3 Panna

I modellen har inga avancerade pannberäkningar gjorts. Den har betraktats som en ren värmeförsel. Den effekt som behövs för att få matarvattnet, som strömmar in i pannan, att komma upp till admissionstillståndet, ut ur pannan, har alltså tillförts genom förbränningen av bränslet.

4.4 Värmeväxlare



Figur 9. Kontrollvolym över värmeväxlare

Värmeväxlarens uppgift är att ta energi från ett flöde och överföra till ett annat flöde. Det finns fyra värmeväxlare i Örtoftaverkets matarvattenkedja. Här tas alltså delar av ångan från turbinen för att värma upp matarvattnet innan det går in i pannan. Nedan visas en energibalans för en värmeväxlare som anses vara välisolerad, alltså att allt värme som kommer från ångan tas upp av matarvattnet och inget läcker ut till omgivningen.

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{ut} + \dot{W}_{in} - \dot{W}_{ut} + \sum (\dot{m}\theta)_{in} - \sum (\dot{m}\theta)_{ut} = \Delta\dot{E}_{sys} \quad (25)$$

Då inget arbete tillförs eller plockas ut ur kontrollvolymen gäller: $\dot{W}_{in} = 0$, $\dot{W}_{ut} = 0$

Värme varken tillförs eller bortförs från systemet, vilket medför att: $\dot{Q}_{in} = 0$, $\dot{Q}_{ut} = 0$

Ingen förändring av energin i systemet med avseende på tiden ger att: $\Delta\dot{E}_{sys} = 0$

$\theta = h + ke + pe$, där h = statisk energi, ke = kinetisk energi och pe = potentiell energi

Då inga höjdändringar förekommer sätts $pe = 0$.

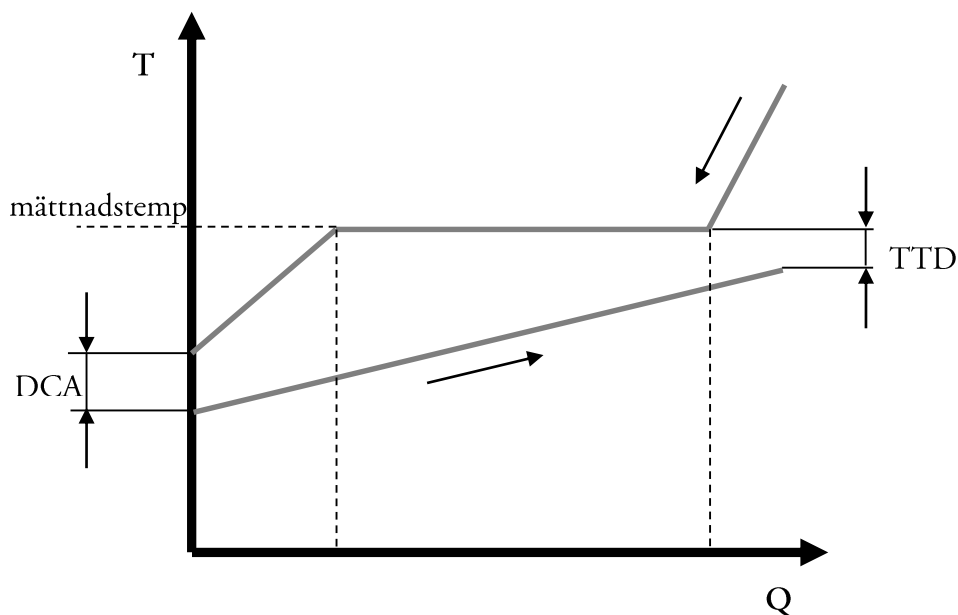
Totalentalpin $h_0 = h + ke$.

Insättning i ekvation (25) ger:

$$\left(\dot{m}(h_{0_{in}} - h_{0_{ut}})\right)_{varm} = \left(\dot{m}(h_{0_{ut}} - h_{0_{in}})\right)_{kall} \quad (26)$$

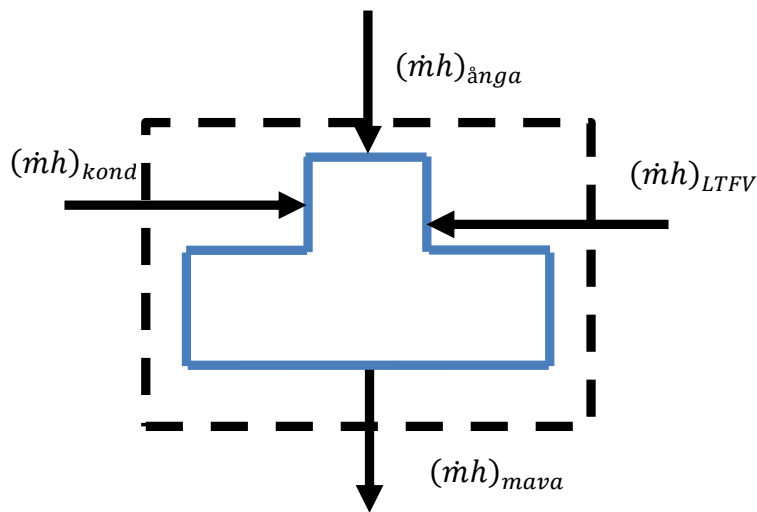
Ekvation (26) är den som använts för att räkna fram exempelvis massflöde i en avtappning.

För att bestämma temperaturen på vattnet efter värmeväxlaren används något som kallas för TTD-Thermal Temperature Difference. Detta är en temperaturskillnad mellan mättnadstemperaturen vid trycket i ångavtappningen och temperaturen på det uppvärmda vattnet som lämnar värmeväxlaren. På samma sätt kan temperaturen på kondensatet bestämmas med hjälp av något som kallas DCA-Drain Cooling Approach. Detta är temperaturskillnad på det inkommande vattnets temperatur och temperaturen på kondensatet som lämnar värmeväxlaren. Detta illustreras i figur 10 nedan.



Figur 10. T-Q diagram som illustrerar TTD och DCA

4.5 Matarvattentank



Figur 11. Kontrollvolym \u00f6ver matarvattentank

In i matarvattentanken str\u00f6mmar \u00e5nga fr\u00e5n turbinavtappningen, uppv\u00e4rmt vatten fr\u00e5n l\u00e5gtrycksf\u00f6rvarmaren och kondensat fr\u00e5n h\u00f6gtrycksf\u00f6rvarmaren.

Matarvattentanken fyller tv\u00e5 viktiga huvudfunktioner: f\u00f6rvarmning av matarvattnet och avgasning s\u00e5 att det endast kommer vatten ut ur tanken. Energibalansen f\u00f6r matarvattentanken kan skrivas enligt ekvation (25). Med samma resonemang som f\u00f6r v\u00e4rmev\u00e4xlaren mynnar denna ut i ekvation (27) nedan.

$$(\dot{m}h)_{\text{kond}} + (\dot{m}h)_{\text{\u00e5nga}} + (\dot{m}h)_{\text{LTFV}} - (\dot{m}h)_{\text{mava}} = 0 \quad (27)$$

4.6 Pump

Pumparna i systemet \u00e5r till f\u00f6r att h\u00f6ja trycket p\u00e5 vattnet. Pumpens verkningsgrad kan f\u00e5s fram p\u00e5 f\u00f6ljande s\u00e4tt.

Definition av entalpi:

$$h = u + Pv \quad (28)$$

Gibbs ekvation:

$$Tds = du + Pdv \quad (29)$$

Derivering av (28) medför:

$$dh = du + vdP + Pdv \quad (30)$$

Löses nu du ut ur (30) och insättes i (29) fås:

$$Tds = dh - vdP \quad (31)$$

Om pumpningen sker förlustfritt, alltså isentrop ($ds = 0$) kan (31) skrivas:

$$dh = vdP \approx v(P_2 - P_1) \quad (32)$$

En pumps verkningsgrad kan skrivas:

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (33)$$

Insättning av (32) i (33) ger nu:

$$\eta_p = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_2 - h_1} \quad (34)$$

I modellen har det antagits att verkningsgraden $\eta_p = 0,8$. Ekvationen för pumpens verkningsgrad, ekvation (34), har använts till att räkna fram entalpin efter pumpen. [2]

4.7 Ventil

I kraftvärmeverket finns en mängd ventiler vilka är till för att styra flödet. Ventilerna kan delas in i två typer: snabbstängningsventiler och reglerventiler. En snabbstängningsventil kan antingen vara fullt öppen eller fullt stängd medan reglerventilen kan vara allt däremellan. I modellen är ventilerna främst placerade innan turbinen. Där sitter en snabbstängningsventil och fyra stycken reglerventiler. När modellen körs med alla reglerventiler fullt öppna har det antagits att tryckförlusten för snabbstängningsventilen och reglerventilerna tillsammans är ca tre procent. Denna tryckförlust har i modellen lagts över snabbstängningsventilen.

4.8 Kondensor

Som kan ses i figur 2 har Örtoftaverket två stycken kondensorer, vilka använder fjärrvärmenätets vatten för kylning. Kondensorererna fyller två viktiga funktioner i cykeln. De kondenserar ångan till vatten, vilket gör att cykeln sluts och kommer tillbaka till ursprungsläget. Den andra är att fjärrvärmevattnet värms upp och kan skickas tillbaka ut på nätet. Kondensorerberäkningarna går till på samma sätt som för värmeväxlarna, alltså enligt ekvation (25), för att räkna ut Q . Anledningen till att LMTD-metoden används är att arean, A i ekvation (35), används sedan i problemlösaren för att i off-designlägen kunna bestämma temperaturen mellan fjärrvärmekondensorererna.

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD \quad (35)$$

I ekvation (35) är $LMTD$ en förkortning för logaritmisk medeltemperaturdifferens, vilket är ett medelvärde för temperaturdifferensen mellan den varma och kalla fluiden. A är värmeöverföringsarean och U är värmegenomgångstalet [3]. Den logaritmiska medeltemperaturdifferensen definieras enligt:

$$LMTD = \frac{(t_{v_{in}} - t_{k_{ut}}) - (t_{v_{ut}} - t_{k_{in}})}{\ln\left(\frac{t_{v_{in}} - t_{k_{ut}}}{t_{v_{ut}} - t_{k_{in}}}\right)} \quad (36)$$

Värmegenomgångstalet, U , fås från ekvation (37) nedan:

$$U = KVK \cdot k \quad (37)$$

Den första faktorn i värmegenomgångstalet:

$$KVK = C_1 \cdot t_m^2 + C_2 \cdot t_m + C_3 \quad (38)$$

Den andra faktorn i värmegenomgångstalet:

$$k = \sqrt{\frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_{k_{des}}}} \quad (39)$$

t_m , medeltemperaturen på fjärrvärmevattnet, räknas fram enligt:

$$t_m = \frac{t_{k_{in}} + t_{k_{ut}}}{2} \quad (40)$$

5 Off-design beräkningar av ångcykeln

Off-design är när ångcykeln körs i andra lägen än designfallet. Om massflödet sänks in i turbinen eller om temperaturen på fjärrvärmvattnet ändras innebär detta att cykeln inte körs i designläge längre, utan i off-design. Temperaturfördelningen över förvärmarkedjan förändras, fjärrvärmeeffekt och turbineffekt förändras och turbinens verkningsgrad sjunker. Beräkningar för komponenterna i designläget räcker därför inte till utan det behövs ett antal kompletterande ekvationer för att beskriva vad som händer. Nedan förklaras därför de olika komponenternas off-designegenskaper och vilka ekvationer det är som används till detta.

5.1 Ångturbin

Turbinen har högst verkningsgrad när den körs i det lastområde den är designad för att köra i. När turbinen körs i andra laster än designlasten fås ändrade tryckförhållanden över varje turbindel. Detta gör i sin tur att hastigheterna in och ut ur varje turbindel ändras och flödesriktningen avviker från skovelvinkeln och därmed fås en lägre verkningsgrad.

5.1.1 Verkningsgrad i off-design

För att modellera förändringen av verkningsgraden används Parsontal. Parsontalet fås från ekvation (41) nedan.

$$X = \frac{\sum u^2}{\Delta h_s} \quad (41)$$

Ett relativt Parsontal, X_{rel} , tas fram genom att dividera det aktuella Parsontalet med Parsontalet i designfallet, vilket ger:

$$X_{rel} = \frac{\Delta h_{s_{des}}}{\Delta h_s} \quad (42)$$

Verkningsgraden i off-design för en turbindel kan skrivas:

$$\eta = \eta_{des} - \alpha \cdot \left[\frac{\frac{N}{\sqrt{\Delta h_s}}}{\frac{N_{des}}{\sqrt{\Delta h_{s_{des}}}}} - 1 \right]^2 = \eta_{des} - \alpha \cdot [\sqrt{X_{rel}} - 1]^2 \quad (43)$$

I ekvation (43) är η_{des} designverkningsgraden, vilken tagits fram med ekvation (4) för varje delturbin. α är en positiv godtycklig konstant. [7]

5.2 Reglersteg

Verkningsgraden i reglersteget påverkas väldigt mycket när turbinen körs i off-design. Exempelvis om två reglerventiler är fullt stängda går verkningsgraden i de två andra pådragsbågarna ner avsevärt. Detta har att göra med att tryckfallet över steget blir stort, vilket i sin tur ger ett större isentropt entalpifall. Det relativa Parsontalet kommer då att göra att verkningsgraden går ner.

5.2.1 Massflödesberäkningar i reglersteg

Reglerventilerna till pådragsbågarna kan vara allt från fullt öppna till fullt stängda. Hur mycket massflöde som strömmar genom varje pådragsbåge beror på tryckfallet från trycket P_i till trycket P_j , se figur 9. Om tryckfallet är stort strömmar mer flöde och om tryckfallet är litet strömmar mindre flöde. För att räkna fram trycket, P_i , efter varje reglerventil har ekvation (44) använts enligt nedan.

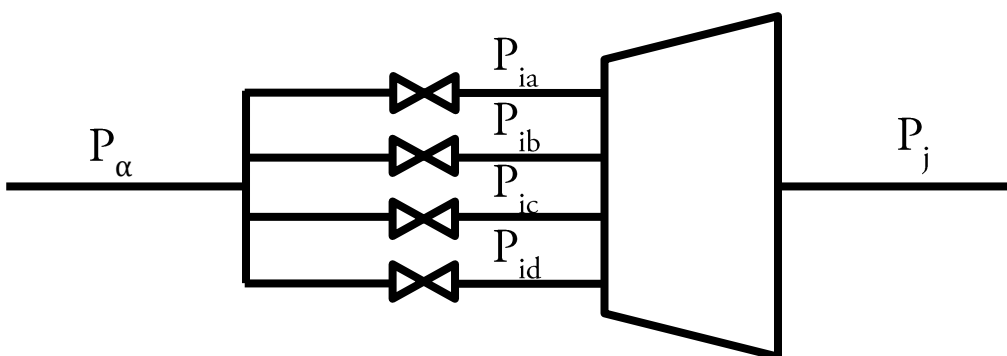
$$p_i = p_\alpha - (p_\alpha - p_j) \cdot s \quad (44)$$

I Ekvation (44) är s ett tal mellan 0 och 1. Om s är lika med noll är tryckfallet över ventilen lika med noll och således är $p_i = p_\alpha$. Detta betyder att ventilen är fullt öppen. Om s är lika med ett är tryckfallet över ventilen det maximala och därför blir $p_i = p_j$, vilket är samma sak som att ventilen är helt stängd.

För att massflödet i de olika bågarna ska kunna bestämmas används ekvation (16). Ur denna kan massflödet, \dot{m} , lösas ut. Då fås en ny ekvation, ekvation (45):

$$\dot{m} = \frac{C_L \cdot p_i \sqrt{(1 - \pi_K)^2 - (\pi_T - \pi_K)^2}}{\sqrt{T_i}} \quad (45)$$

Det är denna ekvation som har använts för att bestämma hur mycket massflöde ånga som strömmar genom varje pådragsbåge.



Figur 12. Enkel bild över reglersteget

5.3 Värmeväxlare i off-design

När flöde och temperatur på vattnet genom värmeväxlaren varierar fås ett annat TTD än i designfallet. Detta TTD har i modellen beräknats med ekvation (46). [8]

$$TTD = TTD_{des} \cdot 0,8 \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{des}} + 0,2 \quad (46)$$

5.4 Kondensor i off-design

I designfallet har värmeöverföringsarean räknats fram från ekvation (35) för båda kondensorerna. Detta görs på samma sätt i off-designmodellen och eftersom arean är konstant kan detta användas i problemlösaren. I problemlösaren sattes därför, i fältet *begränsningar*, att skillnaden mellan areorna i design och areorna i off-design ska vara lika med noll.

6 Intrimming och verifiering av modellen

Efter att ha fått modellen att fungera och stämma överens med energibalansen från Skoda var det dags att se om den även stämde ihop med hur ångcykeln fungerade i verkligheten. För att kunna göra detta togs mätvärden fram med hjälp av datasystemet PGIM, Power Generation Information Manager. Detta är ett datasystem som loggar information, exempelvis: tryck, temperatur, flöde, effekt osv, från kraftvärmeverket. Lämpliga mätpunkter har valts ut för att på ett smidigt sätt kunna jämföra hur bra modellen stämmer överens med det verkliga driftscenariot. Mätpunkterna finns presenterade i listorna nedan.

Turbin	Kondensorer + förvärmarskedja	Effekter + fjärrvärme
Hjulkammare	Kondensat VK1	Effekt
Tryck	Temp	Fjärrvärme
Avtapp 1	Kondensat VK2	El
Tryck	Temp	Fjärrvärme
Temp	LTFV	Framledningstemp
Avtapp 2	Utgående temp på vattnet	Returtemp
Tryck	MAVA-tank	Massflöde
Temp	Utgående temp på vattnet	
Avtapp 3	HTFV1	
Tryck	Utgående temp på vattnet	
Temp	HTFV2	
Avtapp 4	Utgående temp på vattnet	
Tryck		
Temp		
Avtapp 5		
Tryck		
Temp		
Turbinutlopp		
Tryck		
Temp		

Två olika lastfall har tagits fram från PGIM. Det ena är designlastfallet och det andra är ett off-designfall där massflödet in till turbinen var 30,8 kg/s. Mätdata för designfallet togs vid klockslaget 10:43:39 2015-01-20 och för off-designfallet togs mätdata vid klockslaget 06:32:26 2015-05-06. Viktigt att nämna är att detta är mätningar, vilka alltid har en viss felprocent. Hur stor felprocenten är på mätinstrumenten är svårt att säga men ett rimligt antagande är ± 2 procent.

När mätvärden för designfallet jämfördes med värdena i modellen var det en väldigt stor temperaturskillnad i avtappning 1 och avtappning 2. Det visade sig att det finns ett läckageflöde från tätningssystemet i turbinen vilket medför att temperaturen är högre i verkligheten än i modellen. Därför lades ett system för tätningsflödena till i modellen. Ekvationen som styr tätningsflödet är följande:

$$\dot{m}_{seal} = A_{eff} \cdot \frac{1}{\sqrt{z}} \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 v_1}} \quad (43)$$

I ekvation (43) är A_{eff} effektivarean vilken ångan flödar igenom och z är antalet tätningskanter[4]. I modellen har till en början effektivarean räknats fram med hjälp av energibalansen från Skoda då denna innehöll givna värde på tätningsflöde och tryck. Denna area har sedan använts för att räkna fram de aktuella tätningsflödena i modellen enligt ekvation (43).

För att få värdena i modellen att stämma överens med mätvärdena finns i princip två olika parametrar att ändra på. Den ena är turbinkonstanten C_T och den andra är verkningsgraden η . Då varje turbindel har en turbinkonstant och en verkningsgrad kan dessa varieras för att på så sätt få andra värden på tryck och temperatur i avtappningarna som är kopplade till den aktuella turbindelen.

Ett prestandaprov på turbinen utfört i mars 2014 visade att vidheten på turbinen var ca 10 % större än vad leverantören hävdade. Detta betyder att turbinkonstanterna i turbinens inlopp måste justeras. Därför har dessa multiplicerats med en faktor 1,1. Detta gör att turbinen kan släppa igenom mer flöde. För ett givet flöde måste därför reglerventilerna strypa mer än vad de gjorde innan turbinkonstanterna i inloppet justerades.

Nedan, i tabell 1 och tabell 2, visas värden som är beräknade från modellen och mätvärden. Det procentuella felet mellan beräknade värden och mätvärden visas också. Enheterna är följande: Tryck i bar, temperatur i °C, massflöde i kg/s och effekt i kW. Notera att detta är avrundade värden.

Tabell 1. Jämförelse av modellens beräknade värden och mätvärden för huvudångflödet 44 kg/s

Mätpunkt	Värde i modellen	mätvärde	procentuell skillnad
Hjulkammare			
Tryck	76,8	76,6	0,3
Avtapp 1			
Tryck	19,7	19,6	0,5
Temp	346,4	344	0,7
Avtapp 2			
Tryck	9,8	9,8	0,1
Temp	267,6	265,8	0,7
Avtapp 3			
Tryck	6	6	0,1
Temp	212,4	202,9	4,7
Avtapp 4			
Tryck	3,4	3,4	0,1
Temp	135,8	137,9	1,5
Avtapp 5			
Tryck	0,8	0,8	1,7
Temp	91,9	92,7	0,9
Avtapp 6			
Tryck	0,4	0,4	0,6
Temp	73	73	0,1
Kondensat VK1			
Temp	72,1	72,7	0,8
Kondensat VK2			
Temp	91,9	91,7	0,2
LTFV			
Temp vattensidan ut	132,8	133,5	0,6
MAVA-tank			
Temp vattensidan ut	155,2	155,4	0,1
HTFV1			
Temp vattensidan ut	176,9	174,2	1,6
HTFV2			
Temp vattensidan ut	205,4	204,5	0,4
Effekt			
Fjärrvärme	75 080,3	73 470	2,2
El	37 133,5	38 160	2,7
Fjärrvärme			
Framledningstemp	89,7	89,7	0
Returtemp	49,8	49,8	0
Massflöde	449,4	425,7	5,6

Tabell 2. Jämförelse av modellens beräknade värden och mätvärden för huvudångflödet 30,8 kg/s

Mätpunkt	Värde i modellen	mätvärde	procentuell skillnad
Hjulkammare			
Tryck	52,8	52,5	0,6
Avtapp 1			
Tryck	13,6	13,8	1,4
Temp	322	327,7	1,7
Avtapp 2			
Tryck	6,9	6,9	1,1
Temp	246,1	246,4	0,1
Avtapp 3			
Tryck	4,3	4,2	1,3
Temp	199,3	185,6	7,4
Avtapp 4			
Tryck	2,5	2,4	0,7
Temp	125,4	126,7	1
Avtapp 5			
Tryck	0,8	0,8	4
Temp	91,4	93,6	2,3
Avtapp 6			
Tryck	0,4	0,5	2,2
Temp	78,4	79	0,7
Kondensat VK1			
Temp	77,5	79,5	2,4
Kondensat VK2			
Temp	91,4	90,6	0,9
LTFV			
Temp vattensidan ut	123,4	124,5	0,8
MAVA-tank			
Temp vattensidan ut	142,3	142,3	0
HTFV1			
Temp vattensidan ut	162,3	160,1	1,4
HTFV2			
Temp vattensidan ut	188,8	188,6	0,1
Effekt			
Fjärrvärme	54 841,5	53 800	1,9
El	25 856,7	26 340	1,8
Fjärrvärme			
Framledningstemp	90,3	90,3	0
Returtemp	52,1	52,1	0
Massflöde	343	331,4	3,5

7 Beskrivning av problemlösaren

Som beskrivits i teorin finns det många ekvationer som appliceras på de olika komponenterna i modellen. En del av dessa är linjära, exempelvis energibalanserna för värmeväxlarna. Men ekvationerna för t ex turbinen och kondensorererna är olinjära och då behövs ett kraftfullt beräkningsverktyg. Därför har Excel en funktion som heter problemlösaren, vilken är en matematisk lösare som itererar fram en lösning med hjälp av Newton-Raphson metoden. Denna beskrivs enklast matematiskt med ett exempel enligt nedan.

Exempel:

Formel för iteration: $x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)}$
Finn lösningen till ekvationen: $x^2 - 5x = 50\,000$

Lösning:

Funktionen blir: $f(x) = x^2 - 5x - 50\,000$

Dess derivata är: $f'(x_n) = 2x - 5$

Första gissningen x_0 sätts till 300. Insättning i iterationsformeln ger:

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)} = 300 - \frac{300^2 - 5 \cdot 300 - 50000}{2 \cdot 300 - 5} = 235,294$$

$$x_2 = x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)} = 235,294 - \frac{235,294^2 - 5 \cdot 235,294 - 50000}{2 \cdot 235,294 - 5} = 226,301$$

$$x_3 = \quad \vdots \quad = \quad \quad \quad \vdots \quad = 226,1208457$$

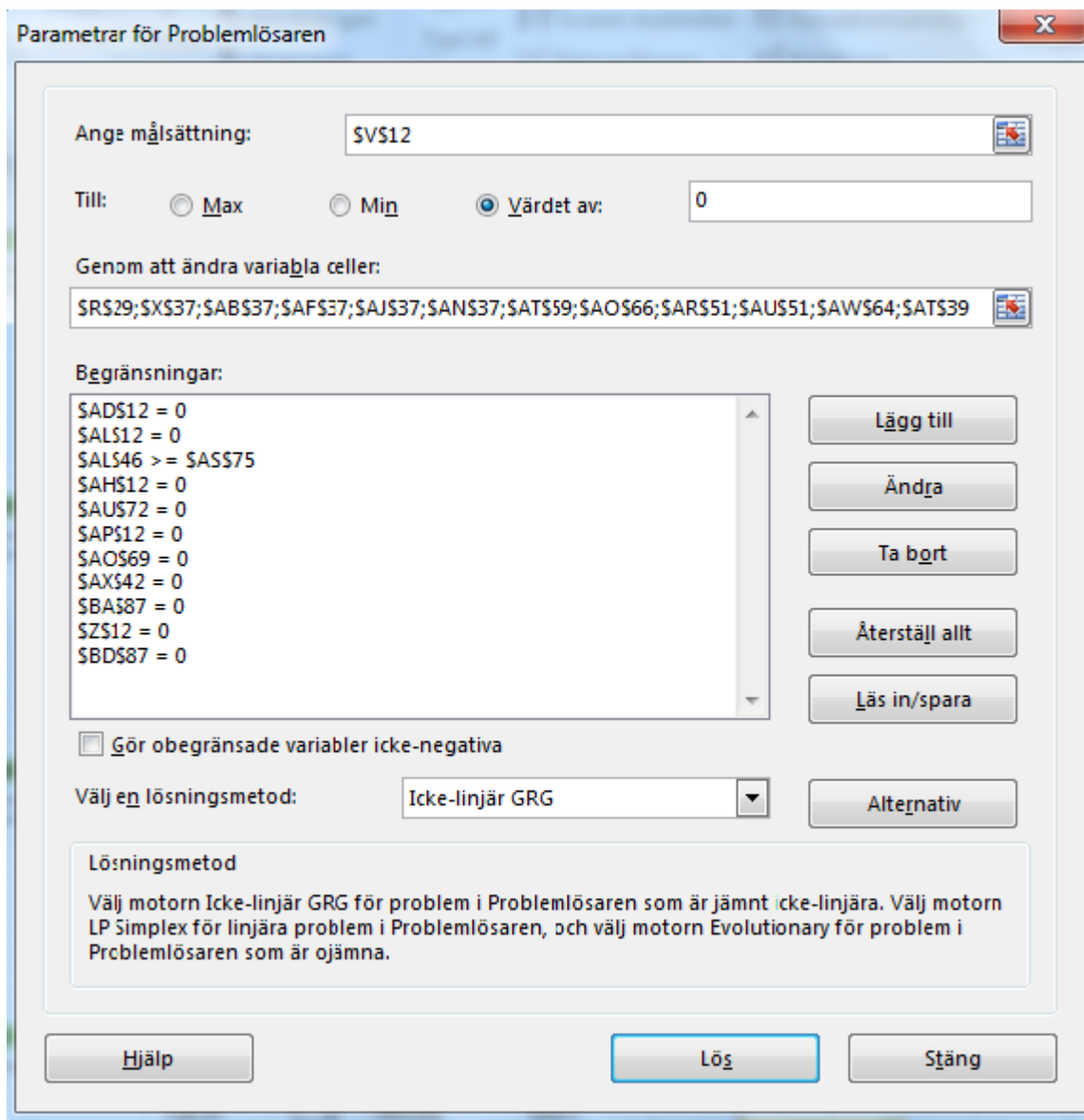
$$x_4 = \quad \vdots \quad = \quad \quad \quad \vdots \quad = 226,1207727$$

$$x_5 = \quad \vdots \quad = \quad \quad \quad \vdots \quad = 226,1207727$$

x-värdet ändras inte mer och därmed är en lösning nu funnen. Det finns tillfällen då problemlösaren inte hittar någon lösning. Ett sådant tillfälle är exempelvis om den initiala gissningen i exemplet ovan hade varit 2,5. Då hade nämnaren blivit noll, vilket ställer till problem då det inte går att dividera med noll. Om den initiala gissningen hade varit negativ hade problemlösaren funnit att

lösningen till ekvationen är -221,1207727. Eftersom det är en andragradsekvation har den givetvis två rötter och den negativa är en av dem. Den negativa är dock inte intressant, då lösningen i modellen består av tryck och temperaturer och dessa ska inte vara negativa. Om en negativ lösning skulle hittas kan den alltså anses vara fel och därmed förkastas.

Eftersom problemlösaren löser ett ekvationssystem behöver den ha information för att göra detta.



Figur 13. Bild av problemlösaren som används för beräkningarna i Excel.

I problemlösaren finns ett antal fält som ska fyllas i. I fältet *Ange målsättning*, i figur 10, anges vad det är som ska räknas ut. Vidare anges, i fältet *till*, om problemlösaren ska maximera, minimera eller beräkna ett exakt värde av en funktion.

I fältet *Genom att ändra variabla celler* sätts de parametrar som problemlösaren ska variera för att lösa ekvationssystemet. I fältet *begränsningar* sätts vilka begränsningar som ska vara uppfyllda.

Eftersom turbinkonstanten C_T är konstant ska denna inte ändras när turbinen körs i off-design. Därför kan den relativa skillnaden mellan turbinkonstanten i designläge och off-designläge sättas in i fältet *begränsningar* i problemlösaren: $1 - \frac{C_T}{C_{T_{des}}}$. Denna relativa skillnad ska vara lika med noll. Problemlösaren vill även ha parametrar att variera för att kunna uppfylla begränsningarna. Eftersom trycken före och efter turbindelarna ska skilja sig från trycken i designfallet har dessa valts som parametrar att variera och därför satts in i fältet *Genom att ändra variabla celler*. Om modellen ställs in att köra i en annan last än design kommer problemlösaren nu att variera trycken före och efter turbindelarna till det att begränsningarna för turbinkonstanterna är uppfyllda. Alla turbinkonstanter utom en har placerats i fältet *begränsningar*, då något även måste sättas in i fältet *Ange målsättning*. Den första delturbinens relativa skillnad mellan turbinkonstanten i designläge och off-designläge har valts som målsättning. Då denna skillnad ska vara lika med noll har i *värdet av* markerats och i fältet *till* har värdet satts till noll.

8 Resultat

8.1 Optimering av framledningstemperatur med syfte att nå högsta generatoreffekt

Här finns det två begränsande faktorer. Den första är att framledningstemperaturen på fjärrvärmevattnet måste ha en viss temperatur för att kunderna ska få varmvatten. Detta gör att den lägsta framledningstemperatur som kan tillåtas är 80 °C. Den andra är att fjärrvärmeflödet är begränsat till 2200 m³/h på grund av pumpar och ledningskapacitet.

Lägre framledningstemperatur ger ett lägre tryck som ångan i turbinen kan expandera ner till, vilket i sin tur ger en högre generatoreffekt. Om framledningstemperaturen sänks gör detta dock att fjärrvärmeflödet måste öka för att hålla upp fjärrvärmeeffekten. Med detta i åtanke gäller det i denna uppgift att hitta den lägsta framledningstemperaturen men samtidigt inte låta fjärrvärmeflödet överstiga det maximalt tillåtna flödet. Nedan visas en tabell med resultaten.

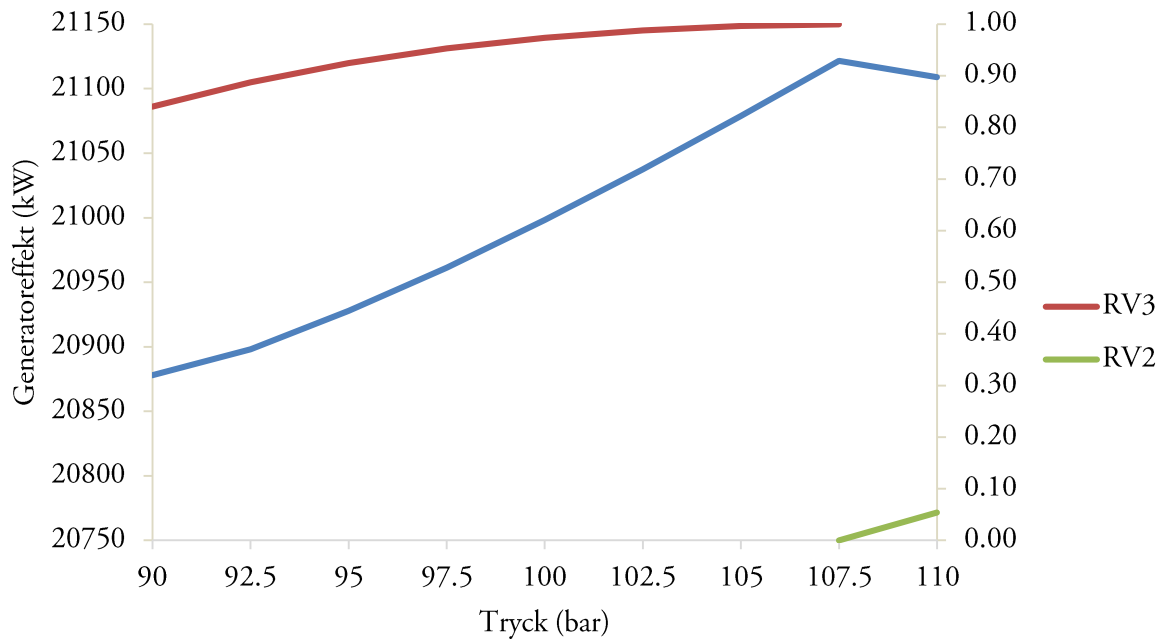
Tabell 3. Optimal framledningstemperatur vid olika ångflöden för att få ut maximal eleffekt

Test	1	2	3	4	5	6	7	8
Ångflöde (kg/s)	40	41	42	43	44	45	46	46,4
Fj.temp (°C)	80	80	80	80	80	80,4	81	81,3
Fj.flöde (m ³ /h)	2 000	2 047	2 092	2 138	2 182	2 198	2 199	2 195
Eleffekt (kW)	35 034	35 814	36598	37 393	38 208	39 030	39 851	40 188

I tabell 3 återfinns resultaten från åtta olika körningar med modellen. Det som har varierats i de olika körningarna är ångflödet in i turbinen. I 1 till 5 är framledningstemperaturen 80 °C den temperatur som ger högst generatoreffekt.

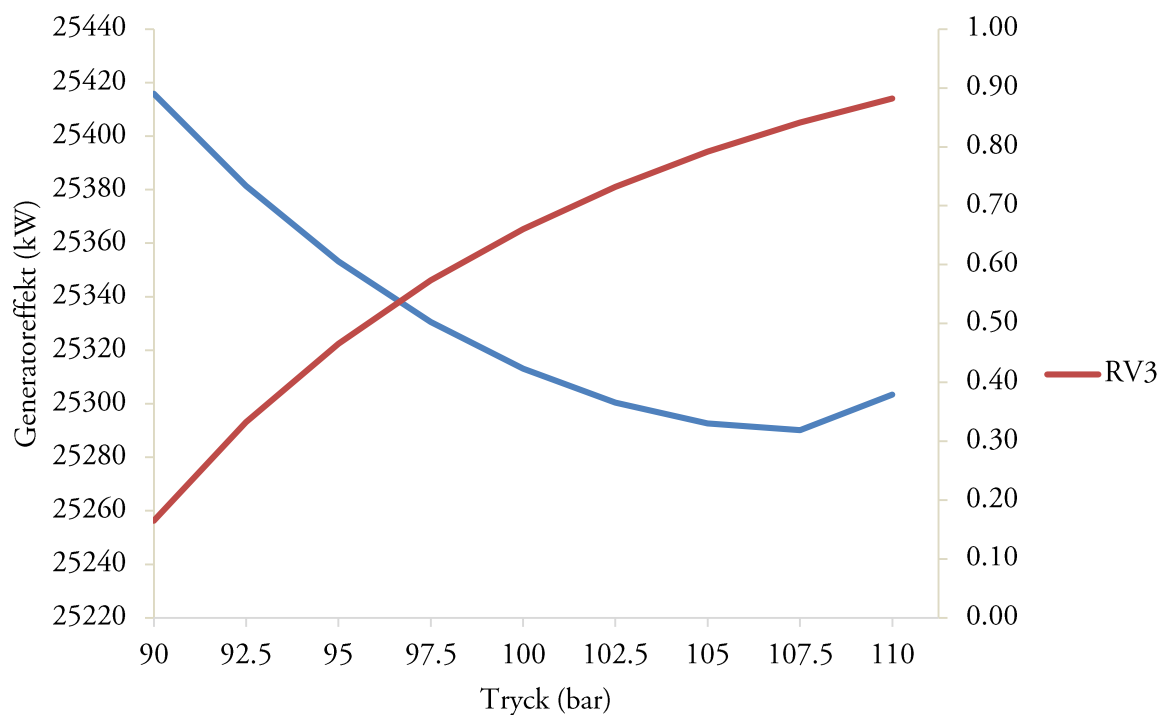
8.2 Optimering av admissionsdata för att nå högsta möjliga generatoreffekt vid dett givet ångflöde. Begränsningar 90-110 bar, 430-540 °C.

Tryck och temperatur har varierats på ångan ut ur pannan för att se vilken kombination som ger den bästa generatoreffekten. De olika kombinationerna har testats för fyra olika ångflöden: 25 kg/s, 30 kg/s, 35 kg/s och 40 kg/s. Trycket har varierats mellan 90 bar och 110 bar med 2,5 bars intervall. Temperaturen har varierats mellan 430 °C och 540 °C med 10 graders intervall. För varje ångflöde blir detta alltså 108 olika kombinationer. Nedan presenteras resultaten för samtliga ångflöden vid temperaturen 540 °C och varierande tryck i fyra olika grafer, figurerna 14-17. I samtliga grafer visar den högra lodräta axeln tryckfallet över reglerventilerna, där 0 motsvarar inget tryckfall (ventilen är då fullt öppen) och 1 motsvarar att trycket sjunkit ner till hjulkammartrycket (ventilen är då fullt stängd).



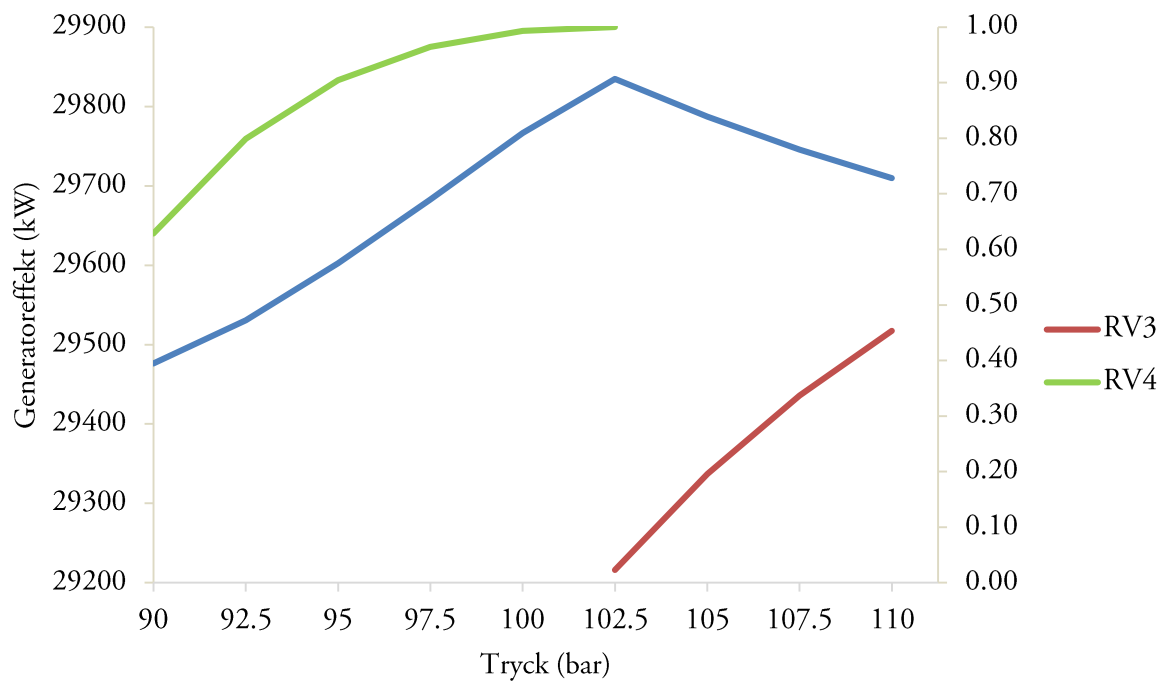
Figur 14. Generatoreffekt som funktion av admissionstryck vid admissionstemperatur 540 °C och ångflöde 25 kg/s. RV

I figur 14 kan det ses att generatoreffekten sjunker för i stort sett samtliga trycksänkningar. Den enda gången effekten ökar är när admissionstrycket sänks från 110 bar till 107,5 bar.



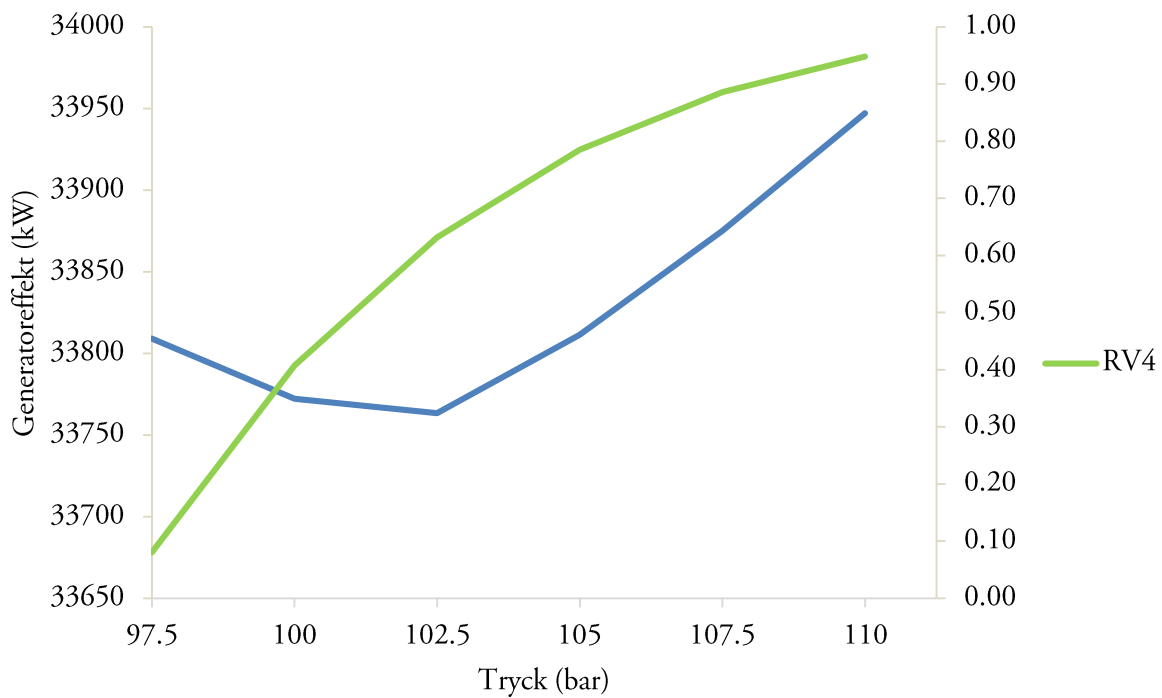
Figur 15. Generatoreffekt som funktion av admissionstryck vid admissionstemperatur 540 °C och ångflöde 30 kg/s

I figur 15 ses ett tydligt samband mellan admissionstryck, tryckfall över reglerventil och generatoreffekt. Vid sänkt admissionstryck sjunker tryckfallet över reglerventilen då denna öppnar och släpper igenom mer flöde. Generatoreffekten ökar från ca 25,3 MW till 25,42 MW, en ökning på 120 kW.



Figur 16. Generatoreffekt som funktion av admissionstryck vid admissionstemperatur 540 °C och ångflöde 35 kg/s

Resultatet från figur 16 visar att den högsta generatoreffekten fås vid admissionstrycket 102,5 bar. Detta sammanfaller med den punkt då reglerventil nr 3 har öppnats fullt och reglerventil nr 4 precis ska börja öppna och släppa igenom flöde. Trycksänkningen från 110 bar ner till 102,5 bar ger en effektökning i generatorn på ca 120 kW.



Figur 17. Generatoreffekt som funktion av admissionstryck vid admissionstemperatur 540 °C och ångflöde 40 kg/s

För flödet 40 kg/s fås ingen effektökning när trycket sänks, vilket är illustrerat i figur 17. En sak som dock är värt att notera är att effekten börjar öka igen när trycket är under 102,5 bar. Anledningen till att trycket inte har sänkts hela vägen ner till 90 bar utan bara till 97,5 bar är att det inte är möjligt då alla reglerventiler redan är fullt öppna.

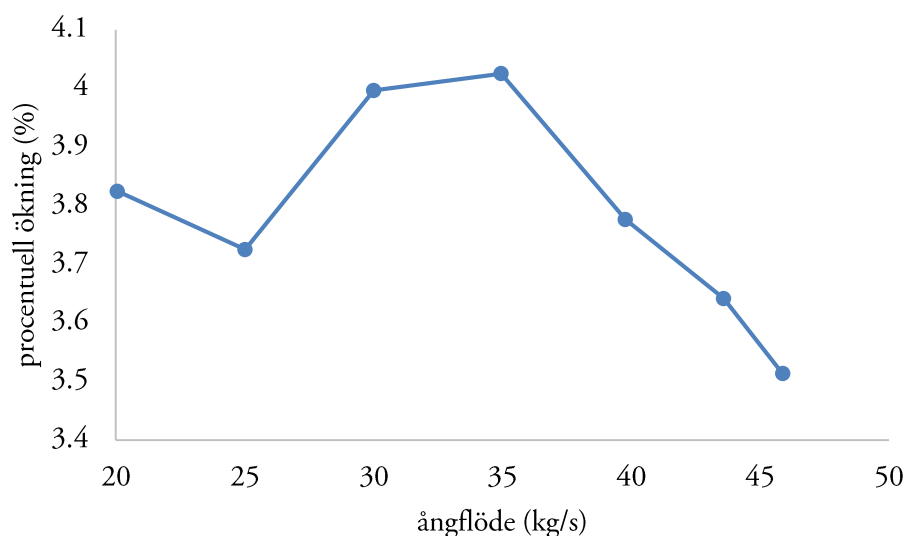
8.3 Stängning av högtrycksförvärmare för att analysera generator-effektökningen

För att utföra uppgift 3 har modellen först körts i de olika ångflödena enligt tabell 1. För varje ångflöde har sedan flödet till de två högtrycksförvärmarna satts till noll varefter modellen har körts igen. Nedan presenteras två tabeller, en där flödet till högtrycksförvärmarna är med och en där flödet till högtrycksförvärmarna är satt till noll.

Tabell 4. Eleffekt med HTFV och Eleffekt utan HTFV

Ångflöde och eleffekt med HTFV		Ångflöde och eleffekt utan HTFV	
Ångflöde	Eleffekt	Ångflöde	Eleffekt
46.4	39186	45.9	40612
44	37093	43.6	38495
40	33968	39.8	35301
35	29646	34.9	30889
30	25283	30	26336
25	21042	25	21856
20	16277	20	16924

Stängning av högtrycksförvärmarna resulterade, för samtliga ångflöden, i en högre generatoreffekt. Hur stor ökningen är visas i figur 18.



Figur 18. Procentuell generatoreffektökning som funktion av ångflöde.

Den största procentuella ökningen av generatoreffekten fås vid ångflödet 35 kg/s, enligt figur 18. Det ska dock sägas att den största effektökningen vid stängning av avtappningarna till högtrycksförvärmarna fås vid det högsta ångflödet. Då ökar generatoreffekten med ca 1,43 MW.

9 Diskussion

9.1 Optimering av framledningstemperatur med syfte att nå högsta generatoreffekt

En sak som är värt att notera är att om testerna 1 till 5 jämförs så kan det ses att fjärrvärmeflödet ökar ju högre ångflödet är. I testerna 6 till 8 ökar framledningstemperaturen och fjärrvärmeflödet ligger precis under det maximalt tillåtna. För ångflöden under 44 kg/s är det alltså begränsningen på 80 °C i framledningstemperatur som gör att densamma inte kan sänkas ytterligare för att få ut en högre generatoreffekt. För flöden över 44 kg/s är det istället flödet i fjärrvärmeledningen som sätter begränsningen.

9.2 Optimering av admissionsdata med syfte att nå högsta generatoreffekt vid ett givet ångflöde

När admissionstrycket sänks ökar volymiteten på ångan, vilket betyder att 1 kg ånga nu upptar en större volym. Det är detta som gör att reglerventilerna måste öppna mer vid ett lägre admissionsstryck.

I figur 6 kan det ses att generatoreffekten ökar marginellt när RV2 öppnas fullt. Detta har att göra med att verkningsgraden för en pådragsbåge är som högst när den är fullt öppen. När RV2 öppnats fullt och admissionstrycket fortsätter att sänkas börjar RV3 att öppnas. Under hela trycksänkningen, från 107,5 bar till 90 bar, sjunker generatoreffekten. En rimlig förklaring till detta är att RV3 är så pass mycket strypt att verkningsgraden genom dess pådragsbåge är kraftigt försämrade. Ångan som färdas genom denna utför därför inte lika mycket arbete som den skulle gjort om ventilen var fullt öppen.

För ångflödet 30 kg/s, figur 7, ökar effekten vid sänkt admissionstryck. Detta har att göra med att RV3 inte behöver strypas lika mycket när trycket sänks och därmed blir verkningsgraden högre, vilket i sin tur ger ett högre arbete. En sak som är värt att nämna är att verkningsgraden i de pådragsbågar som är fullt öppna påverkas när andra bågar öppnar och stänger. När de stänger sjunker verkningsgraden i de som är fullt öppna och när de öppnar ökar verkningsgraden i de redan fullt öppna bågar.

Figur 8, ångflöde 35 kg/s, visar att effekten beter sig snarlikt som effekten i figur 6, alltså att den går upp när RV3 öppnar fullt för att sedan sjunka när RV4 börjar öppna. Förklaringen till detta bör vara samma som för ångflödet 25 kg/s, att verkningsgraden i pådragsbågen blir låg.

Om turbinen hade haft större kapacitet hade, för 40 kg/s, lägre admissionstryck än 97,5 bar fungerat. I figur 9 ses det att när trycket sänks ner till 102,5 bar sjunker generatoreffekten för sedan öka igen när trycket sänks till 97,5. Med större kapacitet hade ökningen fortsatt, men det är svårt att säga om det hade blivit en högre generatoreffekt än vad det är vid 110 bar.

9.3 Stängning av högtrycksförvärmarna för att analysera generatoreffektökningen

Att stänga högtrycksförvärmarna görs i regel inte under normala omständigheter. Anledningen till detta är att det sänker verkningsgraden på hela cykeln, vilket vanligtvis inte är önskvärt. Ett tillfälle då det skulle kunna tillåtas att sänka cykelverkningsgraden är ifall elpriset skulle gå upp drastiskt. Det skulle då kunna vara mer lönsamt att få ut mer generatoreffekt även om cykelverkningsgraden skulle bli något lägre.

10 Slutsats

Utifrån de resultat som erhållits från de olika uppgifterna kan ett antal slutsatser dras. Resultaten från uppgift 1 gör att rekommendationen blir att hålla framledningstemperaturen på fjärrvärmewattnet så låg som möjligt utan att fjärrvärmeflödet överstiger det maximalt tillåtna.

I uppgift 2, där olika admissionsdata testades, visade det sig att den mest optimala admissionsdatan inte alltid är 110 bar och 540 °C. För flödet 30 kg/s blev generatoreffekten högre när trycket sänktes till 90 bar varför rekommendationen blir att ändra admissionsdatan på ångan. Detsamma gäller för ångflödet 35 kg/s där admissionstrycket bör sänkas till 102,5 bar.

Slutsatser vad gäller uppgift 3 är lite svårare att komma fram till. Då cykelverkningsgraden inte betraktats i detta examensarbete och tillgång till elpris och priset på bränslet saknas är det svårt att dra några slutsatser huruvida det är lönsamt eller inte att stänga avtappningarna till högtrycksförvärmarna. Därför lämnas ingen rekommendation utifrån resultaten från uppgift 3.

11 Referenser

[1] Krafringen. Örtoftaverket. El- och värme-produktion för ett hållbart Skåne [Broschyr på internet]. Krafringen 2015. Uppdaterad: 2015-02-16; Hämtad: 2015-11-25. Tillgänglig: http://www.krafringen.se/globalassets/global/krafringen/dokument/folder/ortoftaverket/ortofta_broschyr_upplaga_2014_webb-3.pdf

[2] Çengel A. Y, Boles A. B. *Thermodynamics: An Engineering Approach, 7th edition in SI Units*. New York: McGraw-Hill; 2011.

[3] Sundén, B. *Värmeöverföring*. Lund: Studentlitteratur AB; 2006.

[4] Traupel, W. *Termische Turbomaschinen* 3. Auflage. Berlin: Springer 1977

[5] VDI-Gesellschaft Energietechnik. *Thermal Acceptance Tests of Steam Turbines, DIN 1943*. Technical Report. 1975.

[6] Cordes, G. *Strömungstechnik der gasbeaufschlagten Axialturbine*. Berlin: Springer; 1963.

[7] Ray, A. *Dynamic modelling of power plant turbines for controller design. Applied Mathematical modelling, vol 4*. 1980

[8] Genrup, M. *Introduction to Partical Steam Cycles*. Energy Science, TPE, Lund University. 2014.