

Utvärdering av bibränsletorkanläggning på  
Borås Energi AB

Pauline Salomonsson  
Handledare: Kenneth Strind

Lund, 5 mars 2006

## Sammanfattning

Examensarbetet har utförts i samarbete med Borås Energi AB och är avslutningen på utbildningen till Civilingenjör i Kemiteknik vid Lunds Tekniska Högskola. Borås Energi AB är ett kommunalt bolag som ansvarar för produktion och distribution av el och värme till centrala Borås. På Ryaverket, den största produktionsanläggningen, produceras el och värme genom förbränning av biobränsle och avfall.

I början av 90-talet integrerades en biobränsletork i processen, för att öka kraftvärmeverkets verkningsgrad och ta bort kolet ur bränslemixen. Förutsättningarna i form av skatter för energiproduktion med biobränsle har ändrats sedan den installerades och det är nu osäkert när det är ekonomiskt lönsamt att ha torken i drift. En utredning av när torken bör vara i drift har därför gjorts. Utredningen innehåller även bränslefukthaltens påverkan av kväveoxidhalten vid förbränning och hur stor del flyktiga organiska ämnen som drivs av från flisen under torkförloppet. Slutligen har värmeväxlarpaket som installerades tillsammans med torken och kraftvärmeverkets rökgasekonomisrar utvärderats.

Ett optimeringsprogram för torkens lönsamhet har gjorts i Excel och värmeåtervinningen har utvärderats med en tröskeltemperatursanalys. I dagsläget är torken inte lönsam att ha i drift förrän någon annan energikälla i form av el, gasol eller olja måste tas till. Placeringen på värmeväxlarna tillhörande torken är korrekt enligt analysen.

Efter utvärdering av värmeväxlarpaket kopplat till torken konstaterades det att värmeväxlarna är överdimensionerade med tre till fem gånger, beroende av vilken växlare som studeras. De nuvarande rökgasekonomisrarna visade sig ha ett mycket lågt värmeöverföringstal. En effektivisering av dessa genom att sänka rökgasernas temperatur till cirka 120°C istället för nuvarande 170-200°C skulle, vid nuvarande energiproduktion, innebära en sparad energimängd på 31 GWh per år.

## Abstract

This Master Thesis has been performed in cooperation with Borås Energi AB and is the completion of the education to Master of Science in Chemistry at Lunds University. Borås Energi AB is a local company that produce and distribute power and heat to the central of Borås. At the biggest production plant, called Ryaverket, are power and heat produced by combustion of biomass and waste.

In the early 90's a biomass dryer was integrated in the process to increase the efficiency of the power plant and to remove the coal from the fuel mix. The conditions in form of taxes for power production with biomass have changed since the installation and now it is an uncertainty about when it's profitable to have the dryer running. This investigation contains also the influence of the humidity of the biomass on the production of nitrogen oxides during the combustion and how large the part of volatile organic compounds that are evaporated from the biomass during the drying is. Finally the heat exchangers connected to the dryer and the exhaustgas economiser has been evaluated.

A computer program for optimizing of profit of the dryer has been made in Excel and the heat recovery has been evaluated with a pinch-analyse. As the situation today the dryer isn't profitable until an other energy source, in form of electricity, LPG or oil, is needed. The placing of the heat exchangers is correct according to the analyse.

After the evaluation of the heat exchangers could it be confirmed that only a third to a fifth is used, dependent on which exchanger that is studied. The present combustion gas economisers were shown to have very low heat transfer per square meter. An effectivisation of these, by decreasing the temperature of the combustion gases to 120°C in stead of the present 170-200°C, would lead to a saved energy quantity of 31 GWh per year, according to the present power production.

# Innehåll

<b>1</b>	<b>Introduktion</b>	<b>1</b>
1.1	Bakgrund . . . . .	1
1.2	Målsättning . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Processen</b>	<b>3</b>
2.1	Torken . . . . .	4
2.2	Spread-stokerpanna . . . . .	5
2.3	Olika metoder för rening av smutsångkondensat . . . . .	7
<b>3</b>	<b>Teori</b>	<b>9</b>
3.1	Ångtorkning . . . . .	9
3.1.1	Kinetik . . . . .	9
3.2	Fluidbäddteknik . . . . .	11
3.2.1	Tvåfasteorin . . . . .	12
3.2.2	Omblandning i fluidiserade bäddar . . . . .	13
3.2.3	Val av gashastighet . . . . .	13
<b>4</b>	<b>Bestämning av bränslets fukthalt</b>	<b>15</b>
4.1	Metod 1 - Bestämning av fukthalt utifrån medelvärden . . . . .	15
4.2	Metod 2 - Bestämning av fukthalt utifrån torr syrgashalt . . . . .	17
4.3	Metod 3 - Bestämning av fukthalt utifrån torr och fuktig syrgashalt . . . . .	23

<b>5</b>	<b>Egenförbrukning och energibalanser</b>	<b>24</b>
5.1	Egenförbrukning av el . . . . .	24
5.2	Energibalans över kraftvärmeverket . . . . .	26
5.3	Energibalans över torken . . . . .	27
<b>6</b>	<b>Kväveoxider och brännbara gaser</b>	<b>29</b>
6.1	Kväveoxider . . . . .	29
6.2	Brännbara gaser . . . . .	30
<b>7</b>	<b>Lönsamhet för tork i drift</b>	<b>31</b>
7.1	Verkningsgrader . . . . .	31
7.2	$\alpha$ -värden . . . . .	32
7.3	Kostnadsberäkning . . . . .	32
7.4	Fukthaltsreducering med hjälp av höjd överhettningstemperatur	36
<b>8</b>	<b>Dimensionering av värmväxlarpaket och utvärdering av värmeåtervinningen</b>	<b>38</b>
8.1	Dimensionering av värmväxlarpaket . . . . .	38
8.2	Värmeåtervinning . . . . .	41
8.3	Effektivisering av rökgasekonomisar . . . . .	43
8.3.1	Beräkning och dimensionering . . . . .	43
8.3.2	Investeringskalkyl . . . . .	44
<b>9</b>	<b>Slutsatser och diskussion</b>	<b>46</b>
9.1	Bestämning av bränslets fukthalt . . . . .	46
9.2	Lönsamhet för tork i drift . . . . .	47
9.2.1	Fukthaltsreducering efter tork . . . . .	47
9.3	Dimensionering av värmväxlarpaket och värmeåtervinning . .	47
9.3.1	Effektivisering av rökgasekonomisar . . . . .	48

9.4 Fortsatt arbete . . . . .	48
<b>Nomenklatur</b>	<b>49</b>
Beteckningar . . . . .	49
Index . . . . .	51
<b>Litteraturförteckning</b>	<b>52</b>
<b>A Flödes- och kopplingsscheman</b>	<b>54</b>
<b>B Beräkningar, värden och konstanter</b>	<b>59</b>
B.1 Bestämning av bränslets fukthalt . . . . .	59
B.1.1 Metod 2 - Bestämning av fukthalt utifrån torr syrgashalt	59
B.2 Egenförbrukning och energibalanser . . . . .	60
B.2.1 Egenförbrukning av el . . . . .	60
B.2.2 Energibalans över kraftvärmeverket . . . . .	61
B.2.3 Energibalans över torken . . . . .	64
B.3 Lönsamhet för tork i drift . . . . .	64
B.3.1 Kostnadsberäkning . . . . .	64
B.4 Dimensionering av värmväxlarpaket och utvärdering av värme- återvinningen . . . . .	65
B.4.1 Dimensionering av värmväxlarpaket . . . . .	65
B.4.2 Värmeåtervinning . . . . .	65
B.4.3 Effektivisering av rökgasekonomisar . . . . .	67
<b>C Askanalys</b>	<b>69</b>
<b>D Tester av överhettningstemperatur</b>	<b>70</b>

<b>E</b>	<b>Variabler från Cactus</b>	<b>72</b>
E.1	Bestämning av bränslets fukthalt . . . . .	72
E.1.1	Metod 1 - Bestämning av fukthalt utifrån medelvärden	72
E.1.2	Metod 2 - Bestämning av fukthalt utifrån torr syrgashalt	73
E.1.3	Metod 3 - Bestämning av fukthalt utifrån torr och fuktig syrgashalt . . . . .	73
E.2	Egenförbrukning och energibalanser . . . . .	74
E.2.1	Egenförbrukning av el . . . . .	74
E.2.2	Energibalans över kraftvärmeverket . . . . .	75
E.2.3	Energibalans över torken . . . . .	76
E.3	Lönsamhet för tork i drift . . . . .	76
E.3.1	Verkningsgrader . . . . .	76
E.3.2	$\alpha$ -värden . . . . .	77
E.4	Dimensionering av värmeväxlarpaket och värmeåtervinning . .	78
E.4.1	Dimensionering av värmeväxlarpaket . . . . .	78

# Kapitel 1

## Introduktion

Examensarbetet har utförts i samarbete med Borås Energi AB. Borås Energi AB är ett kommunalt bolag som ansvarar för produktion och distribution av el och värme till centrala Borås. Ryaverket är den största produktionsanläggningen och består bland annat av två rosterpannor av typen spread-stoker, två fluidbäddpannor, två turbiner och en tork. I dagsläget produceras energi både genom förbränning av biobränsle i spread-stokerpannorna och med en ny avfallsförbränningsanläggning, fluidbäddpannorna [1].

### 1.1 Bakgrund

Biobränslepannorna eldades ursprungligen med olja, men byggdes om för fasta bränslen, kol och flis, i början av 1980-talet. Ombyggnaden gjordes dels för att minska beroendet av olja efter oljekriserna 1973 och 1979 och dels för att ta steget mot en mer miljöanpassad anläggning. Vid eldning med olja hade varje panna en nominell kapacitet på 100 ton ånga i timmen. Efter konverteringen blev kapaciteten, då effekten var fördelad enligt 75 % från biobränsle och 25 % från kol, 90 ton ånga per timme [2].

I början av 1990-talet startades undersökningar för att ersätta kolet med biobränsle i form av flis [2]. Vid förbränning av fuktig flis, med en fukthalt på cirka 50 %, blir kapaciteten för varje panna 55-60 ton ånga i timmen. Torkas bränslet till en fukthalt på cirka 15 %, ökar kapaciteten till 75-80 ton ånga per timme [3]. 1994 installerades en biobränsletork i kraftvärmeprocessen för att öka ångproduktionen, men även för att återvinna energin i fukten från biobränslet och öka värmeåtervinningen. Ångtorken använder färsånga som

värmemedium, vilket medför ett lägre  $\alpha$ -värde och en lägre elproduktion i förhållande till energiproduktionen. Den totala verkningsgraden för anläggningen ökar dock med en tork, eftersom energin från avdriven bränsléfukt kan tas tillvara som värme [1, 2].

## 1.2 Målsättning

Målsättningen med examensarbetet är att energi- och lönsamhetsbestämma biobränsletorkanläggningen. Förutsättningarna för energiproduktion med biobränsle har ändrats sedan torken installerades. Det är nu osäkert när det är ekonomiskt lönsamt att ha torken i drift och önskemål om en utförlig utredning finns. Utredningen ska innehålla förutsättningarna för när torken är vinstgivande att driva. Detta innefattar även att ta reda på om kväveoxidhalten ökar vid förbränning av torkat bränsle och hur stor del flyktiga organiska ämnen som avdrivs från flisen under torkförloppet. Målet är att ta fram ett optimeringsprogram som, under gällande förhållanden, beräknar vid vilken last det är lönsamt att ha torken i drift.

Värmeväxlarpaketet som installerades tillsammans med torken dimensionerades efter en större last och för en eventuell bioförgasningsanläggning. I examensarbetet ingår också att kontrollera utnyttjandegraden utav detta. Det framkom även önskemål under examensarbetets gång att titta närmare på rökgasekonomisrarna och se om det finns möjlighet att återvinna mer energi ur rökgaserna.

# Kapitel 2

## Processen

Biobränsle, i form av flis, anländer till Ryaverket med lastbilar, där det tippas i en lagringsficka. Från fickan matas flisen med ett transportband till en biobränsletork, driven av färsång, se flödesschema i figur A.1 i bilaga A. Ingående flis i torken har en fukthalt på cirka 50 % och torkas till en fukthalt på 25 %. Den avdrivna fukten, smutsången, används senare i processen för förvärmning av matarvatten respektive värmning av fjärrvärmevatten. Biobränslet förs vidare till två bränslesilos och därifrån till två ångpannor av typen spread-stoker för förbränning. Det finns även möjlighet att, när torken är stoppad, köra flisen förbi torken och direkt till bränslesilosarna [2].

Ångpannorna genererar 50 bars(a) ånga vid cirka 500°C. En del av ångan tappas av före turbinerna, stryps och kyls med matarvatten ner till 11 bar(a) och 220 °C, för att sedan värma torken. Beroende på turbinernas last kan även avtappningar till en 4 bars(a) och en 10 bars(a) växlare göras. Resterande ånga passerar genom två elproducerande turbiner och kondenseras med fjärrvärmevatten. På turbinerna sker avtappning av ånga när torken inte är i drift. Denna används för att tryckhålla matarvattentanken. Kondensatet från turbinerna värms därefter, med hjälp av smutsången från torken, innan det samlas upp i matarvattentanken. Även färsångkondensatet från torken går till matarvattentanken, efter att det har flashats av mot 4 bars(a) nätet [2, 4].

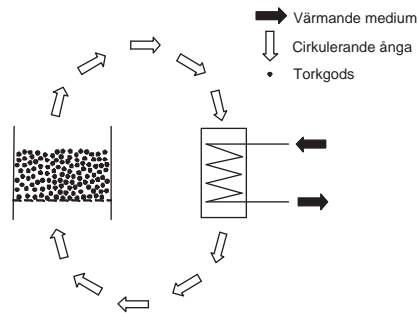
Vid torkning av träbränslen förångas lättflyktiga organiska ämnen, framförallt terpenier, fenoler, alkoholer och karboxylsyror. Dessa ämnen återfinns till största delen lösta i smutsångkondensatet från torken. Föroreningar som inte kondenserat och inerta gaser tappas av och leds till pannorna för förbränning. De lösta föroreningarna bidrar till höga halter av biologiskt syreförbrukande material, BOD, och kemiskt syreförbrukande material, COD [2]. Då

smutsångkondensatet leddes direkt efter neutralisation till Borås kommunala reningsverk, uppstod luktproblem i spillvattennätet och de kvävereducerande bakterierna på reningsverket påverkades negativt. Bakterieflorens negativa påverkan berodde främst på kondensatets toxiska innehåll av bland annat terpenener [5]. Smutsångkondensatet renas därför idag innan det släpps till Borås kommunala reningsverk. Reningen sker i en biologisk reningsanläggning som är ansluten till processen, andra reningsmetoder har testats innan denna anläggning uppfördes [3, 5]. Efter den biologiska reningsanläggningen är en värmepump kopplad, för att ta till vara på ytterligare energi [3].

## 2.1 Torken

Biobrännletorke är utvecklad av Niro A/S och är en ångtork baserad på fluidbäddteknik. Ursprungligen utvecklades torke för torkning av betmassa på sockerbruk, men har även visat sig fungera för torkning av biomassa [6]. I Sverige finns två torkar av denna typ som används för torkning av biomassa, dels på Ryaverket i Borås och dels på massabruket i Mönsterås [3].

Torke består av ett 20 meter högt, cylindriskt tryckkärl med en värmväxlare i mitten och en stor fläkt i botten, se figur A.2 i bilaga A. Fläkten suger ången genom värmväxlaren i kärlets mitt och skapar en cirkulerande ångström som lyfter den fluidiserande bädden, se figur 2.1. I värmväxlaren överhettas ången med hjälp av kondenserande färskånga. Bädden finns i den nedre delen av torke och är uppdelad i 16 torkceller avskiljda av mellanväggar. I botten av varje cell sitter en fördelningsplåt, vilken sprider den cirkulerande ången jämnt under bädden. Ångströmmen lyfter biobrännlet till olika höjd beroende på bitarnas tyngd. De tyngre bitarna transporteras från cell till cell genom en öppning i nedre ytterkanten av mellanväggen. Lättare bitar, vilka har ryckts med av ångströmen, fångas upp av diffusorerna över cellerna och förs via styrskenor till nästa cell. Små torra partiklar avskiljs i en stoftavskiljare i toppen av torke. Partiklarna transporteras sedan till den sista cellen med en ångejektor, driven av färskånga. På detta sätt erhålls en jämn fukthalt på det torkade brännlet. Det torkade biobrännlet mats ut ur botten av torke och förs vidare till ångpannorna för förbränning. Uppehållstiden i torke varierar mellan sex sekunder och sex minuter [6, 7].



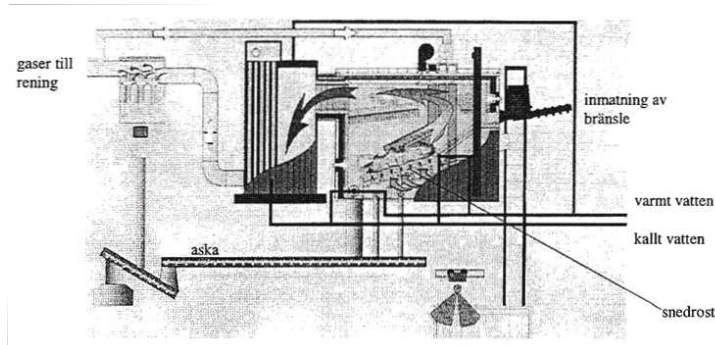
Figur 2.1: Principskiss över Nirorotorkens funktion [6].

Avdriven fukt från bibränslet skapar ett överskott av ånga i torken. Överskottet tappas av i toppen av torken och leds till värmeväxlare, där energin överförs till matarvattnet och fjärrvärmenätet [7].

Torken på Borås Energi AB installerades initialt med grundtillbehör, det vill säga med en cellmatare i både in- och utloppet för biomassan. Under tidens gång har ombyggnader gjorts för att åtgärda en del problem. Cellmataren i inloppet har bytts ut mot en pluggskruv och en rivarskruv, för att minimera läckage av smutsånga vid inmatning. Även hålen i cellväggarna har skurits upp för att förhindra igensättningar [4].

## 2.2 Spread-stokerpanna

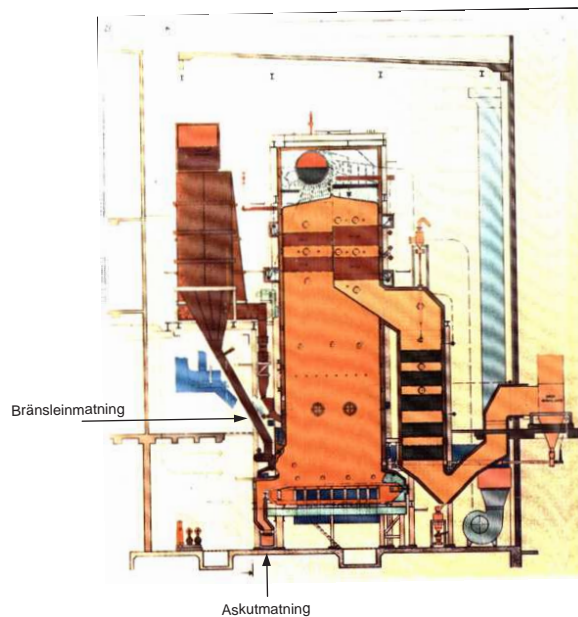
Biobränslepannorna är spread-stokerpannor, vilket är en typ av rosterpanna. En rosterpanna är utformad så att bränslet matas in i ena änden av pannan. Sedan transporteras det på ett band, rosten, genom pannan för att därefter matas ut i andra änden, se figur 2.2. Bandet är uppbyggt av järnstavar med hål i eller med utrymmen emellan. Förbränningsluft tillförs bädden underifrån. En större luftmängd ger en ökad förbränning och en högre effekt [6].



Figur 2.2: Vanlig rosterpanna [6].

Vid förbränning av fuktigt bränsle i en rosterpanna kan pannan delas upp i tre zoner. I den första zonen, i början av bandet, torkas bränslet. Detta sker genom strålning från väggarna och med hjälp av förvärmad förbränningsluft. På nästa bit av bandet, zon två, förgasas de flyktiga beståndsdelarna av bränslet. Slutligen i zon tre förbränns det fasta materialet. Förgasade beståndsdelar förbränns i pannutrymmet ovanför rosten. Vid hög fukthalt hos bränslet sjunker den så kallade rostbelastningen,  $\text{MW}/\text{m}^2$ , eftersom en större yta tas upp av torkning och en större panna behövs för att klara förbränningen [6].

I en spread-stokerpanna sprayas bränslet in i pannan i motsatt riktning gentemot rosten, se figur 2.3. Detta medför att förbränningsförloppet kan liknas vid förloppet hos en fluidbäddpanna. När flisen sprayas in pannan startar torkning och förbränning direkt, innan bränslet har landat på rosten. Detta leder till att det krävs en mindre rost, i jämförelse med en vanlig rosterpanna och att mer effekt kan fås ur bränslet. Spread-stokern gör också pannan mycket flexibel ur bränslesynpunkt och i stort sett vilket fast bränsle med låga emissioner kan användas. Anpassningen sker genom ändringar i kasthöjden. Nackdelen med en spread-stokerpanna är att det inte finns något tryckfall över rosten, vilket kan bidra till en ojämn fördelning av förbränningsluften och därmed en ojämn förbränning [4].



Figur 2.3: Spread-stokerpannan på Borås Energi AB [4].

## 2.3 Olika metoder för rening av smutsångkondensat

På grund av luktproblemen och smutsångkondensatets toxicitet beslutades det något år efter drifttagandet av torken att någon form av reningsanläggning för kondensatet måste byggas. Reningsanläggningen skulle uppföras till en så låg kostnad som möjligt och olika alternativ undersöktes. Bland annat konstruerades en stor kolonn på verket, för att separera de olika ämnena i smutsångkondensatet. Då detta inte fungerade beslutades, efter flera lyckade försök, att en biologisk reningsanläggning skulle byggas [4].

Den biologiska reningsanläggningen består bland annat av en pumptank, en bioreaktor med rörligt bärrmaterial av typen NATRIX<sup>TM</sup>. Smutsångkondensatet från torken kyls, med hjälp av värmeväxlare, till en biologiskt lämplig temperatur mellan 35-37°C. Eftersom kondensatet innehåller en del syror neutraliseras det innan bioreaktorn. Neutralisationen sker i pumptanken som ligger före reaktorn. I reaktorn tillsätts närsalter för att optimera den biologiska nedbrytningen [5].

I bioreaktorn sker reduktion av organiskt material genom biologisk oxidation.

För att detta ska kunna ske finns ett luftningssystem i reaktorns botten, som förser bakterierna med syre och blandar om i reaktorn. Bärarmaterial med bakterier avskiljs från utloppsvattnet via ett galler i utloppsröret [5].

# Kapitel 3

## Teori

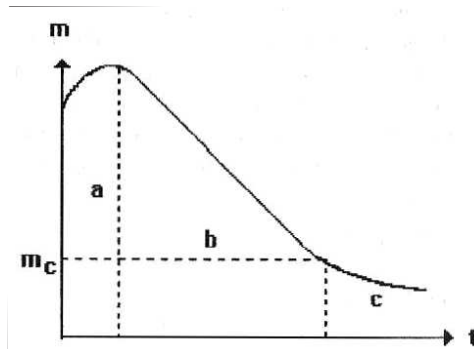
Ångtorkning har funnits i över hundra år, men det var först för cirka 70 år sedan som den började användas industriellt. I jämförelse med ångtorkning är fluidbäddtekniken en relativt ny teknik, som har utvecklats under de två senaste decennierna. Genom att kombinera dessa två tekniker fås en effektiv mass- och värmeöverföring [3, 8].

### 3.1 Ångtorkning

Ångtorkning har flera fördelar gentemot lufttorkning vad gäller värmeåtervinning, gasvolym och emissioner [9, 10]. Värmeåtervinningen underlättas genom att sekundärvärmets från torken fås vid en hög temperatur om torkningen sker vid övertryck. Då ånga innehåller mer energi per volymenhet än luft krävs en mindre volym för att tillföra samma energimängd. Emissionerna från en ångtork är små. Detta eftersom torkmediet och eventuella föroreningar kan kondenseras, vilket ger en mindre volym och en enklare upparbetning [10].

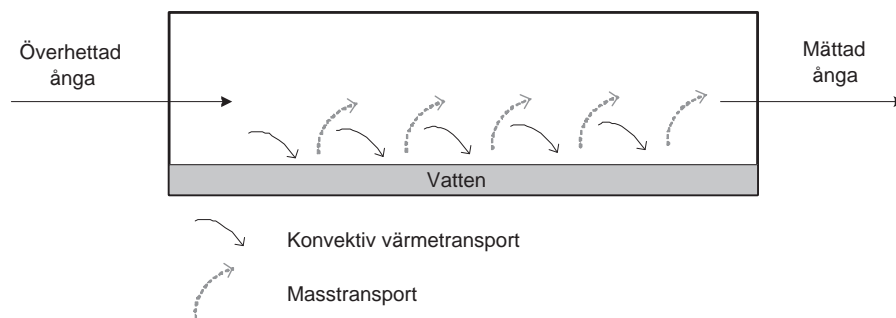
#### 3.1.1 Kinetik

Ångtorkning kan delas in i tre faser: uppvärmning (a), förångning vid konstant hastighet (b) och förångning vid avtagande hastighet (c), se figur 3.1. Då förångningen sker med konstant hastighet avgår den största mängden vatten, vilket kan ses i figur 3.1 [11].



Figur 3.1: Diagram över materialets massa beroende av tiden [11].

Under uppvärmningsfasen, när det våta materialet med lägre temperatur möter den överhettade ångan, värms materialet via konvektion och genom att ånga kondenserar mot den kallare ytan, se figur 3.2. Materialet blir till en början våtare [10, 11].



Figur 3.2: Torkförloppet på materialets yta [6].

När vattnet i materialet når mättnadstemperaturen börjar det förångas. Värmetransporten till ytan sker konvektivt, med den rådande temperaturdifferens som drivande kraft. Så länge ytan är fuktig sker förångningen vid konstant temperatur och hastighet. Förångningshastigheten bestäms av värmeöverföringskoefficienten, temperaturdifferensen och andelen exponerad area. Masstransporten kan beskrivas enligt ekvation 3.1.

$$\dot{m} = \frac{k \cdot A}{\Delta H_{vap}} \cdot (T_{\ddot{o}a} - T_y) \quad (3.1)$$

Där  $\dot{m}$  är massöverföringen från materialets yta,  $k$  är värmegenomgångskoefficienten,  $A$  är bitens yta,  $\Delta H_{vap}$  är förångningsvärmets,  $T_{\ddot{o}a}$  är temperaturen på den överhettade ångan och  $T_y$  är temperaturen på bitens yta.

Det yttre masstransportmotståndet är alltså försumbart och en ökning av temperatur eller gashastighet medför en markant ökning av förångningshastigheten [10, 11].

Då den inre masstransporten inte längre kan hålla ytan fuktig har materialet nått den kritiska fukthalten,  $m_c$ , och den avtagande förångningshastighetsperioden startar. Temperaturen på ytan och i materialet stiger. Temperaturökningen bidrar till att bryta eventuella fysikaliska eller kemiska bindningar till vattenmolekylerna. Ånga drivs ut med hjälp av en tryckskillnad som motsvarar tryckfallet i porerna [10, 11].

Torkhastigheten vid ångtorkning av kapillärporösa material bestäms av det kombinerade värmetransportmotståndet, men vid ångtorkning av finporigt material kan masstransporten bli dominerande. Torkningen fortsätter tills jämvikt mellan material och ånga har uppnåtts [10, 11].

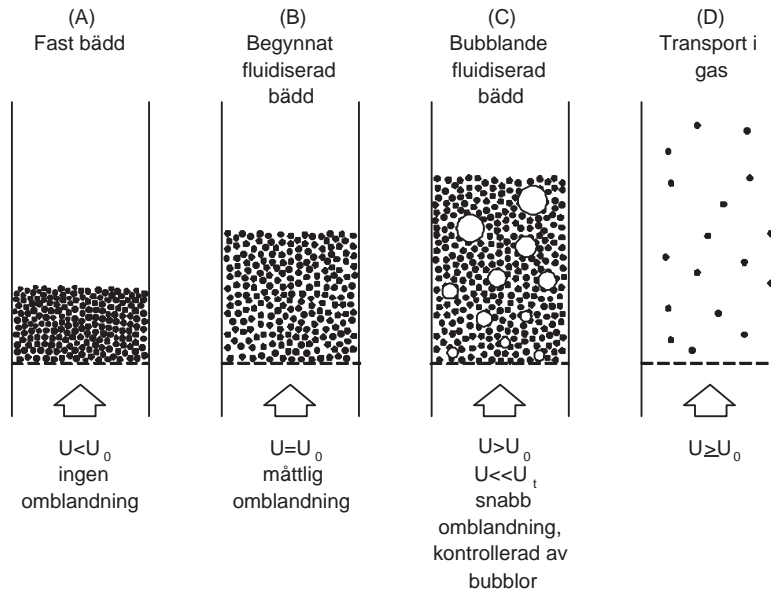
Inom industrin torkas inte biomassa så länge att den sista fasen blir aktuell [11]. På Borås Energi AB torkas biomassan till en fukthalt på cirka 20 %, vilket ligger inom gränserna för fasen med konstant förångningshastighet och massöverföringen kan beskrivas med ekvation 3.1. Jämvikt mellan ånga och biobränsle inträder först då bränslet har en fukthalt på 6 % [11].

## 3.2 Fluidbäddteknik

Fluidiserade bäddar används både vid torkning och vid förbränning av fasta material. Genom fluidisering kan ett fast material nästan erhålla samma egenskaper som ett flytande [12].

Bädden är placerad på ett galler, fördelaren, vilket fördelar gasen jämt under bädden. Har gasen låg hastighet, kommer den knappt att kunna tränga igenom bädden av partiklar. Gashastigheten är till en viss gräns proportionell mot tryckfallet över bädden. En ökad gashastighet medför då ett stigande tryckfall. Detta förekommer tills tryckfallet är ekvivalent med partiklarnas vikt delat med bäddens area. När detta inträffar suspenderas partiklarna i den uppåtgående gasen, det vill säga partiklarnas tyngd motverkas av friktionskraften mellan gas och partikel. Bädden är då så kallat begynnat fluidiserad,  $u = u_0$ . Vid en gashastighet större än  $u_0$  passerar en del av gasen bädden som bubblor. Bubblorna ökar omblandningen i bädden, genom att dra med sig partiklar. Ökas hastigheten ytterligare drar gasen med sig partiklar bort från bädden. Små och lätta partiklar dras med mycket lättare och

andelen medryckta partiklar beror på hur gasbubblorna spricker vid bäddens yta, se figur 3.3 [12].



Figur 3.3: Fluidiseringsförloppet vid olika hastigheter [12].

I fluidiserande bäddar torkas materialet/partiklarna svävande i gasen och den fluidiserade bädden kan beskrivas som en kokande vätska. När bädden antar samma form som det omkringliggande kärlet och har en viskositet nära noll kommer tyngre partiklar att sjunka, medan lätta stiger [12], vilket är principen som biobränsletorken på Borås Energi AB tillämpar.

### 3.2.1 Tvåfasteorin

För att beskriva den bubblande fluidiserade bäddens egenskaper brukar en förenklad modell, kallad tvåfasteorin, användas. Där delas bädden upp i två delar: en partikelfas och en bubbelfas. Partikelfasen beskrivs som en homogen massa med voiden  $\epsilon_0$  och gashastigheten  $u_0$ . Bubbelfasen består av överskottsgas och är nästintill fri från partiklar. Gasbubblorna passerar snabbt genom bädden och har en stor inverkan på bäddens egenskaper, då de står för omblandningen. Bubblorna bildas redan vid fördelaren och växer sedan snabbt under passagen genom bädden, eftersom trycket minskar [12].

### 3.2.2 Omblandning i fluidiserade bäddar

Vid fördelaren sker en mycket kraftfull omblandning. Detta tillsammans med partiklarnas stora ytarea ger en mycket effektiv mass- och värmeöverföring mellan gas och partiklar. Den snabba mass- och värmeöverföringen förklarar hur en jämn temperaturprofil kan uppnås även i storskaliga fluid-bedtorkar. Som tidigare nämnts står gasbubblorna för omblandningen i bädden. Omblandningen sker genom att bubblorna drar med sig partiklar i kölvattnet och sedan tappar dem på olika ställen under färden till ytan. När gasbubblan når ytan lämnas de kvarvarande grova partiklarna där medan de små partiklarna följer med gasströmmen. Omblandningen beror till största delen på volymen stigande bubblor och gynnas av förhållanden som producerar snabbt stigande bubblor. Den horisontella omblandningshastigheten blir därför flera gånger större än den vertikala omblandningshastigheten. Vidare gynnas omblandningen av minskad partikel storlek, då fint material fluidiseras jämnare än grovt material [12].

### 3.2.3 Val av gashastighet

För att bestämma gashastigheten för den fluidiserade bädden, bestäms först den gashastighet då bädden är begynnad fluidiserad. Denna hastighet bestäms utifrån tryckfallet och den ytliga hastigheten för en fast bädd. Hastigheten kan härledas ur ekvationerna 3.2, 3.3 och 3.4.

$$Re_0 = \sqrt{C_1^2 + C_2 \cdot Ar} - C_1 \quad (3.2)$$

$$Re_0 = \frac{d \cdot u_0 \cdot \rho_f}{\mu} \quad (3.3)$$

$$Ar = \frac{\rho_f \cdot (\rho_s - \rho_f) \cdot g \cdot d^3}{\mu^2} \quad (3.4)$$

där  $C_1 = 27.2$  och  $C_2 = 0.0408$ , under förutsättning att voiden,  $\epsilon_0$ , är 0.4 [12].

Det har visats att ekvation 3.2 fungerar bra över ett brett område,  $\pm 25\%$ , om partiklarna inte är kohesiva. Stora partiklar fluidiserar vid en lägre gashastighet, då voiden oftast är större. Detta gäller även för bäddar med oregelbundet formade partiklar.  $u_0$  kan bestämmas med ett enkelt test i en liten fluidbädd, där tryckfallet mäts i förhållande till ökningen av gashastigheten [12].

För industriellt bruk är det viktigt att ha en kraftigt fluidiserad bädd med tillräcklig omblandning. Detta för att få en jämn temperaturprofil över bädden och för att inte för stora partiklar skall orsaka defluidisering. Därför

väljs gashastigheten till två eller tre gånger större än den initiala fluidiseringshastigheten. Gashastigheten ska vara så stor som möjligt, men den får inte vara större än sluthastigheten, den hastighet då partiklarna följer med gasströmmen. Sluthastigheten, när flödet är laminärt, kan bestämmas från Stokes lag, se ekvation 3.5.

$$u_t = \frac{(\rho_s - \rho_f) \cdot g \cdot d^2}{18 \cdot \mu} \quad (3.5)$$

Ekvation 3.5 ger en indikation på var den övre gränsen för gashastigheten går, men designen på utrymmet ovanför bädden är också avgörande för hur mycket utav de fina partiklarna som förloras med gas strömmen [12].

# Kapitel 4

## Bestämning av bränslets fukthalt

För att sätta upp en energibalans över torken bör fukthalten i bränslet före och efter torkning bestämmas. Det finns ingen mätning av fukthalten på flisen före torkning eller före förbränning, utan denna beräknas utifrån övriga mätdata. Fukthalten mäts däremot på varje flisslag som levereras. Mätningarna utförs av en fristående förening kallad Virkesmätares förening, VMF. Deras uppmätta värden kommer att användas som ett riktvärde vid beräkningarna för fukthalten före torken.

Fukthalten kan beräknas både diskontinuerligt och kontinuerligt. I den diskontinuerliga metoden, metod 1, används medelvärden för beräkning av värmevärden och fukthalter. Den kontinuerliga metoden, metod 2, bygger på att den torra syrgashalten i rökgaserna och därmed luftöverskottet i pannan är känd. Utifrån denna kan fukthalten i rökgaserna beräknas och sedan motsvarande fukthalt i bränslet. En enklare variant av metod 2, metod 3, fås då även den fuktiga syrgashalten är känd.

Data till beräkningar hämtas i driftdatorns historik och exempel på denna återfinns i tabell E.1 och E.2 i bilaga E.1.

### 4.1 Metod 1 - Bestämning av fukthalt utifrån medelvärden

I metod 1 används medelvärden, beräknade från data tagna direkt ur driftdatorn, för följande parametrar:

- flisens massa på transportbandet före torken
- effekten på tillfört bränsle till pannorna
- flödet på smutskondensatet
- flödet på ejektorångan

Medelvärden för ovan nämnda parametrar beräknas för hand mellan två tider då den sammanlagda nivån i biosilosarna börjar och slutar på samma värde. För att ta reda på den avdrivna mängden vatten subtraheras ejektorångflödet från smutskondensatflödet. Värmevärden och fukthalter kan sedan beräknas enligt ekvation 4.1 till 4.4.

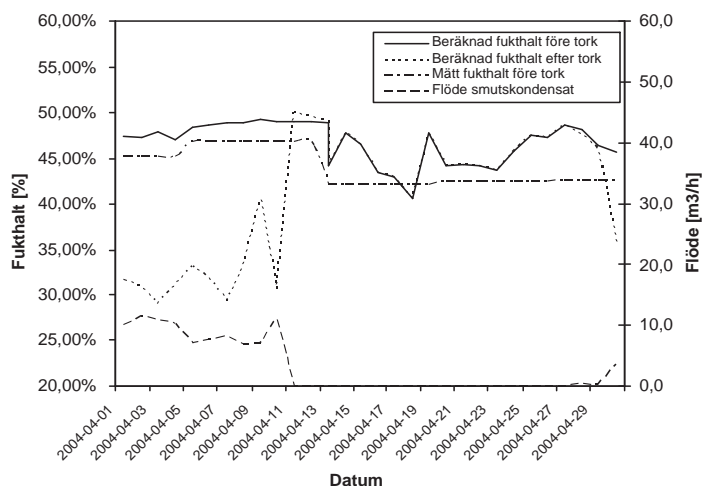
$$H_{iet} = \frac{P_b}{\dot{m}_{b,ft} - (F_{sk} \cdot \rho_{H_2O} - \dot{m}_{e\grave{a}})} \quad (4.1)$$

$$x_{H_2O,et} = \frac{H_{ib} - H_{iet}}{H_{ib} + 2.5} \quad (4.2)$$

$$x_{H_2O,ft} = \frac{(1 - x_{H_2O,et}) \cdot (F_{sk} \cdot \rho_{H_2O} - \dot{m}_{e\grave{a}}) + \dot{m}_{b,ft} \cdot x_{H_2O,et}}{\dot{m}_{b,ft}} \quad (4.3)$$

$$H_{ift} = (1 - x_{H_2O,ft}) \cdot H_{ib} - 2.5 \cdot x_{H_2O,ft} \quad (4.4)$$

Fukthalter och värmevärden bestäms för torkad och otorkad flis. I figur 4.1 presenteras fukthalten i bränslet under april 2004.



Figur 4.1: Fukthalt i bränsle före och efter tork för april 2004.

Smustkondensatflödet, vilket ses i figur 4.1, är en indikator på när torken är i drift. Ett medelvärde för fukthalten före och efter tork, för tork i drift respektive stopp beräknas och redovisas i tabell 4.1.

Tabell 4.1: Sammansättning av torrt bränsle.

	Tork i drift	Tork i stopp
Fukthalt före tork [%]	48.3	46.0
Fukthalt före tork mätt [%]	45.4	42.4
Fukthalt efter tork [%]	32.1	46.0
Värmevärde före tork [MJ/kg]	8.73	9.21
Värmevärde efter tork [MJ/kg]	12.2	9.21

Överensstämmelsen till uppmätt data är god, 6% då torken är i drift och 8% då torken är i stopp. Att plocka ut medelvärden är oerhört tidskrävande, då dessa måste plockas ut för hand innan beräkningen. De bör heller inte sträcka sig över mer än några timmar. En längre tidsperiod medför allt för stor osäkerhet i beräkningarna.

## 4.2 Metod 2 - Bestämning av fukthalt utifrån torr syrgashalt

Metod 2 är kontinuerlig och använder ungefär samma typ av ekvationssystem som föregående metod. Ekvation 4.1 från metod 1 är omgjord för att passa detta kontinuerliga system, där syrgashalten i rökgaserna används för att bestämma fukthalten i bränslet.

Bestämning av fukthalten i bränslet grundar sig på flisens elementaranalys, bilaga C, och den torra syrgashalten i rökgaserna. Utifrån dessa kan rökgasmängden och luftöverskottet bestämmas, se bilaga B.1.1. Antagandet att 1 m<sup>3</sup> syrgas motsvarar 4.77 m<sup>3</sup> luft, [13], görs och luftöverskottet,  $l-l_0$ , härleds ur ekvation 4.5.

$$\frac{(l - l_0)}{(l - l_0) + g_{Ot}} = y_{O_2,t} \cdot 4.77 \quad (4.5)$$

Sambandet för fukthalten i rökgaserna kan sättas upp enligt ekvation 4.6.

$$x_{H_2O,rg} = \frac{(g_0 - g_{0t}) + \overbrace{\frac{x_{H_2O,et}}{\rho_{H_2O,rg} \cdot (1 - x_{aska})(1 - x_{H_2O,et})}}^{\text{vatten från bränsle}}}{\underbrace{g_0 + \frac{g_{0t} \cdot 4.77 \cdot x_{O_2}}{1 - 4.77 \cdot x_{O_2}}}_{l-l_0} + \underbrace{\frac{x_{H_2O,et}}{\rho_{H_2O,rg} \cdot (1 - x_{aska})(1 - x_{H_2O,et})}}_{\text{vatten från bränsle}}} \quad (4.6)$$

De teoretiska torra och våta rökgasmängderna beräknas utifrån bränslets sammansättning, se ekvation B.1 och B.2 i bilaga B.1.1.

Ytterligare en okänd parameter är torr askfri bränslemängd, vilken måste beräknas innan bränslets fukthalt kan bestämmas. Denna beräknas ur den fuktiga rökgasmängden, som bestäms ur effekten från rökgaskylningen, ekvation 4.7 respektive 4.8.

$$F_{rg,vät} = \frac{P_{rg,kyl}}{c_{pm,medel} \cdot (T_{rg,in} - T_{rg,ut})} \quad (4.7)$$

$$b = \frac{F_{rg,vät} \cdot (1 - x_{H_2O,rg}) \cdot (1 - x_{O_2,t} \cdot 4.77)}{g_{0t}} \quad (4.8)$$

Då densitet och specifik värmekapacitet är temperaturberoende, approximeras dessa med hjälp av kurvanpassningar till tabelldata, se ekvation B.3 till B.7 i bilaga B.1.1.

Fukthalten,  $x_{H_2O,et}$ , i bränslet efter torken/innan pannorna kan slutligen härledas ur ekvation 4.9 och 4.10.

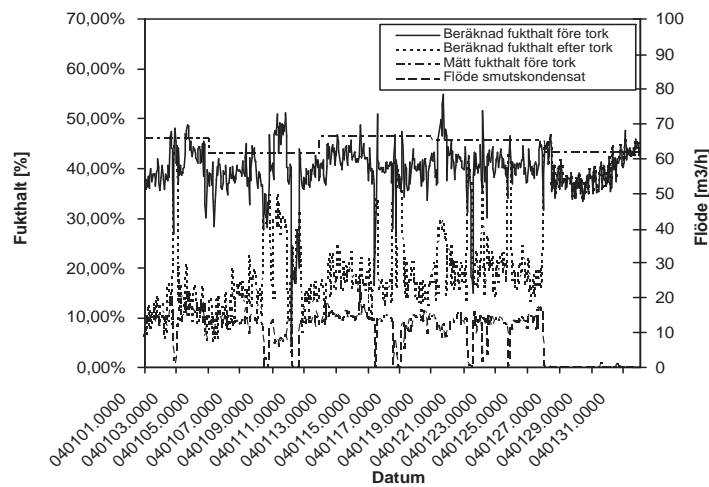
$$H_{i,et} = (1 - x_{H_2O,et}) \cdot H_{ib} - 2.5 \cdot x_{H_2O,et} \quad (4.9)$$

$$H_{i,et} = \frac{P_b \cdot (1 - x_{aska})(1 - x_{H_2O,et})}{b} \quad (4.10)$$

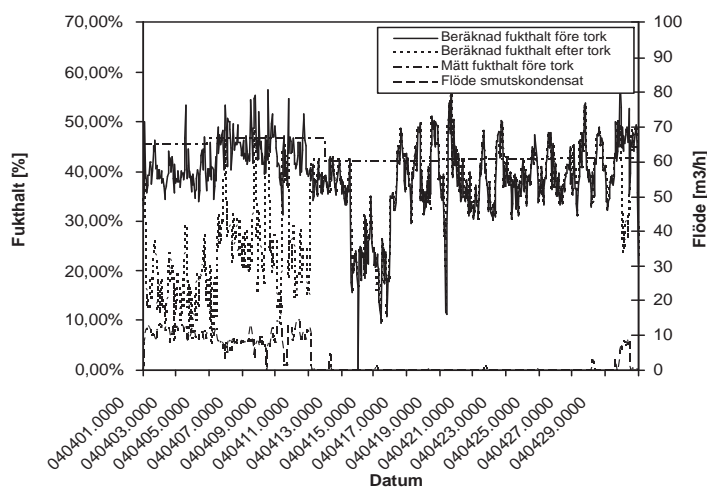
När denna fukthalt är bestämd kan värmevärden och fukthalt före torken beräknas. Detta eftersom mängden avdrivet vatten, smutskondensatflödet subtraherat med ejektorångflödet, är känd, se ekvation 4.9 och 4.11. Det förekommer även läckage av smutsånga vid utmatningen av torkat bränsle. Denna ångmängd är liten i jämförelse med smutskondensatflödet, [4], och försummas därför.

$$x_{H_2O,ft} = \frac{\dot{m}_{b,et} \cdot x_{H_2O,et} + (F_{sk} \cdot \rho_{H_2O} - \dot{m}_{e\grave{a}})}{\dot{m}_{b,et} + (F_{sk} \cdot \rho_{H_2O} - \dot{m}_{e\grave{a}})} \quad (4.11)$$

Ekvationssystemet ovan sätts upp och beräknas med hjälp av beräkningsprogrammet MATLAB, då iterationerna var för komplicerade för Microsoft Excel. Denna metod är en kontinuerlig metod, vilket underlättar hanteringen av en stor mängd data. Fukthalten före och efter torkning har, med denna metod, bestämts för hela år 2004. I figur 4.2 och 4.3 presenteras resultat från januari och april 2004. Dessa två månader representerar två olika driftsfall. I januari körs anläggningen på full last, medan i april körs anläggningen på en lägre last för att sedan ta torken ur drift.



Figur 4.2: Fukthalt i bränsle före och efter tork för januari 2004, beräknade med metod 2.



Figur 4.3: Fukthalt i bränsle före och efter tork för april 2004, beräknade med metod 2.

Medelvärde för de olika driftsfallen redovisas i tabell 4.2. Dessa medelvärden är beräknade vid stabil drift, det vill säga då torken varit i drift/stopp under en längre period, förutom medelvärdet för stoppet i januari. I januari går torken hela tiden med undantag för kortare stopp, därför sträcker sig detta medelvärde, då torken är i stopp, endast över ett kortare tidsspann.

Tabell 4.2: Sammanställning av resultaten i form av medelvärden för respektive driftsfall.

	Januari		April	
	Tork i drift*	Tork i stopp*	Tork i drift**	Tork i stopp**
Fukthalt före tork [%]	40.9	40.9	39.9	39.3
Fukthalt före tork mätt [%]	44.4	43.1	45.4	42.4
Fukthalt efter tork [%]	14.8	21.3	16.2	39.2
Värmevärde före tork [MJ/kg]	10.3	14.7	10.5	10.7
Värmevärde efter tork [MJ/kg]	16.0	14.6	15.7	10.7
Tillförd torr bränslemängd P1 [kg/s]	3.01	2.85	2.12	1.94
Tillförd torr bränslemängd P2 [kg/s]	4.13	3.88	3.68	2.25
Avvikelse gentemot uppmätt värde [%]	8.0	7.8	8.8	7.3

\* Tork i drift 20040102.2300-20040108.0200 och 20040110.2200-20040115.0300.

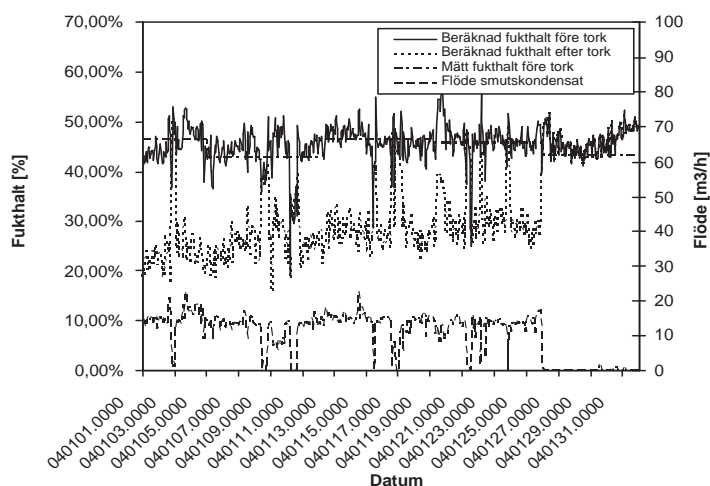
Tork i stopp 20040110.0700-20040110.1400.

\*\*Tork i drift 20040401.0000-20040405.1100.

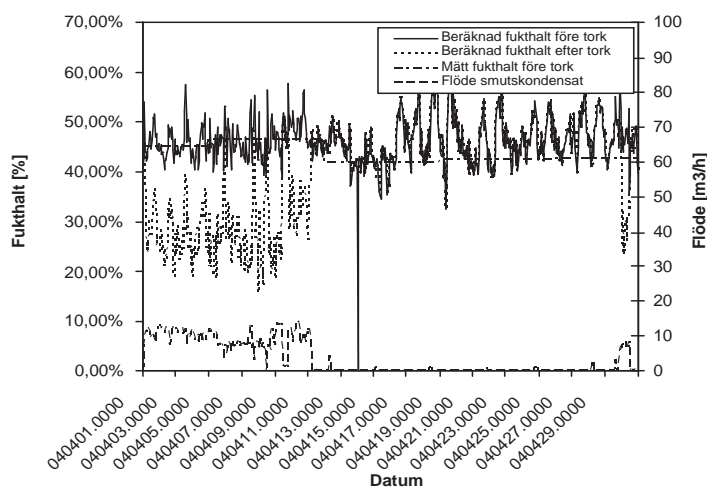
Tork i stopp 20040416.0000-20040429.1000.

För båda driftsfallen är medelvärdet för den beräknade fukthalten, innan torkning, något lägre än den mätta fukthalten, se figur 4.2 och 4.3. Avvikelsen gentemot de uppmätta värdena är ligger runt 8%. Att fukthalten avviker efter tork, i januari då torken är i stopp, kan bero på att detta medelvärde är från

ett kort stopp och att torken då inte har hunnit svalna ordentligt. Ses det närmare på de övriga resultaten som till exempel torr tillförd bränslemängd och rökgasmängd ses att båda dessa är lägre för panna 1 än för panna 2. För att kontrollera rimligheten jämförs dessa resultat med effekten från pannorna. Effekten från de båda pannorna följs åt då båda är i drift och det är då inte rimligt med så pass stora skillnader i bränsletillförsel. Skillnaden i bränsletillförsel och rökgasmängd kan härledas till att skillnaden i rökgastemperatur över ekonomisrarna är mycket större för panna 1. Jämförs även den beräknade bränslemängden med vikten på vågen före bränslesilosarna ses att den beräknade bränslemängden ligger i underkant. Därför görs beräkningarna ovan om med ett korrigerat  $\Delta T$  för rökgasekonomisern tillhörande panna 1.  $\Delta T$  för panna 1 minskas med tio, vilket ungefär är skillnaden mellan  $\Delta T$  för de båda ekonomisrarna. Både större och mindre korrigeringar har testats, men tio ger bäst resultat. Resultaten med korrigerad temperatur redovisas i figur 4.4 och 4.5 samt i tabell 4.3.



Figur 4.4: Fukthalt i bränsle före och efter tork för januari 2004, beräknade med metod 2 och korrigerad temperatur.



Figur 4.5: Fukthalt i bränsle före och efter tork för april 2004, beräknade med metod 2 och korrigerad temperatur.

Tabell 4.3: Sammanställning av resultaten från korrigerad temperatur, i form av medelvärden för respektive driftsfall.

	Januari		April	
	Tork i drift*	Tork i stopp*	Tork i drift**	Tork i stopp**
Fukthalt före tork [%]	46.2	32.5	45.6	45.1
Fukthalt före tork mätt [%]	44.4	43.1	45.4	42.4
Fukthalt efter tork [%]	26.1	32.8	27.6	45.0
Värmevärde före tork [MJ/kg]	9.18	12.1	9.31	9.42
Värmevärde efter tork [MJ/kg]	13.5	12.1	13.2	9.42
Tillförd torr bränslemängd P1 [kg/s]	3.39	3.28	2.45	2.20
Tillförd torr bränslemängd P2 [kg/s]	3.91	3.66	3.49	2.13

\* Tork i drift 20040102.2300-20040108.0200 och 20040110.2200-20040115.0300.

Tork i stopp 20040110.0700-20040110.1400.

\*\* Tork i drift 20040401.0000-20040405.1100.

Tork i stopp 20040416.0000-20040429.1000.

Totala massan biobränsle före och efter torken används i senare beräkningar och beräknas enligt ekvation 4.12.

$$\dot{m}_{b,i} = \frac{b}{(1 - x_{aska}) \cdot (1 - x_{H_2O,i})} \quad (4.12)$$

där index  $i$  står för före tork respektive efter tork.

### 4.3 Metod 3 - Bestämning av fukthalt utifrån torr och fuktig syrgashalt

Metod 3 är en något enklare variant av metod 2. På kraftvärmeverket mäts både den torra och den fuktiga syrgashalten i rökgaserna. Detta kan användas för att direkt bestämma fukthalten i rökgaserna. Torr och fuktig syrgashalt hämtas från driftdatorn och fukthalten i rökgaserna beräknas enligt ekvation 4.13.

$$x_{H_2O,rg} = \frac{x_{O_2,t} - x_{O_2,våt}}{x_{O_2,t}} \quad (4.13)$$

Härefter sker beräkningsgången på samma sätt som i förgående metod, se ekvation 4.8 till 4.12.

Denna metod kunde tyvärr inte användas då den fuktiga syrgasmätaren visade så mycket fel att fukthalten i torkad flis nästan blev den samma som den uppmätta fukthalten i otorkad flis. Metoden fungerar dock bra med väl kalibrerade instrument. Kontrollberäkningar har utförts på den nya sopförbränningsanläggningen, med goda resultat. Denna anläggning har nykalibrerade instrument och här mäts även fukthalten i rökgaserna.

# Kapitel 5

## Egenförbrukning och energibalanser

Kraftvärmeverket och torken energibestäms med hjälp utav energibalanser. Innan energibalanserna kan sättas upp måste dock kraftvärmeverkets och torkens egenförbrukning av el bestämmas.

Data till beräkningar hämtas i driftdatorns historik och exempel på denna återfinns i tabell E.3 till E.5 i bilaga E.2.

### 5.1 Egenförbrukning av el

Egenförbrukning av el är den el som krävs för att driva pumpar, fläktar, belysning med mera på kraftvärmeverket. Denna förbrukning beror på el- och värmeproduktionen på verket och om torken är i drift, stand by eller stopp. På kraftvärmeverket mäts strömåtgången på de olika ställverken och effekten kan beräknas, då spänningen är känd, se ekvation 5.1.

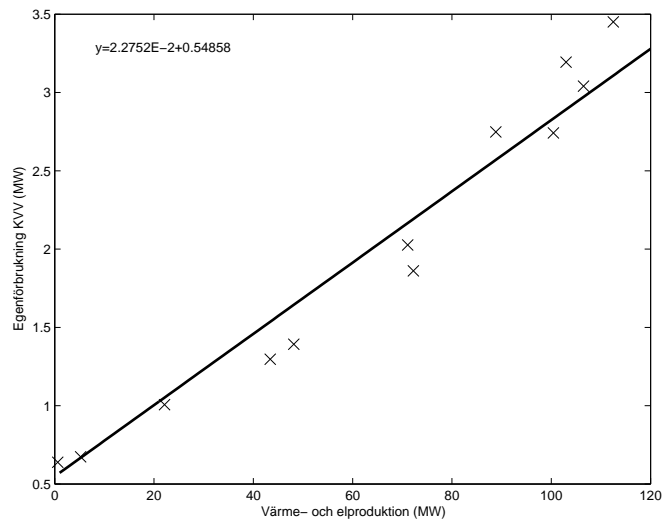
$$P_{ef,i} = \sum (I_i \cdot U_i \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi) \quad (5.1)$$

där effektfaktorn,  $\cos \varphi$ , kan sättas till 0.8.

Den extra effekt som åtgår för att driva torken antas främst vara de stora effektförbrukarna, vilka är fläkten i botten av torken, cellmataren, plugg- och rivarskruven. Effekten från fläkten beräknas ur ställverket LT18, där strömmen mäts både före och efter fläkten, se figur A.3 i bilaga A. Ur LT18

beräknas också den sammanlagda effekten från några av de mindre motorerna. Detta görs genom att fastställa hur mycket effekt som åtgår för torken i drift respektive stopp. Effekten för plugg- och rivarskriv beräknas ur stälverket LT6, se kopplingschema A.3 i bilaga A. Torken drar 0.98 MW när den är i full drift och 0.29 MW i stand by-läge.

För att beräkna effekten för kraftvärmeverket vid olika lastfall görs en anpassning. Där anpassas kraftvärmeverkets egenförbrukning till total producerad effekt. För att förenkla anpassningen beräknas ett medelvärde per månad för respektive variabel, se tabell B.2 i bilaga B.2.1. Egenförbrukningen av el plottas sedan mot el- och värmeproduktionen och en linjär anpassning görs, se figur 5.1.



Figur 5.1: Anpassning till egenförbrukningens avsatt mot el- och värmeproduktionen.

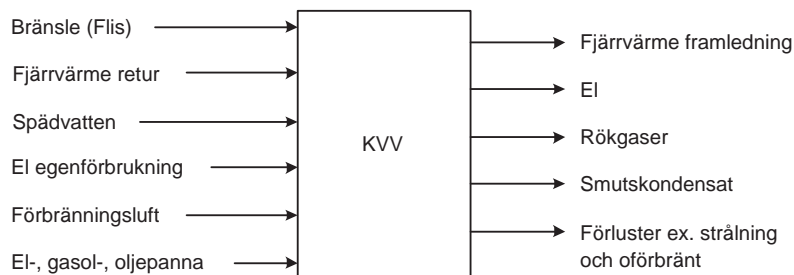
Funktion 5.2 beskriver egenförbrukningen beroende av produktionen.

$$P_{ef, KVV} = 2.2752 \cdot 10^{-2} \cdot P_{KVV} + 0.54858 \quad (5.2)$$

Kraftvärmeverket exklusive tork drog ungefär 3.5 MW vid fullast i januari och ungefär 2.0 MW vid lägre last i april.

## 5.2 Energibalans över kraftvärmeverket

Energibestämningen av kraftvärmeverket görs med hjälp av en energibalans över ingående och utgående komponenter, se figur 5.2.



Figur 5.2: Översikt över ingående och utgående strömmar från kraftvärmeverket.

Energibalansen sätts upp enligt ekvation 5.3 och 5.4. Densitet och specifik värmekapacitet för de olika strömmarna återfinns i tabell B.3 i bilaga B.2.2.

$$\begin{aligned}
 IN &= \dot{m}_{b,ft} \cdot H_{i,ft} + \dot{m}_{FjvR} \cdot c_{pFjvR} \cdot T_{FjvR} + \dot{m}_{Spv} \cdot c_{pSpv} \cdot T_{Spv} + \\
 &+ P_{ef} + F_{L,in} \cdot c_{pL,in} \cdot T_{L,in} + (1 - x_{H_2O,ft}) \cdot \dot{m}_{b,ft} \cdot c_{pb} \cdot T_{b,in} + \\
 &+ x_{H_2O,ft} \cdot \dot{m}_{b,ft} \cdot c_{pH_2O,b} \cdot T_{H_2O,b} + P_{el-gasol-oljepanna} \quad (5.3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 UT &= \dot{m}_{FjvF} \cdot c_{pFjvF} \cdot T_{FjvF} + \dot{m}_{sk} \cdot c_{psk} \cdot T_{sk,ut} + \\
 &+ P_{el} + P_{rg,förlust} + P_{strälförlust} + P_{CO\text{ förlust}} + P_{oförbräntC} \quad (5.4)
 \end{aligned}$$

Procentuell andel rökgasförluster, av effekt producerad ånga, beräknas enligt Siegerts formel, ekvation 5.5. Effekten rökgasförlust beräknas sedan med ekvation 5.6.

$$z_{rg,förlust} = \frac{T_{rg,ut} - T_{ref}}{x_{CO_2,t} \cdot 100} \cdot k \quad (5.5)$$

$$P_{rg,förlust} = \frac{x_{rg,förlust} \cdot P_{\dot{a}}}{100} \quad (5.6)$$

där  $T_{ref}$  är referenstemperaturen,  $25^\circ C$ , och  $k$  är en faktor tagen ur figur B.1, se bilaga B.2.2 [14].

Effekten strålförlust,  $P_{strålförlust}$ , avläses i figur B.2, se bilaga B.2.2 [14]. Kolmonoxidförlusten,  $P_{CO\text{ förlust}}$ , och effektförlusten av oförbränt kol,  $P_{oförbränt C}$ , beräknas, se ekvation 5.7 och 5.8.

$$P_{oförbränt C} = x_{CO} \cdot F_{rg, vät} \cdot H_{iCO} \quad (5.7)$$

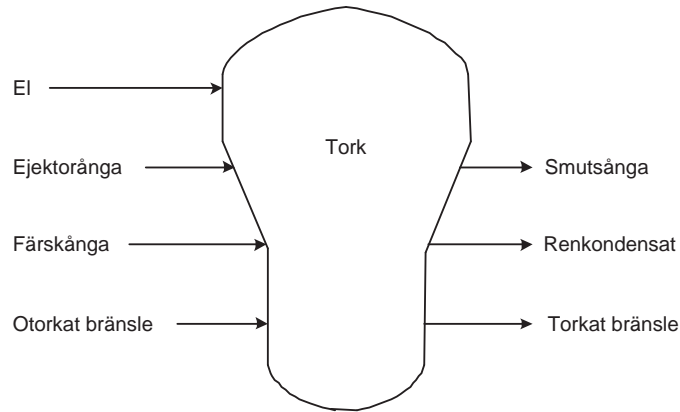
$$P_{oförbränt C} = m_{b, ft} \cdot x_{H_2O, ft} \cdot x_{aska} \cdot x_{oförbränt C} \quad (5.8)$$

Bränslet består av 1.3% aska och utav denna är 7% oförbränt kol, se bilaga C. Värmevärdet för kol är 34 MJ/kg [13].

Energibalansen över verket stämmer mycket bra, mindre än 4% fel. Medelvärdet för ingående och utgående effekt under januari månad är 319 MW respektive 313 MW. Motsvarande värden för april är 167 MW och 165 MW.

### 5.3 Energibalans över torken

Energibestämningen av torken görs på samma sätt som för hela kraftvärmeverket. Energibalansen sätts upp över de ingående och utgående komponenterna, vilka redovisas i figur 5.3.



Figur 5.3: Översikt över in- och utgående strömmar från torken.

Energibalansen över torken sätts upp, se ekvation 5.9 och 5.10. Densitet och specifik värmekapacitet för de olika strömmarna återfinns i tabell B.4 i bilaga B.2.3.

$$\begin{aligned} IN &= \dot{m}_{e\dot{a}} \cdot H_{e\dot{a}} + F_{rk} \cdot \rho_{rk} \cdot H_{\dot{a}} + \dot{m}_{b, ft} \cdot x_{H_2O, ft} \cdot c_{pH_2O, in} \cdot T_{H_2O, in} + \\ &+ \dot{m}_{b, ft} \cdot (1 - x_{H_2O, ft}) \cdot c_{pb, in} \cdot T_{b, in} + P_{ef} \end{aligned} \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned}
UT &= F_{s\dot{a}} \cdot \rho_{s\dot{a}} \cdot H_{s\dot{a}} + F_{rk} \cdot \rho_{rk} \cdot H_{rk} + \dot{m}_{b,et} \cdot x_{H_2O,et} \cdot c_{p,H_2O_{ut}} \cdot T_{H_2O_{ut}} + \\
&+ \dot{m}_{b,et} \cdot (1 - x_{H_2O,et}) \cdot c_{p,but} \cdot T_{but}
\end{aligned} \tag{5.10}$$

Energibalansen över torken stämmer bra, cirka 10 % fel, med tanke på att hänsyn inte har tagits till förluster. Förlusterna vid torkning består bland annat av ångläckage vid utmatning och strålningsförluster. Dessa förluster brukar dock antas vara cirka 10 %. Medelvärdet för ingående och utgående effekt under januari månad är 19.2 MW respektive 16.7 MW. Motsvarande värden för april är 14.3 MW och 12.8 MW. Dessa medelvärden är beräknade då torken är i stabil drift, det vill säga med ett smutskondensatflöde på över 7 m<sup>3</sup>/h.

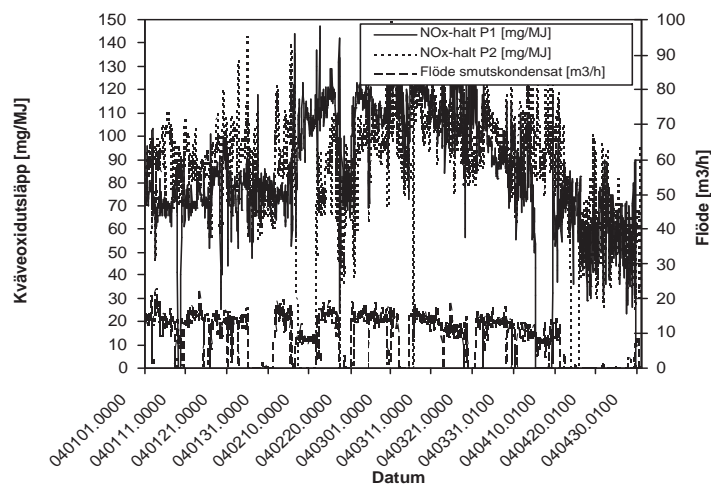
# Kapitel 6

## Kväveoxider och brännbara gaser

I examensarbetet ingick att kontrollera hur kväveoxidutsläppet beror på torkningen och väva in detta i kostnadsberäkningarna. Även de brännbara gaserna som drivs av under torkningen skulle undersökas.

### 6.1 Kväveoxider

Det finns undersökningar som visar att kväveoxidutsläppet ökar vid förbränning av ett torrare bränsle. Detta på grund av att förbränningstemperaturen i pannan ökar och därmed gynnas bildandet av kväveoxider [6]. För att kontrollera om det går att se något beroende mellan torkens drift och kväveoxidutsläppen plottades smutskondensatflödet och kväveoxidhalten under en viss tid, se figur 6.1. Kväveoxidhalten som erhålls ur driftdatorn har storheten mg kväveoxid per MJ tillfört bränsle. Denna räknas om till mg kväveoxid per kg torrt bränsle.



Figur 6.1: Kvävedioxidutsläppen från januari till april år 2004.

I figur 6.1 speglas driften och kväveoxidutsläppen under ett år. Här ses att då torken, i april, går ur drift sjunker kväveoxidutsläppen. Det skall dock tas i beaktning att även lasten på kraftvärmeverket går ner. Jämförs istället kraftvärmeverkets last med utsläppen ses ett starkare beroende än med torkens drift. Studeras utsläppen under ett kortare tidsintervall kan ett visst beroende med torken skönjas. I vissa fall gör kväveutsläppskurvan små dippar när torken går ur drift. Dessa dippar kan dock förekomma även när torken är i drift. Det går inte att se någon direkt utsläppsminskning då torken är ur drift under en lite längre period under höglast. Utförligare studier bör utföras för att fastställa ett eventuellt beroendet mellan fukthalten i bränslet vid förbränning och kväveoxidhalten.

## 6.2 Brännbara gaser

Under torkningen drivs det, som nämnts tidigare, inte bara av vatten utan även en del organiskt material. En del av detta kondenserar och förs vidare till den biologiska reningen. Materialet som inte kondenserar leds till pannorna för förbränning. Önskemål finns om att utreda vad dessa innehåller och hur stor effekt de utgör. Det går tyvärr inte utan utförligare utredning att bestämma mängden brännbara gaser, då det inte finns någon aktuell data eller några samband för denna typ av avdrivning. För att få ett tillförlitligt resultat bör mätningar på detta flöde göras.

# Kapitel 7

## Lönsamhet för tork i drift

Vid bestämning av lönsamheten för torken används både ett värmeväxlarpris och ett elproduktionspris. Värmeväxlarpriset innebär kostnaden för att elda flis enbart för att göra varmvatten via en värmeväxlare, se figur B.3 i bilaga B.3.1. Elproduktionspriset blir istället kostnaden för om flis används för att producera el, med varmvatten på köpet, se figur B.4 i bilaga B.3.1.

Data till beräkningar hämtas i driftdatorns historik och exempel på denna återfinns i tabell E.6 och E.7 i bilaga E.3.1.

### 7.1 Verkningsgrader

Till att börja med bestäms turbinverkningsgraden och verkningsgraden för elproduktionen, vilken är verkningsgraden över hela kraftvärmeverket, se ekvation 7.1 och 7.2.

$$\eta_{turbin} = \frac{P_{värmeturbin} + P_{el} + P_{4bar}}{(F_{mava} - F_{e\dot{a}} - F_{r\dot{a}}) \cdot H_{\dot{a}} + P_{avfall}} \quad (7.1)$$

$$\eta_{el,prod} = \frac{P_{el} + P_{fjv} - P_{el/gasol/olja} - P_{avfall}}{\dot{m}_{b,ft} \cdot H_{i,ft} + P_{ef}} \quad (7.2)$$

Turbinverkningsgraden bestäms till 0.96 och elverkningsgraden, verkningsgraden över kraftvärmeverket, bestäms till 0.91 då torken är i drift och 0.85 då torken är i stopp. Vid beräkning av verkningsgraden för värmeväxlarpriset, antas värmeväxlarens verkningsgrad,  $\eta_{vwx}$ , till 0.99. Detta medför att verkningsgraden för produktion av fjärrvärme kan beräknas utifrån de erhållna värdena på turbin- och elproduktionsverkningsgraden, se ekvation 7.3.

$$\eta_{fjv} = \frac{\eta_{el,prod}}{\eta_{turbin}} \cdot \eta_{vwx} \quad (7.3)$$

Verkningsgraden då all effekt används för produktion av varmvatten bestäms till 0.95 och 0.89, då torken är i drift respektive stopp.

## 7.2 $\alpha$ -värden

$\alpha$ -värdet är i el- och värmeproduktionssammanhang kvoten mellan producerad mängd el och värme, se ekvation 7.4.

$$\alpha = \frac{P_{el}}{P_{värme}} \quad (7.4)$$

Värmeproduktionen, fjärrvärmeproduktionen, på kraftvärmeverket sker inte enbart via förbränning av biobränsle. För att klara värmebehovet spetsas lasten med el-, gasol- och olja. Effekten från dessa dras därför från fjärrvärmeeffekten och  $\alpha$ -värdet över torken beräknas då enligt ekvation 7.5.

$$\alpha = \frac{P_{el}}{P_{värme} - P_{el/gasol/olja}} \quad (7.5)$$

Sedan oktober 2004 eldas även avfall. Denna förbränning producerar ånga och påverkar därmed elproduktionen. Därför används data före oktober 2004 för att beräkna  $\alpha$ -värdet för torken i drift respektive stopp.  $\alpha$ -värdet för respektive driftsfall bestäms till 0.25 och 0.28. Då torken är i drift blir  $\alpha$ -värdet något lägre. Detta beror dels på att torken använder färskånga som värmekälla och dels på att en större värmeåtervinning sker då tork är i drift.

## 7.3 Kostnadsberäkning

Kostnaden för produktion av el och värme beräknas för år 2004. Då det är lönsamheten för torken som är intressant i detta fall, kommer endast hänsyn till kostnader och intäkter relaterade till torken att beaktas. Underhåll och övriga utgifter för kraftvärmeverket i sig kommer alltså inte att tas i beaktning. Körpriset för anläggningen beräknas enligt ekvation 7.6.

$$\begin{aligned}
K_{kör} &= K_{vwx} + \frac{P_{ef}}{P_{el} + P_{fjv}} \cdot K_{el,börs} + K_{spädvatten} + \\
&+ K_{underhåll} - \alpha \cdot (K_{el,intäkt} - K_{el,prod})
\end{aligned} \tag{7.6}$$

där värmväxlarpriset,  $K_{vwx}$ , och elproduktionspriset,  $K_{el,prod}$ , beräknas enligt ekvation 7.7. Underhållskostnaderna per MWh för torken beräknas genom bestämning av hur mycket energi som har producerats med torken i drift under ett år. Den årliga driftskostnaden divideras sedan med detta, enligt ekvation 7.8.

$$K_i = \frac{K_{flis}}{\eta_i} \tag{7.7}$$

där index  $i$  står för  $vwx$  eller  $el, prod$ .

$$K_{underhåll} = \frac{K_{underhåll\ per\ år}}{E_{år}} \tag{7.8}$$

Driftkostnaden för torken sätts lika med underhållskostnaden då denna utgör den största delen. Kostnaden för torkens underhåll består till största delen av två poster:

- byte av pluggskruv, 600 000 kronor inklusive arbete.
- byte och/eller reparation av slussmatare, 500 000-600 000 kronor inklusive arbete.

Pluggskruven bör bytas efter 90 dagar i drift, vilket med nuvarande användning ungefär motsvarar en gång per år. Kostnaden för slussmataren varierar beroende av om den repareras eller byts ut helt. Slussmataren bör repareras eller bytas ut en till två gånger per år beroende av drifttid. Till dessa poster tillkommer byte av rotor, cirka 300 000 kronor per år, och byte av backar, cirka 50 000 kronor per år. Inkluderas övrigt underhåll, så som rengöring och andra mindre reparationer, blir underhållet för torken under ett år är cirka 2 miljoner kronor. Under ett år produceras 265 GWh med torken, enligt 2004 års mätvärden, vilket medför att driftskostnaden blir 7.50 kronor per MWh.

Bränslepriset är cirka 168 kronor/MWh inklusive kostnaden för Virkesmärtarföreningen, VMF, och aska [3]. Börspriset på el ligger i dagsläget på cirka 309 kronor/MWh, elcertifikaten på 184 kronor per MWh och elskatten är cirka 254 kronor per MW [15, 16]. Kostnader för ejektorånga/spädvatten är

cirka 15 kr/m<sup>3</sup> [17]. Priset för gasol är 483 kronor/MWh och för olja antas priset vara cirka 500 kr/MWh. Elskatten används enbart i beräkningarna för värmepumpen och elpannan. Kostnaderna för produktion med och utan tork i januari samt april presenteras i tabell 7.1.

Tabell 7.1: Sammanställning av kostnaderna för torken i drift respektive stopp i januari och april 2004.

	Tork i drift [kr/MWh]	Tork i stopp [kr/MWh]
<i>Januari</i>		
Inklusive underhåll	115	130
Exklusive underhåll	106	130
<i>April</i>		
Inklusive underhåll	114	120
Exklusive underhåll	105	120

För att ta reda på vid vilken effekt det är lönsamt att köra torken görs ett program i Microsoft Excel. Programmet beräknar skillnaden mellan kostnaden med och utan tork för det enskilda driftfallet beroende av kraftvärmeverkets last. Då lasten överstiger den last biobränsleanläggningen klarar vid olika fukthalter på bränslet ersätts flisen med följande:

- värmepump på återvinningsstation
- elpanna
- gasolpanna
- oljepanna

Ersättningen sker i ordningen ovan.

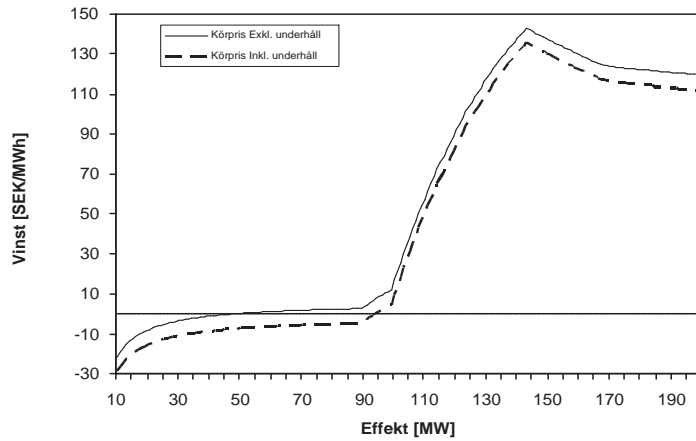
Beräkningarna utförs både med kraftvärmeverkets totala effekt och med kraftvärmeverkets värmebehov som grund. Vid beräkningen med kraftvärmeverkets totala effekt jämförs driftfallen då den totala produktionen av energi är lika, vilket innebär att när torken är i drift består energin av en större mängd värme än i motsatt fall. När kraftvärmeverkets värmebehov i stället används blir den totala energiproduktionen något lägre för fallet då torken är i drift. Detta beror dels på att elproduktionen blir lägre då torken är i drift och dels på att värmeåtervinningen är högre. Gränsen för vad kraftvärmeverket

kan producera med bibränsleanläggningen med torken i drift respektive stopp och med en samt två pannor presenteras i tabell 7.2.

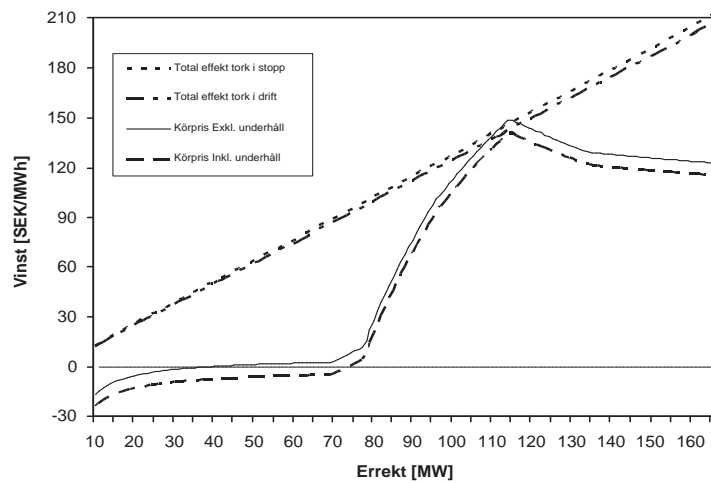
Tabell 7.2: Maxproduktion vid olika förutsättningar.

	Max Effekt [MW]	Ång- produktion [ton/h]
En panna, tork i drift	66.5	69.6
En panna, tork i stopp	44.5	46.6
Två pannor, tork i drift	133	139
Två pannor, tork i stopp	89.0	93.1

Används kraftvärmeverkets totala effekt som räknebas lönar sig torken att ta i drift först då verket skall producera över 94 MW om underhållet inkluderas. Inkluderas inte underhållet blir torken lönsam redan vid produktion över 47 MW. Torkens lönsamhet vid olika effekter presenteras i figur 7.1. Då värmebehovet istället används som bas bör torken startas då detta överstiger 74 MW, vilket motsvarar en totalproduktion på 92.5 MW då torken är i drift respektive 94.7 MW då torken är i stopp. Dessa siffror inkluderar underhåll. Motsvarande siffror för exkluderat underhåll blir 38 MW, vilket motsvarar en totalproduktion på 47.5 MW med torken i drift och 48.6 MW med torken i stopp. Lönsamheten för torken då värmeproduktionen används som bas ses i figur 7.2. Med driftsfallet då endast en panna är i drift lönar sig torken, då totalproduktionen används som grund, vid 49 MW inklusive underhåll och vid 45 MW exklusive underhåll. Med värmebehovet som grund blir torken, vid inkluderat underhåll, lönsam vid 35 MW vilket motsvarar 43.8 MW respektive 44.8 MW med torken i drift och stopp. Vid exkluderat underhåll lönar sig torken vid 38 MW, vilket motsvarar 47.5 MW respektive 48.6 MW. Dessa värden bestäms på samma sätt som när två pannor var i drift.



Figur 7.1: Torkens lönsamhet beroende av kraftvärmeverkets totala effekt.



Figur 7.2: Torkens lönsamhet beroende av värmeproduktionen.

## 7.4 Fukthaltsreducering med hjälp av höjd överhettningstemperatur

I november 2003 gjordes försök med höjning av överhettningstemperaturen i torken för att öka torrhalten. Resultaten visade att en höjning av överhettningstemperaturen

temperaturen medförde en liten ökning i bränslets torrhalt, se tabell D.1 i bilaga D. Verkningsgraderna för kraftvärmeverket med och utan elproduktion under denna tid beräknas enligt ekvation 7.2 och 7.3. Turbinverkningsgraden antas vara samma som tidigare, 96%.  $\alpha$ -värdet bestäms enligt ekvation 7.4. Resultaten presenteras i tabell 7.3.

Tabell 7.3: Verkningsgrader vid olika överhettningstemperaturer.

Överhettningstemperatur [°C]	El- verkningsgrad [%]	Värmeväxlar- verkningsgrad [%]	$\alpha$ -värde [MW el/MW värme]
30	0.900	0.935	0.251
32	0.904	0.939	0.244
34	0.913	0.949	0.244

I tabell 7.3 ses att en höjd överhettningstemperatur ger en ökad verkningsgrad, dock försämras  $\alpha$ -värdet något då överhettningstemperaturen höjs. För att få säkrare resultat på överhettningstemperaturens påverkan bör flera mätningar under större temperaturintervall utföras för att optimera processen.

# Kapitel 8

## Dimensionering av värmväxlarpaket och utvärdering av värmeåtervinningen

Värmväxlarpaketet är dimensionerat efter ett större bränsleflöde genom torken och för att det skulle tillkomma en bioförgasningsanläggning [3]. Därför misstänks det att värmväxlarna kopplade till torken är överdimensionerade. En kontroll av kapaciteten för de befintliga värmväxlarna görs. Det fanns även önskemål om att se över värmeåtervinningen. Detta görs genom att en pinchanalys utförs på den befintliga anläggningen. Ett flödesschema över fjärrvärmenätet ses i figur A.4 i bilaga A.

### 8.1 Dimensionering av värmväxlarpaket

Vid beräkning av olika parametrar för respektive värmväxlare används ekvation 8.1 och 8.2. Dimensioner och övriga mått för värmväxlarna återfinns i tabell B.5 i bilaga B.4.1 och exempel på data från driften ses i tabell E.8 i bilaga E.4.

$$Q_i = \dot{m}_i \cdot c_{p,i} \cdot \Delta T_i \quad (8.1)$$

$$Q_i = k_i \cdot A_i \cdot F \cdot \overline{\Delta T}_{L,i} \quad (8.2)$$

där  $F$  är korrektionsfaktorn, vilken fås via avläsning ur diagram [18].

Värme genomgångstalet,  $k$ , beräknas både praktiskt, ur ekvation 8.2, och teoretiskt via bestämning av värmeöverföringstalen,  $\alpha$ .

För att bestämma värmeegenomgångstalet ur värmeöverföringstalen måste samtliga värmeöverföringstal beräknas. Först beräknas  $\alpha$ -värdet på värmeväxlarens mantelsida.  $\alpha$ -värdet beror av mediets flödes hastighet, vilken varierar mellan tuberna i en cylindrisk tubvärmeväxlare. Vid beräkning av  $\alpha$ -värdet på mantelsidan väljs hastigheten vid passage av centrumraden. Den fria tvärsnittsarean beräknas då med ekvation 8.3 och därefter kan hastigheten beräknas, se ekvation 8.4 [19].

$$S = \frac{D_s \cdot B \cdot a}{p} \quad (8.3)$$

$$\nu_{mantel} = \frac{F}{S} \quad (8.4)$$

$\alpha$ -värdet bestäms sedan genom avläsning i diagram, [18], utifrån Reynolds, Nussels och Prandtls dimensionslösa tal. Prandtls tal finns tabellerat, [13], och Reynolds och Nussels beräknas enligt ekvation 8.5 och 8.6 [18].

$$Re = \frac{\rho \cdot d_h \cdot \nu}{\mu} \quad (8.5)$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad (8.6)$$

Strömningen i vändzonerna sker inte vinkelrätt mot tuberna och det är ofta läckage mellan bafflar, hölje och tuber. Detta medför att det verkliga  $\alpha$ -värdet blir lägre än det som erhålls ur ekvation 8.6.  $\alpha$ -värdet multipliceras därför med 0.6 [19]. Värmeöverföringstalen på mantelsidan beräknas på samma sätt för samtliga värmeväxlare, då mediet på denna sida alltid är vätska.

$\alpha$ -värdet på insidan av tuberna beräknas på olika sätt beroende på om innehållet är kondenserande ånga eller endast vätska. Består flödet i tuberna enbart av vätska beräknas  $\alpha$ -värdet på ungefär samma sätt som för manteln. Det enda som skiljer är beräkningen av hastigheten i rören. Denna beräknas genom att flödet divideras med den sammanlagda tvärsnittsarean av tuberna, ekvation 8.7.

$$\nu_{tub} = \frac{F}{A} \quad (8.7)$$

Är det kondenserande ånga i tuberna beräknas ett medelvärde på  $\alpha$  för ånga och vätskefilm enligt ekvation 8.8.

$$\alpha_m = \left( \frac{\lambda_l^3 \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot \Delta h}{\pi \cdot \mu_l \cdot d_i \cdot \Delta t} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (8.8)$$

där  $\Delta t$  är temperaturskillnaden mellan bulken och väggen. Temperaturen vid väggen är okänd och ekvation 8.9 används för att iterera fram ett  $\alpha$ -värde.

$$k \cdot A \cdot \overline{\Delta T}_L = \alpha_i \cdot (T_a - T_{v\ddot{a}gg,i}) \quad (8.9)$$

Värmeegenomgångstalet bestäms utifrån de beräknade värmeöverföringstalen, ekvation 8.10.

$$k = \frac{d_y}{d_i \cdot \alpha_i} + d_y \cdot \frac{\ln\left(\frac{d_y}{d_i}\right)}{2 \cdot \lambda} + \frac{1}{\alpha_y} \quad (8.10)$$

Värmeegenomgångstalen för respektive värmeväxlare och beräkningsgång presenteras i tabell 8.1.

Tabell 8.1: Värmeegenomgångstal både praktiskt och teoretiskt beräknade.

VVX-beteckning	$k_{\text{praktiskt}}$ [W/m <sup>2</sup> °C]	$k_{\text{teoretiskt}}$ [W/m <sup>2</sup> °C]
K42WX4	2300	1880
K85WX1	180	930
K85WX2	650	623
K86VX1-3	280	630

I de teoretiskt beräknade k-värdena har ingen foulingfaktor, beläggning, på tuberna tagits hänsyn till, vilket kan vara en orsak till de högre värdena. Värmeegenomgångstalen för K85WX1-2 samt K86VX1-3 är mycket låga. Vid värmeväxling mellan vattenlösningar bör värmeegenomgångstalet ligga mellan 1500 och 2000 W/m<sup>2</sup>°C för en tubvärmeväxlare och något högre för kondenserande ånga och vatten. De låga k-värdena, för K85WX1-2 och K86VX1-3, kan till viss del bero på beläggningar på tuberna, men även på att flödena genom värmeväxlarna är mycket lägre än vad växlarna är dimensionerade för. Ett lågt flöde leder till ett sämre Reynolds tal, det vill säga ett icke fullt turbulent flöde, vilket i sin tur medför en sämre värmeöverföring och ett lägre  $\alpha$ -värde. Detta gäller främst de tre sista värmeväxlarna, där Reynolds tal ligger en bit under gränsen för fullt turbulent flöde. Om värmeegenomgångstalet för växlare K85WX1-2 och K86VX1-3 sätts till 1500 W/m<sup>2</sup>°C kan värmeöverföringsytan beräknas, enligt ekvation 8.2. Antalet erforderliga tuber kan sedan beräknas, genom att dividera den erhållna arean med arean för en enskild tub, se tabell 8.2. Detta görs för de fem sista värmeväxlarna, då det är dessa som har låga Värmeegenomgångstal.

Tabell 8.2: Den erforderliga värmeöverföringsytan och andelen tuber som bör pluggas då k-värdet är  $1500 \text{ W/m}^2\text{°C}$ .

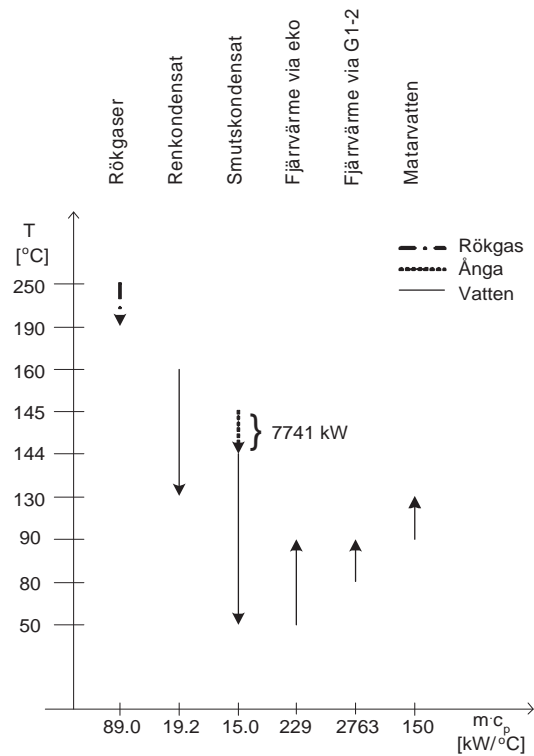
VVX-beteckning	Värmeöverföringsarea [m <sup>2</sup> ]	Andel tuber [%]
K85WX1	20	87
K85WX2	180	56
K86VX1-3	49	82

Med denna metod blir värmeöverföringsytan ganska liten samtidigt som andelen tuber som behöver pluggas blir stor. För att exakt kunna bestämma hur många tuber som bör pluggas behövs de flöden och värmegenomgångstal, vilka värmeväxlarna är dimensionerade efter. Dessa värden erhöles tyvärr inte ur dokumentationen. En annan metod vore att beräkna flödet ur  $\alpha$ -värdet, men denna metod har inte visat sig stämma i tidigare beräkningar, se resultat i tabell 8.1. För att fast ställa värmeöverföringen mellan medierna i värmeväxlarna behövs fler mätningar vid olika flöden.

Värmegenomgångstalen på plattvärmeväxlarna K86VX4 och K86VX5 kunde ej beräknas då temperaturerna på kylvattnet inte är kända. Effekten som kyls bort i dessa beräknas enligt ekvation 8.1 till 0.1 MW. Växlarna är konstruerade att, var och en, kyla bort 0.68 MW värme.

## 8.2 Värmeåtervinning

Placeringen på värmeväxlarna utvärderas genom bestämning av tröskeltemperaturen, det vill säga den temperatur då värme eller kyla bör tillföras systemet. För att värmeåtervinningen skall vara maximal bör värmeväxling inte ske över tröskeltemperaturen. Placeringen på turbinkondensorererna går ej att ändra, då dessa behöver en låg temperatur, för att erhålla ett så lågt tryck som möjligt. Optimeringen görs efter turbinerna, vilket medför att högtrycks-kondensorererna, HK1-2, se flödesschema A.4 i bilaga A, inte kommer att räknas med. Fjärrvärmeströmmen delas också upp i två delar innan beräkningen. En mindre ström som går via ekonomisrarna och värms från  $50^\circ\text{C}$  till  $90^\circ\text{C}$  och en större ström som kommer från turbinkondensorererna och värms från  $80^\circ\text{C}$  till  $90^\circ\text{C}$ . I figur 8.1 återfinns de använda strömmarna. Massflöden och specifika värmekapaciteter redovisas i tabell B.6 i bilaga B.4.2.



Figur 8.1: Diagram över varma och kalla strömmar. Smutskondensatströmmen är från början ånga och kondensationsvärmets används, för den streckade delen, istället för specifika värmekapaciteten.

Tröskeltemperaturen bestäms genom att nettovärmebehovet beräknas för varje intervall, se ekvation 8.11. Det ackumulerade värmebehovet bestäms sedan, se ekvation 8.12.

$$Q_i = \Delta T \cdot \sum \dot{m}_{varm} \cdot c_{p varm} - \Delta T \cdot \sum \dot{m}_{kall} \cdot c_{p kall} \quad (8.11)$$

$$Q_{ack i} = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (8.12)$$

Resultaten från beräkningarna presenteras i tabell 8.3.

Tabell 8.3: Resultat från beräkningarna för  $Q$  och  $Q_{ack}$ .

Temperaturintervall [°C]	$Q$ [kW]	$Q_{ack}$ [kW]
250-190	5 340	5 340
160-145	288	5 628
145-144	7 752	13 380
144-130	479	13 859
130-90	-5 400	8459
90-80	-29 770	-21 311
80-50	-4 280	-21 591

Temperaturen där minimumet för det ackumulerade värmebehovet erhålls är tröskeltemperaturen. Ur tabell 8.3 bestäms denna till 50°C. I denna optimering ingår endast de strömmar vilka är relaterade till torkanläggningen. Enligt beräkningarna är värmeväxlarna rätt placerade.

## 8.3 Effektivisering av rökgasekonomisar

De rökgasekonomisar som i dag finns på verket kyler rökgaserna endast till en temperatur på mellan 170°C och 200°C [20]. Rökgaserna bör kunna kylas till 120°C utan problem med kondensation [4].

### 8.3.1 Beräkning och dimensionering

Effekten från rökgasekonomisarna då rökgaserna kyls till 120°C beräknas med ekvation 8.1. Den beräknade effekten per ekonomiser bestäms till mellan 5.5 och 6.0 MW, vilket kan jämföras med dagens 2.1 till 2.4 MW. Värmeegenomgångstalet för de nuvarande ekonomisarna bestäms, via ekvation 8.2, till 8.1 W/m<sup>2</sup>°C. I beräkningen av  $\overline{\Delta T}_L$  används en korrigerad temperatur för ekonomisern i panna 1, se stycke 4.2. Detta värmeegenomgångstal är lågt för värmeöverföring mellan rökgas och vatten. Approximeras värmeöverföringstalet, med antagandet att rökgaserna ungefär har samma egenskaper som luft, blir det ungefär 30 W/m<sup>2</sup>°C [13]. Då de nuvarande ekonomisarna är i dåligt skick [4], används det senare värmeegenomgångstalet för beräkning av värmeväxlarytan. Ytan för respektive ekonomiser beräknas till cirka 1200 m<sup>2</sup> med ekvation 8.1. Korrektionsfaktorn sätts här till 1. Den beräknade

ytan för ekonomisrarna dubblas för att säkra kylbehovet, både efter slitage och vid en eventuell produktionsökning.

### 8.3.2 Investeringskalkyl

Apparatkostnaderna för ekonomisrarna uppskattas efter en tubvärmväxlare med värmeöverföringsytan 2400 m<sup>2</sup>, enligt Ulrich's metod, se bilaga B.4.3. Investeringskostnaden blir då 1.9 miljoner kronor.

Rökgasekonomisrarna är i drift cirka 6150 timmar per år enligt år 2004 [20]. Detta ger en årsproduktion, då 5.1 MW extra värme produceras i ekonomisrarna, på 31 GWh. Ersätts denna produktion med värmeproduktion från gasol, vilket har en kostnad på 483 kronor per MWh fås en besparing på 15.2 miljoner kronor per år.

Investeringen utvärderas med en absolut och en relativ metod. Kapitalvärdes- och pay-backmetoden används. Den ekonomiska livslängden,  $N$ , har satts till 10 år och kalkylräntan,  $X$ , till 15%.

#### Kapitalvärdesmetoden

För att bestämma lönsamheten för projektet beräknas kapitalvärde enligt ekvation 8.13.

$$S_n = -G + \sum_{i=1}^N a_i \cdot (1 + X)^{-i} \quad (8.13)$$

Med antagandet att den årliga nettoinbetalningen är konstant kan kapitalvärde beräknas enligt ekvation 8.14.

$$S_n = a_i \cdot f_n - G \quad (8.14)$$

där  $f_n$  är:

$$f_n = \frac{1 - (1 + X)^{-N}}{X}$$

Då driftkostnaden kan sättas lika med underhålls- och reparationskostnaderna samt kostnaderna för reservdelar blir denna 41 800 kronor per år. Kapitalvärdet beräknas till 12.8 miljoner kronor.

## Pay-backmetoden

Återbetalningstiden för investeringen med hänsyn till räntan kan beräknas med ekvation 8.15.

$$-G + \sum_{i=1}^n a_i \cdot (1 + X)^{-i} > 0 \quad (8.15)$$

Vid konstant årlig nettoinbetalning beräknas återbetalningstiden enligt 8.16.

$$n = - \left( \frac{\ln \left( 1 - G \cdot \frac{X}{a_i} \right)}{\ln(1 + X)} \right) \quad (8.16)$$

Vid aktuella förutsättningar kommer investeringen att betala sig på 1.6 månader.

# Kapitel 9

## Slutsatser och diskussion

### 9.1 Bestämning av bränslets fukthalt

De riktlinjer som finns vid bestämningen av bränslets fukthalt är de värden virkesmätares föreningen har tagit fram. Jämförs de beräknade värdena från metod 1 och metod 2, med korrigerad temperatur med de uppmätta värdena fås en något bättre överensstämmelse med metod 2, se tabell 9.1.

Tabell 9.1: Jämförelse av fukthalten före torken med uppmätta värden.

	Tork i drift		Tork i stopp	
	Fukthalt [%]	Avvikelse [%]	Fukthalt [%]	Avvikelse [%]
Metod 1	48.3	6	46.0	8
Metod 2*	45.6	0.4	45.1	6
Uppmätt	45.4	-	42.4	-

\* med korrigerad temperatur.

Fukthalten efter torkning är svårare att verifiera. De enda mätvärden som finns är de som gjordes i samband med överhettningförsöket, se tabell D.1 i bilaga D. Jämförs de beräknade värdena med dessa ligger de beräknade något högre. Modellen stämmer dock bra överens med tanke på de felkällor som finns. Felkällorna kan vara mätfel på de hämtade värdena, olika sammansättning på olika flislass med mera.

## 9.2 Lönsamhet för tork i drift

Det har varit svårt att få fram en bra siffra på underhållskostnaden, då denna beror helt på vad som räknas in i torkens underhåll, till exempel driftpersonal. Det är också denna siffra som avgör när torken är lönsam. Detta ses då underhållskostnaderna har exkluderats från beräkningen. De slutsatser som kan dras utifrån beräkningarna är att det inte är lönsamt att köra torken förrän en annan energikälla måste tillföras i form av el, gasol eller olja. Detta gäller både då en panna är i drift och när båda pannorna är i drift.

### 9.2.1 Fukthaltsreducering efter tork

Genom att öka torkningen kan verkningsgraden för kraftvärmeverket höjas. Detta medför dock ett försämrat  $\alpha$ -värde. Fukthalten efter torken kan reduceras på två olika sätt. Dels kan överhettningstemperaturen ökas och dels kan uppehållstiden i torken förlängas. En höjd överhettningstemperatur medför en något ökad verkningsgrad, vilket beräkningar visar. Ändringar i uppehållstiden skulle kunna göras genom att varvtalet på fläkten sänktes eller om hålen mellan cellerna reglerades. Vid uppstart fanns dock problem med igen-sättning av just dessa hål och de skars upp. Slutsatsen är att torken skulle kunna göras mer effektiv genom att justera dessa parametrar.

## 9.3 Dimensionering av värmeväxlarpaket och värmeåtervinning

Värmeväxlarna på verket är överdimensionerade för dagsläget. Då inga uppgifter på deras kapacitet flödesmässigt har funnits, görs jämförelserna med värmegenomgångstalen. Ett värmegenomgångstal för en tubvärmväxlare för vätska vätska bör ligga mellan 1500 och 2000 W/m<sup>2</sup>°C och för kondenserande ånga och vätska bör det ligga något högre. Värmeväxlare K85WX1-2 och K86VX1-3 utnyttjar endast en tredje- till en femtedel av detta.

Värmeåtervinningen verkar enligt beräkningar vara bra.

### 9.3.1 Effektivisering av rökgasekonomisrar

Att byta ut och effektivisera rökgasekonomisrarna skulle ta till vara på en hel del förluster i dagens läge och bidra till en något förhöjd verkningsgrad på kraftvärmeverket. Det bör dock tas i beaktning hur den lägre rökgastemperaturen påverkar skorstenen. Sjunger temperaturen i skorstenen under daggpunkten för rökgaserna, vilken bör ligga runt  $60^{\circ}\text{C}$ <sup>1</sup>, kan problem med korrosion i skorstenen uppstå. En ytterligare studie på hur rökgastemperaturen i skorstenen beter sig vid olika flöden och utetemperaturer bör genomföras för att fastställa detta. Enligt de grova kostnadsuppskattningar som gjorts skulle de betala sig på en kort tid.

## 9.4 Fortsatt arbete

Modellen för beräkning av flisens fukthalt skulle kunna justeras ytterligare genom att mätningar på fukthalten ut ur torken gjordes. På detta sätt skulle det till exempel kunna "skruvas" på parametrar som teoretisk torr och fuktig avgasmängd. För att effektivisera torken skulle fler försök med ökning av överhettningstemperaturen kunna göras, men även tester på hur en längre uppehållstid påverkar fukthalten hade varit intressant att utföra.

Vidare undersökningar i hur kväveoxidutsläppen påverkas av fukthalten skulle kunna göras med större säkerhet. Då dels fukthalten var bättre verifierad och då dels +flera mätningar på kväveoxidhalten har gjorts.

För att ta reda på hur stor mängd de brännbara gaserna, som drivs av från flisen, utgör bör analyser göras. Dels för att ta reda på mängden och dels för att kontrollera innehållet.

---

<sup>1</sup>daggpunkten för luft innehållande 15% vatten.

# Nomenklatur

## Beteckningar

$\alpha$	= kvoten mellan producerad mängd el och värme [MW el/MW värme]
$\alpha$	= värmeöverföringstalet [W/m <sup>2</sup> °C]
$\eta$	= verkningsgrad [-]
$\lambda$	= värmekonduktivitet [W/m° C]
$\mu$	= viskositet [Pa s]
$\nu$	= flödes hastighet [m/s]
$\rho_f$	= densitet [m <sup>3</sup> /kg], ekvation 3.3, 3.4, 3.5
$\rho_s$	= densitet [m <sup>3</sup> /kg], ekvation 3.4, 3.5
$\rho$	= densitet [m <sup>3</sup> /kg]
$a$	= avstånd mellan tuber [m]
$a_i$	= nettoinbetalning [kr]
$A$	= area [m <sup>2</sup> ]
$b$	= massflöde brännbar substans [kg/s]
$B$	= baffelavstånd [m]
$c_p$	= specifika värmekapaciteten [J/Nm <sup>3</sup> K], [J/kg K]
$C_1$	= konstant tillhörande ekvation 3.2 [-]
$C_2$	= konstant tillhörande ekvation 3.2 [-]
$C_{BM}$	= modulkostnad [US \$]
$C_p$	= apparatkostnad [US \$]
$d$	= partikeldiameter [m]
$d_i$	= innerdiameter [m]
$d_h$	= hyrdaliska diameter [m]
$d_y$	= ytterdiameter [m]
$D_s$	= manteldiameter [m]
$E$	= Energi [MWh/år]
$f$	= omräkningsfaktor [-]

$f_n$	=	nuvärdesfaktor [-]
$F$	=	volymflöde [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$F$	=	korrektionsfaktor tillhörande ekvation 8.2 [-]
$F_{BM}^\alpha$	=	påslagsfaktor för material och driftsbetingelser [-]
$g$	=	gravitationskonstanten [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]
$g_0$	=	teoretisk rökgasmängd [ $\text{Nm}^3/\text{kg}$ brännbar substans]
$g_{0t}$	=	torr teoretisk rökgasmängd [ $\text{Nm}^3/\text{kg}$ brännbar substans]
$G$	=	grundinvestering [kr]
$\Delta h$	=	förångningsvärmets [ $\text{J}/\text{kg}$ ]
$\Delta H_{vap}$	=	förångningsvärmets [ $\text{J}/\text{kg}$ ]
$H$	=	entalpi [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]
$H_i$	=	effektivt värmevärde [ $\text{J}/\text{kg}$ ]
$I$	=	ström [A]
$I_{NP}$	=	nettoprisindex [-]
$k$	=	faktor i ekvation 5.5 [ $1/^\circ\text{C}$ ]
$k$	=	värme genomgångstal [ $\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ ]
$K$	=	kostnad [kr]
$l$	=	verklig förbränningsluft [ $\text{Nm}^3/\text{kg}$ brännbar substans]
$l_0$	=	teoretisk förbränningsluft [ $\text{kg}/\text{kg}$ ]
$\dot{m}$	=	massflöde [ $\text{kg}/\text{s}$ ]
$N$	=	ekonomisk livslängd [år]
$Nu$	=	Nusselts tal [-]
$p$	=	tubernas delning [m]
$P$	=	effekt [W]
$Q$	=	effekt [W]
$Re$	=	Reynolds tal [-]
$Re_0$	=	Reynolds tal vid begynnad fluidiserad bädd [-]
$S$	=	fri tvärsnittsarea [ $\text{m}^2$ ]
$S_n$	=	kapitalvärde [kr]
$\Delta t$	=	temperaturskillnad mellan bulk och vägg [ $^\circ\text{C}$ ]
$\overline{\Delta T}_L$	=	integralt medelvärde för temperaturskillnaden [ $^\circ\text{C}$ ]
$T_y$	=	temperatur på materialets yta [K]
$T_{\ddot{a}}$	=	temperatur för överhettad ånga [K]
$u_0$	=	hastighet vid begynnad fluidiserad bädd [ $\text{m}/\text{s}$ ]
$u_t$	=	sluthastigheten [ $\text{m}/\text{s}$ ]
$U$	=	Spänning [V]
$V_{KK}$	=	växelkurs [SEK/US\$]
$x$	=	koncentration [ $\text{kg}/\text{kg}$ ]
$X$	=	kalkylränta [-]
$y$	=	koncentration [ $\text{mol}/\text{mol}$ ]

$z$  = andel rökgasförlust [%]

## Index

$b$  = bränsle  
 $ef$  = egenförbrukning av el  
 $et$  = efter tork  
 $e\grave{a}$  = ejektor ånga  
 $f$  = bränsle/flis  
 $Fjv$  = fjärrvärme framledning  
 $ft$  = före tork  
 $FjvF$  = fjärrvärme framledning  
 $FjvR$  = fjärrvärme retur  
 $KVV$  = kraftvärmeverk  
 $k\ddot{o}r$  = körpris  
 $L$  = luft  
 $mava$  = matarvatten  
 $rg$  = rökgas  
 $rk$  = renkondensat  
 $sop$  = sopförbränning  
 $s\grave{a}$  = smutsånga  
 $t$  = torr  
 $vvx$  = värmväxlare  
 $\grave{a}$  = färskånga

# Litteraturförteckning

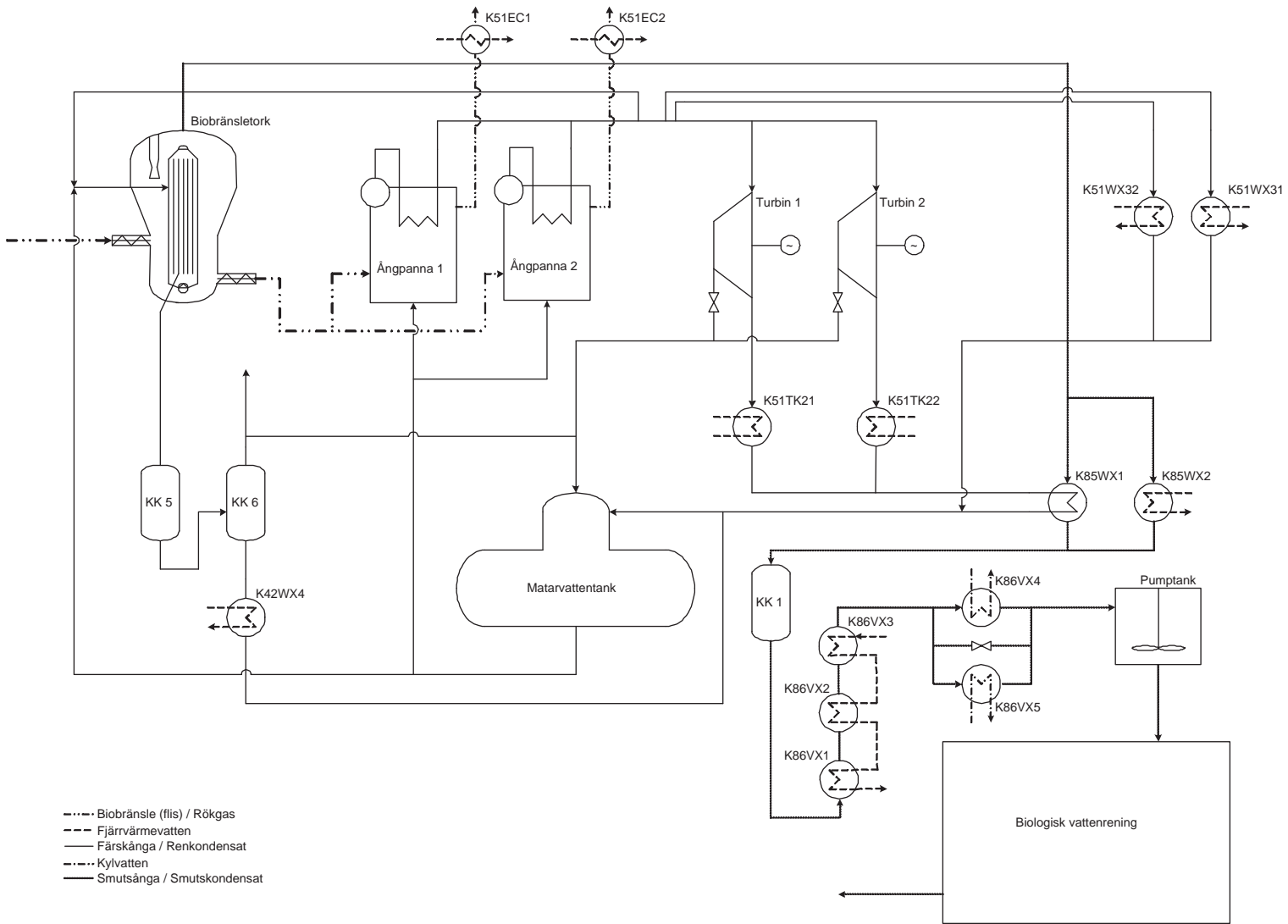
- [1] Borås Energi AB. [http://www.borasenergi.se/Templates/t\\_twocol.asp?PN=7639](http://www.borasenergi.se/Templates/t_twocol.asp?PN=7639), 2004.
- [2] Kärnkraftsäkerhet och Utbildning AB. *Biobränsletork*, Nyköping, 1994.
- [3] Kenneth Strind, 2005. Borås Energi AB.
- [4] Anders Johnsson, 2005. Borås Energi AB.
- [5] Bengt Berggren. *Driftinstruktion biologisk reningsanläggning Kraftvärmeverket Borås Energi AB*. Anox AB, 1999.
- [6] Roland Wimmerstedt och Björn Linde. *Analys av det tekniska och ekonomiska läget för torkning av biobränslen*. VärmeForsk Service AB, Stockholm, 1998.
- [7] Borås Energi AB. *Projekt bränsletork - Ny teknik förbättrar miljön i Borås*, 1994.
- [8] Arun S. Mujumdar, editor. *Handbook of Industrial Drying*, volym 2, s. 1071–1073. Marcel Dekker Inc, New York, andra upplagan, 1995.
- [9] Kurt Golonka och Martin Rhodes Art Yew Looi. *Drying kinetics of single porous particles in superheated steam under pressure*. Chemical Engineering Journal, 87:329-338, 2002.
- [10] Roland Wimmerstedt. *Energiaspekter på torkning*. Industriell energihushållning, Avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund, 2001.
- [11] Hans Björk och Anders Rasmuson. *A method for life cycle assessment environmental optimisation of a dynamic process exemplified by an analysis of an energy system with a superheated steam dryer integrated in a local district heat and power plant*. Chemical Engineering Journal, 87:381-394, 2002.

- [12] Arun S. Mujumdar, editor. *Handbook of Industrial Drying*, volym 1, s. 195–204. Marcel Dekker Inc, New York, andra upplagan, 1995.
- [13] Sten-Erik Mörstedt och Gunnar Hellsten. *Data och Diagram*. Liber, Stockholm, sjunde upplagan, 1962.
- [14] Lars Wester. *Tabeller och Diagram för energitekniska beräkningar*, Västerås, 1989.
- [15] Nord Pool. <http://www.nordpool.com>, 2005.
- [16] Skatteverket. <http://skatteverket.se/>, 2005.
- [17] Anders Gunnarsson. *Värmebalans på biobränsletork, energivinst genom att ta till vara kondenseringsvärme*. Institutionen för tillämpad naturvetenskap, Mitthögskolan, Härnösand, 2005.
- [18] Avdelningen för Kemisk Apparatteknik. *Formelsamling, Transportteknik/Separationsprocesser/Energiteknik*. Avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund, 2003/2004.
- [19] Energiteknik. *Beräkningsuppgift 1, Utvärdering av en tubvärmväxlare*. Avdelningen för Kemisk Apparatteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund, 2004.
- [20] Borås Energi. *Driftdatorm, Cactus*, Borås, 2005.
- [21] Björn Eriksson, 2005. Borås Energi AB.
- [22] Borås Energi. *Biobränsletork BBT ABS-pumpar, Allards-VVX A2.A.5.1-6*, Borås, 1994.
- [23] Hans T. Karlsson. *Projekterings Handboken 2005*. Institutionen för Kemiteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund, 2005.
- [24] Institutionen för Kemiteknik, Lunds Tekniska Högskola. <http://www.chemeng.lth.se/ket050/Index.shtml>, 2005.

# Bilaga A

## Flödes- och kopplingscheman

I denna bilaga återfinns ett flödesschema över processen, en förklarande bild på torken, ett flödesschema över fjärrvärmenätet och ett kopplingschema.



Figur A.1: Översiktligt Hödesschema över biobränsleanläggningen på Borås Energi [4].

1. Inmatning av vått material.

2. Stationära ledskenor, vilka skall skapa en cykloneffekt.

3. Cylinder.

4. Sidocyklon. De fina partiklar som följer med ångan upp i cylindern (3) slungas ut mot cylinderväggarna och avskiljs i sidocyklonen.

5. Ejektor, genom vilken de fina partiklarna som torkar snabbt passerar.

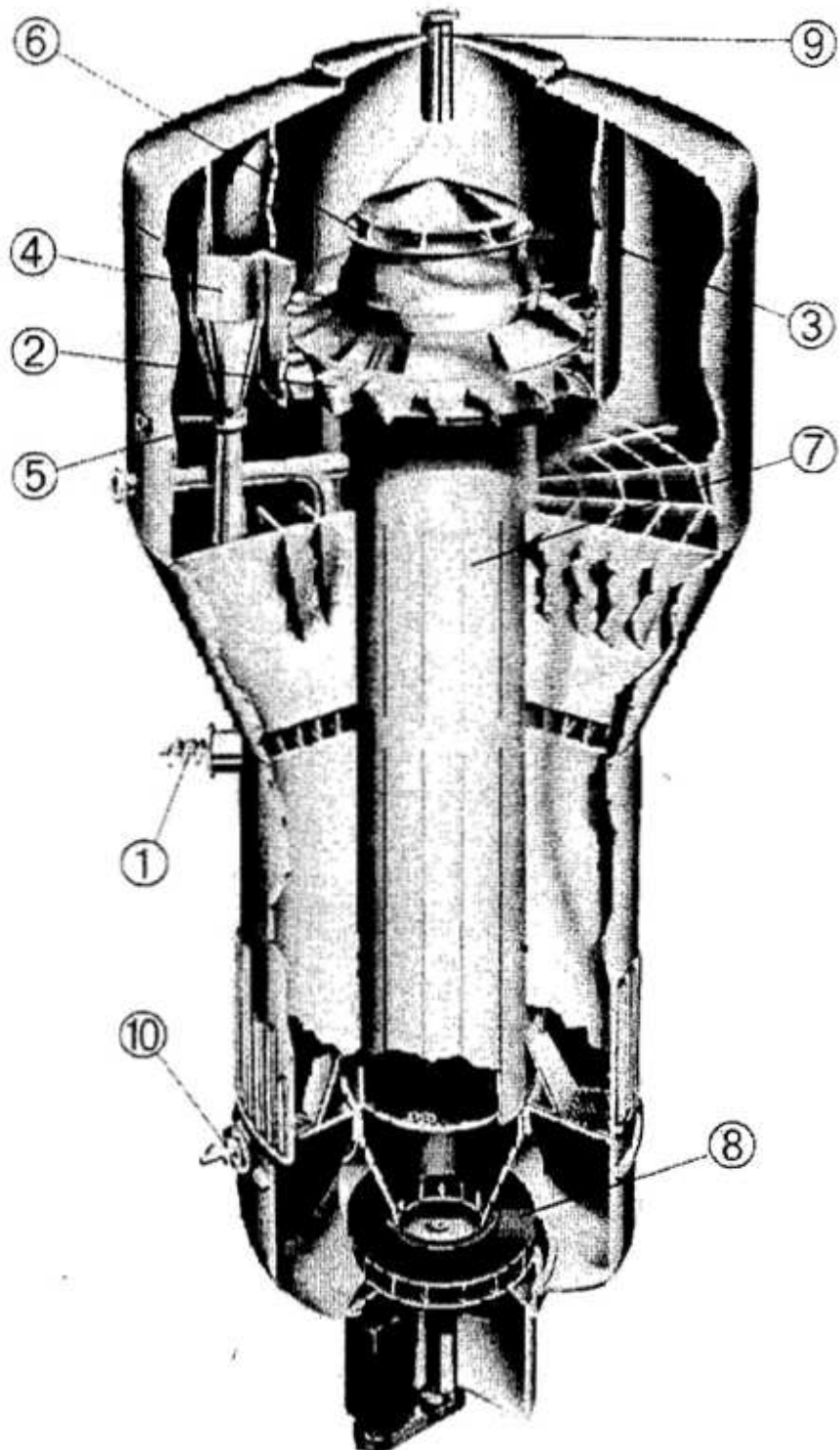
6. Skovlar, genom vilka den partikelfria ångan leds. Den kinetiska energin hos ångan omvandlas till tryckenergi.

7. Överhettare. Ångan överhettas med färskånga. Färskångan har ett tryck mellan 10 och 25 bar.

8. Cirkulationsfläkt, vilken för den överhettade ångan genom den perforerade bottenplattan och upp i cellerna.

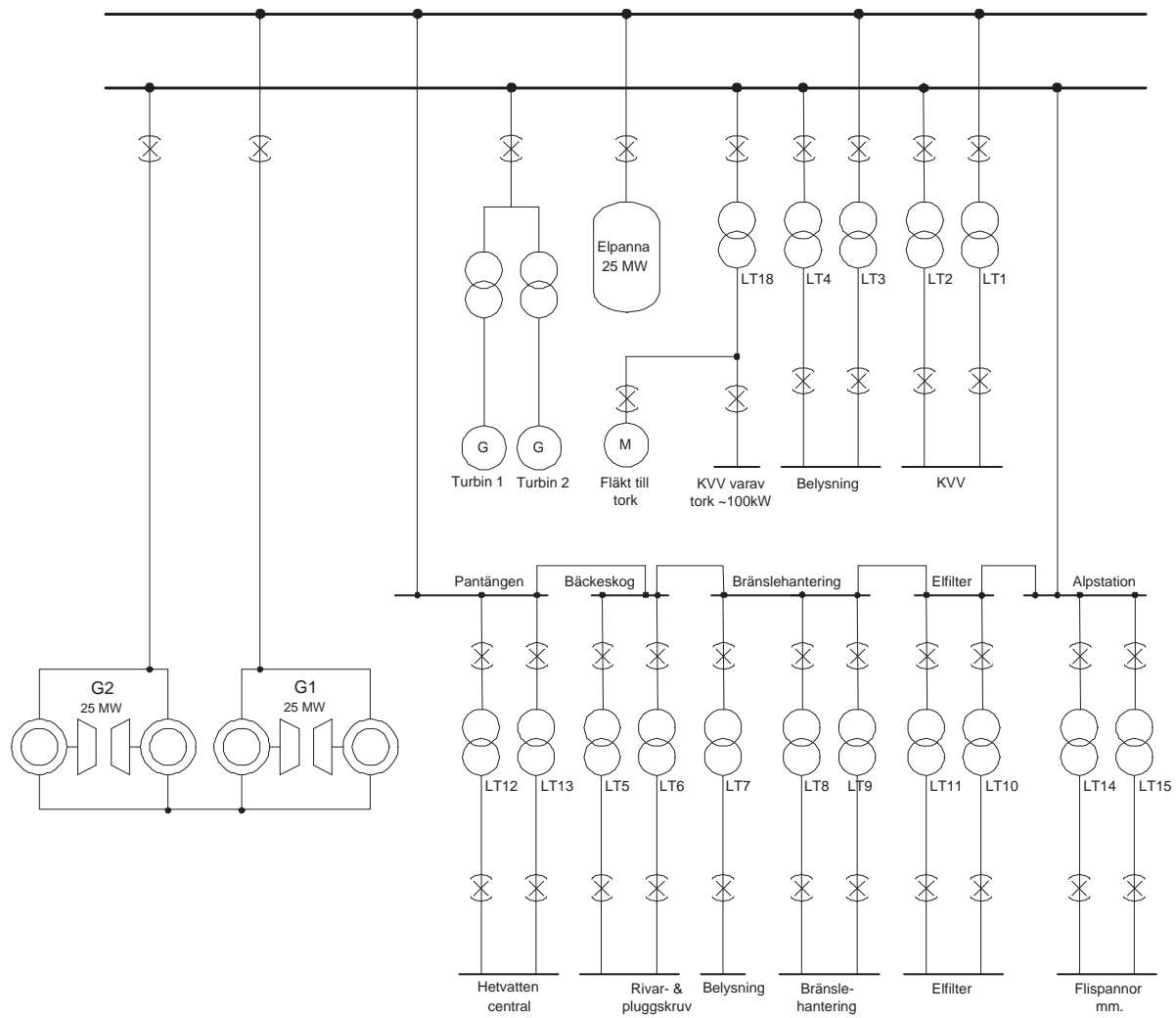
9. Utlopp för den vattenånga som kommer från det torkade materialet.

10. Utmatning av torrt material.

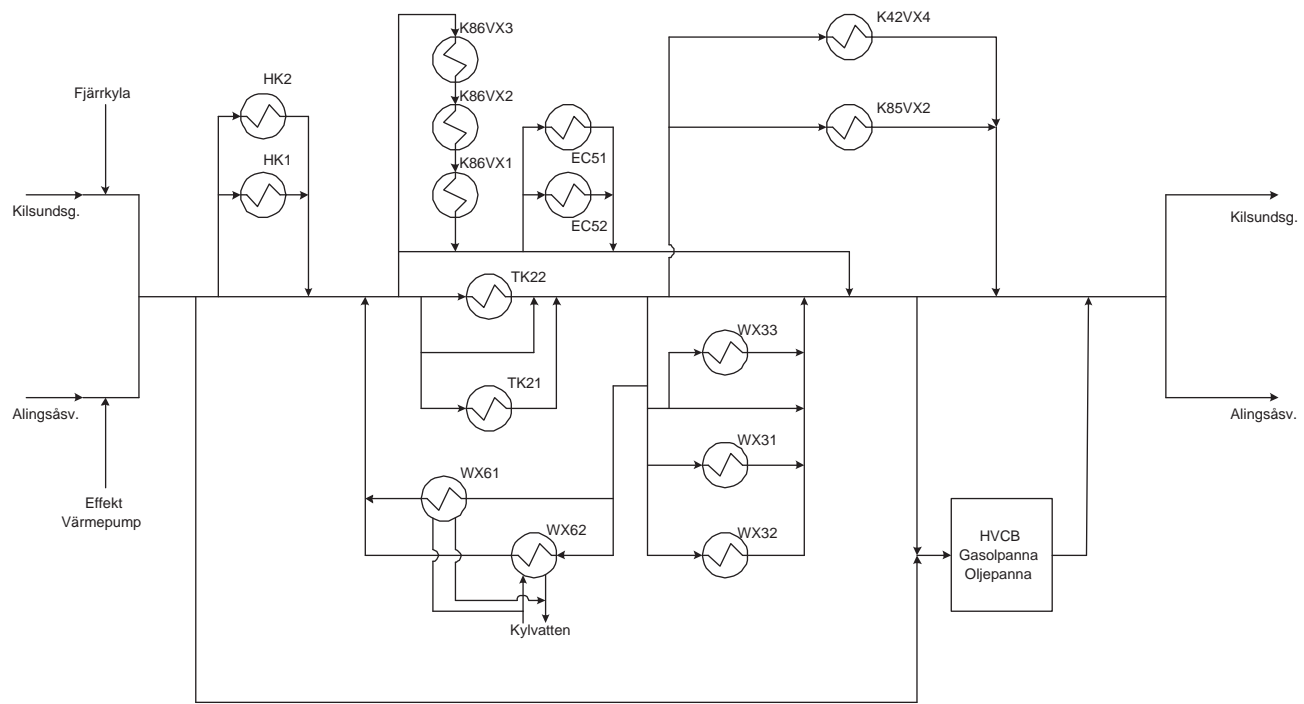


Figur A.2: Förklarande bild över Niros ångtork [6].

Figur A.3: Översiktligt kopplingschema över elen på Borås Energi [21].



Figur A.4: Översiktligt flödesschema över fjärrvärmesystemet på Borås Energi [4].



# Bilaga B

## Beräkningar, värden och konstanter

### B.1 Bestämning av bränslets fukthalt

#### B.1.1 Metod 2 - Bestämning av fukthalt utifrån torr syrgashalt

De teoretiska torra och våta rökgasmängderna beräknas utifrån bränslets sammansättning, ekvation B.1 och B.2. Sammansättningen erhålls från askanalys, [4], och redovisas i tabell C.

$$g_{0t} = (1 - x_{aska})(C \cdot 9 + H \cdot 21.35 - O \cdot 2.67 + N \cdot 0.81) \quad (\text{B.1})$$

$$g_0 = (1 - x_{aska})(C \cdot 9 + H \cdot 32.65 - O \cdot 2.67 + N \cdot 0.81) \quad (\text{B.2})$$

Tabell B.1: Sammansättning av torrt bränsle

Ämne	Andel [%]
C	50.80
H	6.00
O	41.49
N	0.41
Aska	1.30

Densiteten för vattenånga vid 1 bar(a) i intervallet 160°C till 220°C approx-

imeras enligt anpassning B.3 [13].

$$\begin{aligned} \rho_{H_2O,rg} = & -5.165 \cdot 10^{-9} \cdot T_{rg,ut}^3 + 5.431 \cdot 10^{-5} \cdot T_{rg,ut}^2 \\ & -2.547 \cdot 10^{-3} \cdot T_{rg,ut} + 0.7937 \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

Medelvärmekapaciteten,  $c_{p_m i}$ , för komponenterna i rökgasen approximeras till tabelldata, [13], enligt de linjära anpassningarna B.4 till B.7. Anpassningarna är giltiga i intervallet 100°C till 500°C.

$$c_{p_m CO_2} = 0.6788 \cdot T_{rg,medel} + 1637 \quad (\text{B.4})$$

$$c_{p_m H_2O,rg} = 0.2173 \cdot T_{rg,medel} + 1465 \quad (\text{B.5})$$

$$c_{p_m O_2} = 0.1904 \cdot T_{rg,medel} + 1289 \quad (\text{B.6})$$

$$c_{p_m luft} = 0.1165 \cdot T_{rg,medel} + 1279 \quad (\text{B.7})$$

där

$$T_{rg,medel} = \frac{(T_{rg,ut} + T_{rg,in})}{2}$$

Rökgasens medelvärmekapacitet,  $c_{p_m medel}$ , beräknas från medelvärmekapaciteterna för varje komponent, se ekvation B.8. Vid beräkning av medelvärmekapaciteten antas rökgasen enbart bestå utav koldioxid, vattenånga, syrgas och luft. Kolmonoxid- och kväveoxidhalterna är i jämförelse med övriga komponenter mycket låga och kan försummas i beräkningen. Eftersom luft till största delen består av kvävgas, har luft och kväve ungefär samma värmekapacitet. I beräkningarna approximeras därför medelvärmekapaciteten för resterande rökgaser, ej koldioxid, vattenånga och syrgas, till medelvärmekapaciteten för luft.

$$\begin{aligned} c_{p_m medel} = & x_{CO_2} \cdot c_{p_m CO_2} + x_{H_2O,rg} \cdot c_{p_m H_2O,rg} + x_{O_2} \cdot c_{p_m O_2} \\ & + (1 - x_{CO_2} - x_{H_2O,rg} - x_{O_2}) \cdot c_{p_m luft} \end{aligned} \quad (\text{B.8})$$

## B.2 Egenförbrukning och energibalanser

### B.2.1 Egenförbrukning av el

För anpassning av egenförbrukningen till den producerade effekten beräknas medelvärden per månad för respektive parameter, se tabell B.2.

Tabell B.2: Medelvärden per månad för egenförbrukningen av el respektive el- och värmeproduktionen.

Månad	Egenförbrukning [MW]	Produktion [MW]
Jan	3.451	112.5
Feb	3.193	103.0
Mar	3.040	106.5
Apr	2.026	71.10
Maj	1.392	48.16
Jun	1.006	22.12
Jul	0.639	0.61
Aug	0.674	5.22
Sep	1.296	43.41
Okt	1.861	72.24
Nov	2.742	100.44
Dec	2.748	88.83

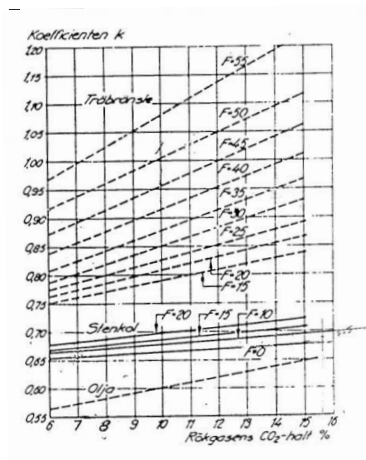
## B.2.2 Energibalans över kraftvärmeverket

Densitet och specifika värmekapaciteten för respektive ström presenteras i tabell B.3.

Tabell B.3: Densitet och specifika värmekapaciteten för de olika strömmarna [13].

Ström	Specifik värmekapacitet [J/kg·°C]	Densitet [kg/m <sup>3</sup> ]
Fjärrvärme retur	4175	992.2
Spädvatten	4194	999.7
Torr flis	1340	-
Vatten i bränsle	4181	999.7
Luft	1005	1.113
Smutskondensat	4175	992.2
Fjärrvärme framledning	4193	971.8

Vid beräkning av rökgasförluster enligt Siegert med ekvation 5.5 används koefficienten  $k$ , vilken avläses i figur B.1.

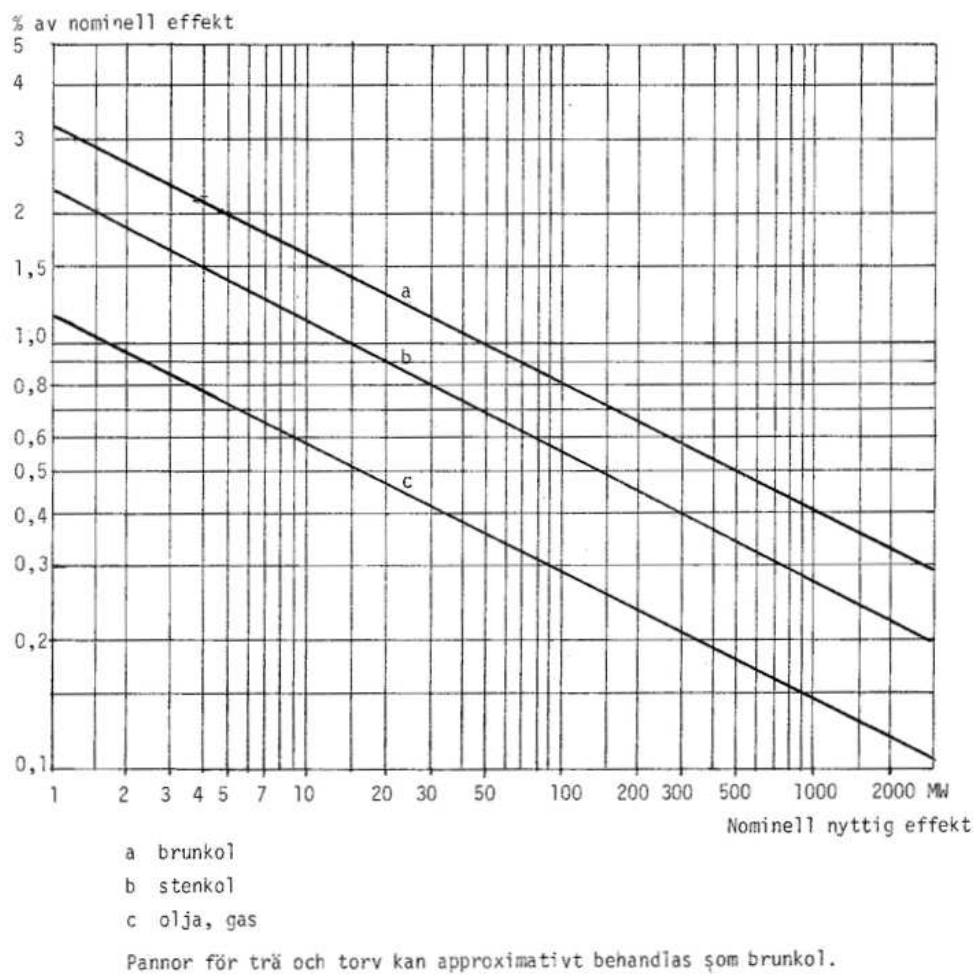


Figur B.1: Diagram för avläsning av koefficienten k i Sieberts ekvation [14].

För bestämning av strålningsförluster från pannor används figur B.2. Nominell effekt för bibränslepannorna är 65 MW per panna.

### Lednings och strålningsförluster för pannor.

Nedanstående figur ger förlusten på grund av ledning och strålning från pannor som funktion av nominell last. Förlusten gäller vid full last och har ungefärligen samma belopp vid delaster (uttryckt i effekt). Vid prov eller beräkningar som fordrar stor noggrannhet ska alltid senaste upplaga av DIN 1942 eller liknande norm konsulteras.



Figur B.2: Diagram över strålförlusterna vid förbränning [14].

### B.2.3 Energibalans över torken

Densitet och entalpier för respektive ström presenteras i tabell B.4.

Tabell B.4: Densitet och entalpier för de olika strömmarna [13].

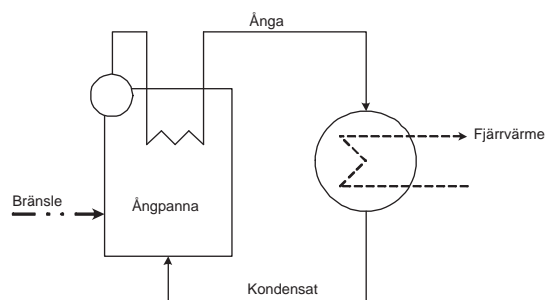
Ström	Specifik värmekapacitet [kJ/kg]	Densitet [kg/m <sup>2</sup> ]
Ejektorånga	2930	-
Färskånga	2870	-
Smutsånga	2755	990**
Färskångkondensat	400	960
Vatten i bränslet före tork	4181*	999.7
Vatten i bränslet efter tork	750	-
Bränslet	1340*	-

\* specifik värmekapaciteten [J/kg·°C].

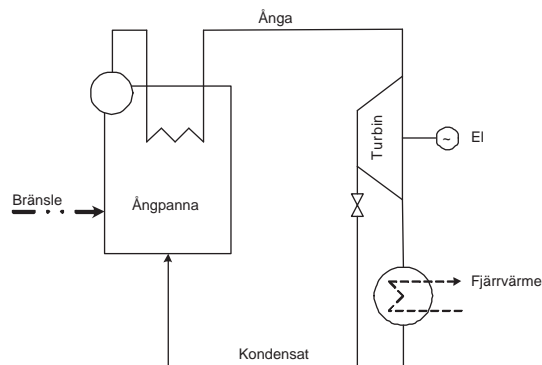
\*\* densiteten för vatten vid 45°C.

## B.3 Lönsamhet för tork i drift

### B.3.1 Kostnadsberäkning



Figur B.3: Schematiskt flödesschema över tillverkning av endast varmvatten.



Figur B.4: Schematiskt flödesschema över tillverkning av el och varmvatten.

## B.4 Dimensionering av värmepaket och utvärdering av värmeåtervinningen

### B.4.1 Dimensionering av värmepaket

Data för värmepakets dimensioner med mera återfinns i tabell B.5.

### B.4.2 Värmeåtervinning

För beräkning av tröskeltemperaturen används massflöden och specifika värmekapaciteten presenterade i tabell B.6.

Tabell B.5: Data för värmväxlare. [22]

VVX- beteckning	Medium mantel/tub [-]	Volym mantel/tub [m <sup>3</sup> ]	Diameter mantel [m]	Diameter tub ytter [m]	Diameter tub inner [m]	Längd tub [m]	Tjocklek tub [m]	Antal tuber [-]	Delning [m]	Avstånd bafflar [m]	Area [m <sup>2</sup> ]
K42WX4	Fjv. vatten/Renkond	0.16/0.11	0.255	0.0194	0.0164	5.0	0.00150	73	0.025	0.25	22.25
K85WX1	Fjv. vatten/Smutsånga kond	0.83/1.05	0.670	0.0194	0.0176	4.5	0.00089	594	0.024	0.30	162.9
K85WX2	Fjv. vatten/Smutsånga kond	1.86/2.84	1.097	0.0194	0.0176	4.0	0.00089	1702	0.024	0.35	414.9
K86VX1-3	Fjv. vatten/Smutskond	0.35/0.29	0.397	0.0130	0.0116	5.0	0.00070	439	0.016	0.25	89.65
K86VX4-5*	Fjv. vatten/Smutskond	-	-	-	-	-	-	-	-	-	8.1

\* Plattvärmväxlare

Tabell B.6: Massflöden och specifika värmekapaciten för strömmarna.

Ström	$\dot{m}$ [kg/s]	$c_p$ [kJ/kg°C]	$\dot{m} \cdot c_p$ [kW/°C]
Rökgas*	63.6	1.4	89.0
Renkond.	4.54	4.23	19.1
Smutskond. (ånga)**	3.57	2166	7733
Smutskond. (vätska)	3.57	4.20	15.0
Fjärrvärme (eko)	54.8	4.18	229
Fjärrvärme (G1-2)	659	4.19	2761
Matarvatten	35.6	4.20	150

\* Rökgasernas flöde och specifika värmekapacitet har enheterna [m<sup>3</sup>/s] respektive [J/m<sup>3</sup>°C].

\*\* Smutskondensatflödet delas upp i en ångdel och en vätskedel.

För ångströmmen används kondensationsvärmets, [kJ/kg], i stället för specifika värmekapaciteten. Enheten för  $\dot{m} \cdot c_p$ , egentligen  $m \cdot \Delta H$ , blir då [kW].

### B.4.3 Effektivisering av rökgasekonomisar

Ulrich's metod innebär att apparatkostnaden,  $C_p$ , kan uppskattas med hjälp av diagram utifrån apparatens dimensioner i 1982 års US\$. Apparatkostnaderna finns för konstruktionsmaterialet kolstål vid normalt tryck och temperatur. Påslagsfaktorer,  $F_{BM}^\alpha$ , för andra konstruktionsmaterial och driftbetingelser tas sedan fram. Modulkostnaden,  $C_{BM}$ , för apparaten beräknas därefter med ekvation B.9 [23].

$$C_{BM} = C_p \cdot F_{BM}^\alpha \quad (\text{B.9})$$

Apparatkostnaden för en tubvärmväxlare avläses i diagram till 70 000 US\$ och då konstruktionsmaterialet är kolstål blir påslagsfaktorn 1.

Kostnaden för ekonomisarerna beräknas med ekvation B.10.

$$K_{\$,1982} = \left( \sum_{i=1}^n (C_{BM})_i \right) \cdot f_{en/of} \quad (\text{B.10})$$

där påslagsfaktorn för entreprenad och oförutsedda kostnader,  $f_{en/of}$ , som tumregel kan sättas till 1.15. Infrastruktur för hjälpanläggningar, kontor med mera finns redan och behöver inte tas med i kostnaden för anläggningen.

Anläggningskostnaden räknas om från US\$ 1982 till SEK 2005 med omräkningsfaktorn,  $f$ , se ekvation B.11 och B.12 [23].

$$f = \frac{(I_{NP})_{2005}}{(I_{NP})_{1982}} \cdot (V_{KK})_{1982} \quad (\text{B.11})$$

$$K_{\$,1982} \cdot f = K_{SEK,2005} \quad (\text{B.12})$$

Nettoprisindex,  $I_{NP}$ , för 1982 och 2005 är 122 respektive 236. Växelkursen,  $V_{KK}$ , stod 1982 i 6 SEK per US\$ [24].

Underhålls- och reparationskostnaderna antas vara 2% av anläggningskostnaden och kostnaden för reservdelar antas vara 10% av underhålls- och reparationskostnaderna [23]. Kostnaderna blir då 38 000 kronor per år respektive 3 800 kronor per år [23].

# Bilaga C

## Askanalys

Borås Energi arbetar med återspridning av aska och askanalyser har gjorts. Resultaten presenteras i tabell C.1.

Tabell C.1: Resultat från elementaranalys av aska på torrt prov, 2002-05-24 [4].

Ämne	Andel [vikt-%]
Aska	1.3
Svavel	0.03
Totalt kol, C	50.8
Väte, H	6.00
Kväve, N	0.41
Syre, O	41.5

## Bilaga D

# Tester av överhettningstemperatur

I november 2003 utfördes tester på hur överhettningstemperaturen i torken påverkar fukthalten på den torkade flisen. Under denna tid mättes torrhalten både före och efter torken. Resultaten presenteras i tabell D.1 [4].

Tabell D.1: Resultat från försök med olika överhettningstemperaturer [4].

<b>Datum 2003-11-17</b>		<b>Överhettningstemperatur 30°C</b>	
Prov nr.	Torrhalt före tork [%]	Torrhalt efter tork [%]	Torrhaltsökning [%]
1	58.36	81.10	22.74
2	58.28	81.19	22.91
3	58.16	81.36	23.20
4	61.06	82.74	21.68
5	58.06	82.22	24.16
Medel	58.78	81.72	22.94
<b>Datum 2003-11-17</b>		<b>Överhettningstemperatur 32°C</b>	
Prov nr.	Torrhalt före tork [%]	Torrhalt efter tork [%]	Torrhaltsökning [%]
1	53.40	80.60	27.20
2	52.91	78.92	26.01
3	53.72	77.16	23.44
4	55.85	80.42	24.57
5	54.48	79.44	24.96
Medel	54.07	79.31	25.24
<b>Datum 2003-11-18</b>		<b>Överhettningstemperatur 32°C</b>	
Prov nr.	Torrhalt före tork [%]	Torrhalt efter tork [%]	Torrhaltsökning [%]
1	59.66	80.54	20.88
2	56.38	81.25	24.87
3	56.24	78.67	22.43
4	56.49	77.92	21.43
5	60.17	80.41	20.24
Medel	57.79	79.76	21.97
<b>Datum 2003-11-18</b>		<b>Överhettningstemperatur 34°C</b>	
Prov nr.	Torrhalt före tork [%]	Torrhalt efter tork [%]	Torrhaltsökning [%]
1	56.61	81.87	25.26
2	57.93	83.19	25.26
3	58.45	84.00	25.55
4	56.61	80.45	23.84
5	56.00	82.05	26.05
Medel	57.12	82.31	25.19

# Bilaga E

## Variabler från Cactus

Mätdata från processen hämtas från driftdatorn, ur styrprogrammet Cactus. De i beräkningarna använda variablerna återfinns nedan under respektive rubrik.

### E.1 Bestämning av bränslets fukthalt

#### E.1.1 Metod 1 - Bestämning av fukthalt utifrån medelvärden

Tabell E.1: Exempel på data från driften [20]. De presenterade data är medelvärden beräknade från driftdata.

Variabel	KUT07114	KUT07214	KFT7412.I	KFT8627.I	KFT8425.I	KLT7533.I KLT7534.I
Beteckning	Tillfört bränsle P1	Tillfört bränsle P2	Vikt på TB40	Flöde smuts- kondensat	Flöde ejektorånga	Summa nivå biosilos
Enhet	[MW]	[MW]	[t/h]	[m <sup>3</sup> /h]	[t/h]	[-]
<i>Tork i drift</i>						
2004-04-01	50.9	55.7	40.5	9.90	0.56	91.1
2004-04-02	53.5	64.3	44.5	11.4	0.81	100
<i>Tork i stopp</i>						
2004-04-16	31.7	29.2	22.5	0	0	83.9
2004-04-17	27.7	22.6	18.3	0	0	83.2

## E.1.2 Metod 2 - Bestämning av fukthalt utifrån torr syrgashalt

Tabell E.2: Exempel på data från driften, hämtade som dygnsmedelvärden [20].

Variabel	KTE6117.I	KTE6217.I	KTE6118.I	KTE6218.I	KUT5174.I	KUT5179.I	KFT8627.I
Beteckning	Temp r g före eko P1	Temp r g före eko P2	Temp r g efter eko P1	Temp r g efter eko P2	Effekt eko P1	Effekt eko P1	Flöde smuts- kondensat
Enhet	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[MW]	[MW]	[m <sup>3</sup> /h]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	259	250	193	204	2.4	2.2	14.8
2004-04-01	235	231	174	185	1.9	1.8	5.3
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	233	239	178	201	1.9	1.8	0
2004-04-16	243	48	182	59	2.2	0.1	0.1
Variabel	KFT8425.I	KUT07114	KUT07214	KQT6119.I	KQT6219.I	KQT6108.I	KQT6208.I
Beteckning	Flöde ejektorånga	Tillfört bränsle P1	Tillfört bränsle P2	CO <sub>2</sub> -halt P1	CO <sub>2</sub> -halt P2	O <sub>2</sub> <sub>t</sub> -halt P1	O <sub>2</sub> <sub>t</sub> -halt P2
Enhet	[t/h]	[MW]	[MW]	[%]	[%]	[%]	[%]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	0.83	66.5	69.2	12.6	12.7	7.97	7.65
2004-04-01	0.56	46.4	49.1	11.2	11.3	9.26	9.2
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	0	62.7	63.7	12.7	12.4	7.80	7.84
2004-04-16	0	56.6	2.1	12.4	0.9	8	19.8

\* Medelvärden beräknade från timvärden mellan klockan 07.00 och 14.00, då torken är i stopp.

## E.1.3 Metod 3 - Bestämning av fukthalt utifrån torr och fuktig syrgashalt

Förutom den data som användes i tidigare metod, se stycke 4.2, används också de två följande parametrarna:

KQT6107.I- Fuktig O<sub>2</sub>-halt P1 [%]

KQT6207.I- Fuktig O<sub>2</sub>-halt P2 [%]

Data för dessa parametrar redovisas ej, då ingen tillförlitlig data kunde erhållas.

## E.2 Egenförbrukning och energibalanser

### E.2.1 Egenförbrukning av el

Tabell E.3: Exempel på data från driften, hämtade som dygnsmedelvärden [20].

Variabel	KET0136.I	KET0137.I	KET0138.I	KET0139.I	KET0111.I	KET0112.I	KET0113.I
Beteckning	LT1 10 kV	LT2 10 kV	LT3 10 kV	LT4 500 V	LT6 500 V	LT7 500 V	LT8 500 V
Enhet	[A]	[A]	[A]	[A]	[A]	[A]	[A]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	67	44	8	7	219	143	147
2004-04-01	55	8	7	7	84	148	124
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	64	45	8	6	5	116	167
2004-04-16	14	43	6	7	5	126	95
Variabel	KET0114.I	KET0115.I	KET0116.I	KET0184.I	KET0185.I	KET01185.I	KET01186.I
Beteckning	LT9 500 V	LT10 500 V	LT11 500 V	LT12 500 V	LT13 500 V	LT18 10 kV	LT18 500 V
Enhet	[A]	[A]	[A]	[A]	[A]	[A]	[A]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	60	463	474	501	2	63	229
2004-04-01	167	440	431	98	7	30	147
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	47	466	536	392	207	10	176
2004-04-16	142	456	52	300	7	1	26

\* Medelvärden beräknade från timvärden mellan klockan 07.00 och 14.00, då torken är i stopp.

## E.2.2 Energibalans över kraftvärmeverket

Tabell E.4: Exempel på data från driften, hämtade som dygnsmedelvärden [20].

Variabel	KUT07114	KUT07214	KFT5127.I	KFT5128.I	KTE5155.I	KTE5152.I	KTE5153.I
Beteckning	Tillfört bränsle P1	Tillfört bränsle P2	Flöde Kilsundsg.	Flöde Alingsåsv.	Temp retur Kilsundsg.	Temp retur Alingsåsv.	Temp framledning
Enhet	[MW]	[MW]	[m <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[°C]	[°C]	[°C]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	66.5	69.2	1592	1106	46.7	53.2	94.5
2004-04-01	46.4	49.1	980	661	43.4	44.8	80.2
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	62.7	63.65	1587	1084	46.3	52.2	91.7
2004-04-16	56.6	2.1	891	604	43.7	52.8	79.7
Variabel	KFT4500.I	KFT7412.I	KFT1173.I	KFT1130.I	KFT1181.I	KFT1182.I	KFT1273.I
Beteckning	Flöde spädv. till Mavatank	Vikt på TB40	Föde sek.luft före SF1 P1	Flöde sek.luft före SF3 P1	Primärluft-flöde 1 P1	Primärluft-flöde 2 P1	Flöde sek.luft före SF1 P2
Enhet	[m <sup>3</sup> /h]	[t/h]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[Nm <sup>3</sup> /h]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	1.6	52	18753	45112	15721	18566	24760
2004-04-01	3.8	39	19642	23749	13490	15905	21983
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	1.1	42	24068	41992	16712	20447	26665
2004-04-16	5.3	23	20313	37748	16083	18989	8459
Variabel	KFT12130.I	KFT1281.I	KFT1282.I	KFT8627.I	KTE6118.I	KTE6218.I	KTT1107.I
Beteckning	Flöde sek.luft före SF4 P2	Primärluft-flöde 1 P2	Primärluft-flöde 2 P2	Flöde smuts-kondensat	Temp r g efter eko P1	Temp r g efter eko P2	Temp. utg. ånga P1
Enhet	[Nm <sup>3</sup> /h]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[m <sup>3</sup> /h]	[°C]	[°C]	[°C]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	56171	14755	18287	14.8	193	204	488
2004-04-01	25803	12715	16677	5.3	174	185	488
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	39691	15967	20749	0	178	201	489
2004-04-16	4046	2948	3495	0.1	182	59	488
Variabel	KTT1207.I	KQH1104.I	KQH1204.I	KUT5174.I	KUT5179.I	KET2101.I	KET2201.I
Beteckning	Temp. utg. ånga P2	Ångmängd P1	Ångmängd P2	Effekt eko P1	Effekt eko P2	Eleffekt Turbin 1	Eleffekt Turbin 2
Enhet	[°C]	[t/h]	[t/h]	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	486	74	76	2.4	2.2	12.5	11.6
2004-04-01	473	51	54	1.9	1.8	0	18.5
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	486	69	69	1.9	1.8	13.6	11.7
2004-04-16	103	61	3	2.2	0.1	0	10.7
Variabel	KQT6119.I	KQT6219.I	KQT6120.I	KQT6220.I	KUT07106	KUT07206	BUT1213.I
Beteckning	CO <sub>2</sub> -halt P1	CO <sub>2</sub> -halt P2	CO-halt P1	CO-halt P2	Flöde fuktig r g P1	Flöde fuktig r g P2	Effekt Gasolp. HP2
Enhet	[%]	[%]	[ppm]	[ppm]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[Nm <sup>3</sup> /h]	[MW]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	12.6	12.7	262.5	233	102225	104083	19.4
2004-04-01	11.2	11.3	98.7	200.3	78240	84434	0.8
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	12.7	12.4	176.4	162.5	110067	107140	38.3
2004-04-16	12.4	0.9	178.2	252.8	105810	2877	10.7
Variabel	KUT5149.I	KPT1106.I	KPT1206.I				
Beteckning	Effekt elpanna	Tryck ånga P1	Tryck ånga P2				
Enhet	[MW]	[bar]	[bar]				
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	19.3	49	49				
2004-04-01	0	42	49				
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	0	48	48				
2004-04-16	2.3	48	41				

\* Medelvärden beräknade från timvärden mellan klockan 07.00 och 14.00, då torken är i stopp.

## E.2.3 Energibalans över torken

Tabell E.5: Exempel på data från driften, hämtade som dygnsmedelvärden [20].  
Beräkningar görs endast då torken är i drift.

Variabel Beteckning	KFT8425.I Flöde ejektorånga	KTE3207.I Temp. ejektorånga	KTE8401.I Temp. ånga till tork	KFT4223.I Flöde ren- kondensat	KTE4231.I Temp. ren- kondensat
Enhet	[t/h]	[°C]	[°C]	[m <sup>3</sup> /h ]	[°C]
<i>Tork i drift</i>					
2004-01-01	0.83	251	220	21	96
2004-04-01	0.56	181	181	9	81
Variabel Beteckning	KTE8613.I Temp. smuts- kond. e VX3	KFT8627.I Flöde smuts- kondensat	KTE8421.I Temp. cell 15 BBT	KTE8504.I Temp. smuts- ånga fr BBT	
Enhet	[°C]	[m <sup>3</sup> /h ]	[°C]	[°C]	
<i>Tork i drift</i>					
2004-01-01	44	14.8	172	147	
2004-04-01	25	5.3	166	123	

## E.3 Lönsamhet för tork i drift

### E.3.1 Verkningsgrader

Tabell E.6: Exempel på data från driften, hämtade som dygnsmedelvärden [20].

Variabel Beteckning	KET2101.I Eleffekt turbin 1	KET2201.I Eleffekt turbin 2	KUT5186.I Effekt fjärrvärme	KUT5149.I Effekt elpanna	BUT1213.I Effekt gasolp. HP2
Enhet	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]
<i>Tork i drift</i>					
2004-01-01	12.5	11.6	135.5	19.3	19.4
2004-04-01	0	18.5	66.5	0	0.8
<i>Tork i stopp</i>					
2004-01-10*	13.6	11.7	128	0	38.3
2004-04-16	0	10.7	53.9	2.3	10.7

\* Medelvärden beräknade från timvärden mellan klockan 07.00 och 14.00, då torken är i stopp.

### E.3.2 $\alpha$ -värden

Tabell E.7: Exempel på data från driften, hämtade som dygnsmedelvärden [20].

Variabel Beteckning	KET2101.I Eleffekt turbin 1	KET2201.I Eleffekt turbin 2	KUT5186.I Effekt fjärrvärme	KUT5149.I Effekt elpanna	BUT1213.I Effekt gasolp. HP2	KUT5148.I Effekt 4-bars-vvx	KUT5147.I Effekt 10-bars-vvx
Enhet	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]	[MW]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	12.5	11.6	136	19.3	19.4	2.42	0
2004-04-01	0	18.5	66.5	0	0.8	0.06	0
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	13.5	11.7	128	0	38.2	0.02	0
2004-04-16	0	10.7	53.9	2.3	10.7	0.08	0

\* Medelvärden beräknade från timvärden mellan klockan 07.00 och 14.00, då torken är i stopp.

## E.4 Dimensionering av värmeväxlarpaket och värmeåtervinning

### E.4.1 Dimensionering av värmeväxlarpaket

Tabell E.8: Exempel på data från driften, hämtade som dygnsmedelvärden [20].

Variabel Beteckning	KTE51156.I Temp. fjv in, K42WX4 [°C]	KTE51162. Temp. fjv ut, K42WX4 [°C]	KFT51161.II Flöde fjv K42WX4 [m <sup>3</sup> /h]	KUT51163.I Effekt K42WX4 [MW]	KPT3509.I Tryck r k in, avsp. kärl KK6 [bar(ö)]	KTE4231.I Temp. r k ut, K42WX4 [°C]	KFT4223.I Flöde r k K42WX4 [m <sup>3</sup> /h]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	80	102	64	1.5	5.4	96	21
2004-04-01	79	88	31	0.5	3.7	81	9
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	77	10	78	0	2	62	7
2004-04-16	72	70	5	0	0	44	4
Variabel Beteckning	KTE4225.I Temp. r k in, K85VX1 [°C]	KTE4226.I Temp. r k ut, K85VX1 [°C]	KTE8504.I Temp. s å in, K85VX1 [°C]	KPT8511.I Tryck s å in, K85VX1 [bar(ö)]	KTE8501.I Temp. s å ut, K85VX1 [°C]	KTE51156.I Temp. fjv. in, K85VX2 [°C]	KTE51150.I Temp. fjv. ut, K85VX2 [°C]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	93	120	147	2.5	117	80	86
2004-04-01	97	108	123	1.2	92	79	82
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	100	99	7	89	0	77	78
2004-04-16	103	103	16	0	14	72	73
Variabel Beteckning	KFT51158.I Flöde fjv K85VX2 [m <sup>3</sup> /h]	KUT51154.I Effekt K85VX2 [MW]	KTE8505.I Temp. s å in, K85VX2 [°C]	KPT8503.I Tryck s å in, K85VX2 [bar(ö)]	KTE8508.I Temp. s å ut, K85VX2 [°C]	KTE51157.I Temp. fjv in, K86VX3 [°C]	KTE51151.I Temp. fjv ut, K86VX1 [°C]
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	930	6	139	1.8	88	50	59
2004-04-01	509	2	102	0.8	70	57	60
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	955	1	65	0	48	69	69
2004-04-16	66	0	36	0	10	70	69
Variabel Beteckning	KFT51159.I Flöde fjv K86VX1-3 [m <sup>3</sup> /h]	KTE8613.I Temp. s k ut, K86VX4-5 [°C]	KFT8627.I Flöde s k K86VX1-5 [m <sup>3</sup> /h]				
<i>Tork i drift</i>							
2004-01-01	74	44	15				
2004-04-01	46	25	5				
<i>Tork i stopp</i>							
2004-01-10*	75	5	0				
2004-04-16	10	7	0				