

Ångdrift av värmepump vid Sysavs avfallseldade förbränningsanläggning



LUND
UNIVERSITY

Johanna Anderberg

Institutionen för kemiteknik
Examensarbete 2018

Ångdrift av värmepump vid Sysavs avfallseldade förbränningsanläggning

av
Johanna Anderberg



LUNDS
UNIVERSITET
Lunds Tekniska Högskola

Institutionen för kemiteknik vid
Lunds Tekniska Högskola

Juni 2018

Handledare LTH: **Ola Wallberg**
Handledare Sysav: **Lars Jacobsson, Isak Bjerregaard**
Examinator: **Krisztina Kovacs**

Förord

Detta examensarbete är det sista momentet för Civilingenjörsprogrammet i Kemiteknik vid Lunds Tekniska Högskola. Arbetet har gjorts i samarbete med Sysav och institutionen för kemiteknik vid Lunds Tekniska Högskola. Examensarbetet motsvarar 30 högskolepoäng.

Stort tack till mina handledare på Sysav, Lars och Isak, som har hjälpt mig mycket under våren och tack till övrig personal på avdelningen för energi och miljö som varit väldigt hjälpsamma under arbetets gång. Tack också till min handledare på LTH, Ola, som stöttat mig hela vägen och hjälpt mig utreda många frågetecken.

Johanna Anderberg
2018-06-12



Abstract

Waste is transformed to energy at Sysavs combined heat and power plant in Malmö. At the site there are several electrically powered heat pumps. To supply these heat pumps with energy internally produced power is used. It is expensive to operate the heat pump with electricity both because the electricity that can be delivered to the mains is reduced and because of the fact that there are high taxes for the energy consumed. From this knowledge there is an interest in finding a way to reduce the operating cost for these heat pumps.

The proposal of solution to this problem is to operate the heat pumps with steam instead of electricity. Therefore the main question for this project to answer is whether it is technically feasible and economically profitable to run one of the heat pumps at the site with a steam turbine instead of the existing electrical motor.

During the project a few different suggestion of solutions have been investigated and finally the result ended up in four different possible solutions.

1. Replace the electric engine with a single stage turbine and use the existing district heating condenser to condense the outlet steam from the turbine.
2. Replace the electric engine with a multiple stage turbine and use the existing district heating condenser to condense the outlet steam from the turbine.
3. Replace the electric engine with a single stage turbine and install a new condenser to condense the outlet steam from the turbine.
4. Replace the electric engine with a multiple stage turbine and install a new condenser to condense the outlet steam from the turbine.

All of these four alternatives are technically feasible and economically profitable for Sysav. The technical details, current conditions and the alternatives sensitivity are analyzed and from this analysis *the conclusion is that alternative 2 is the most suitable*. Alternative 2 is the most profitable alternative and, together with alternative 4, least sensitive to variations concerning the electric price on the open market. The disadvantage is that there is a risk with interconnecting the new solution with the existing district heating condenser but the advantage of low requirement of space makes up for this. *The annual gain for this alternative, with the current price for electricity and the current conditions is approximately 1,6 million SEK per year.*

Sammanfattning

På Sysavs förbränningsanläggning sker en samproduktion av el och värme där Sysav har tillstånd att förbränna 630 000 ton avfall. Föregående år producerades totalt 265 530 MWh el och 1 501 150 MWh värme från förbränningen. En del av den producerade energin går till intern förbrukning och under 2017 användes totalt 97 278 MWh el och 23 435 MWh för egen förbrukning. På anläggningen finns ett flertal värmepumpar med hög energikonsumtion som utgör 44% av den totala interna elförbrukningen på den linje som detta arbete avser. Driftkostnaden av dessa värmepumpar är hög vilket både beror på att elleveransen ut från anläggningen påverkas negativt av att behöva använda den producerade elen internt och att en energiskatt måste betalas för elkonsumtionen. Det är därför av stor betydelse att undersöka huruvida kostnaderna för värmepumparna skulle kunna minskas.

Förslaget på lösning är att ersätta värmepumparnas eldrift med ångdrift. Det blir detta arbetes huvudsakliga frågeställning att utreda om denna ersättning är teknisk och praktisk möjlig samt om det skulle vara en lönsam investering för Sysav.

Under arbetets gång har flera olika lösningsalternativ undersökts vilket slutligen resulterat i fyra olika tänkbara alternativ.

1. Ersätta elmotorn med en enstegsångturbin och låta utloppsången från turbinen kondensera i den befintliga fjärrvärmekondensorn.
2. Ersätta elmotorn med en flerstegsångturbin och låta utloppsången från turbinen kondensera i den befintliga fjärrvärmekondensorn.
3. Ersätta elmotorn med en enstegsångturbin och installera en ny kondensor i vilken utloppsången från turbinen skall kondensera.
4. Ersätta elmotorn med en flerstegsångtubin och installera en ny kondensor i vilken utloppsången från turbinen skall kondensera.

Dessa fyra alternativ är alla tekniskt genomförbara och en lönsam investering för Sysav. Det tekniska detaljerna, förutsättningar och alternativens känslighet för exempelvis förändrat elpris är analyserade och utifrån detta dras slutsatsen att *det mest lämpliga alternativet för Sysav är alternativ 2*. Detta alternativ är det som är mest lönsamt och dessutom, tillsammans med alternativ 4, minst känsligt för variationer i elpriset. Trots att det föreligger en viss risk med att sammankoppla den nya lösningen med den befintliga fjärrvärmekondensorn så väger fördelen med att detta lösningsalternativ tar minst plats upp. *Den årliga besparingen, utifrån dagens elpris och förutsättningar, blir ungefär 1,6 Mkr per år.*

Nomenklatur

Förkortningar

COP	Coefficient of performance
DRK	Direktkondensering
FV	Fjärrvärme
FVK	Fjärrvärmekondensator
KAT	Katalysator
KM	Köldmedia
L1	Linje 1
L2	Linje 2
L3	Linje 3
L4	Linje 4
MAVA	Matarvatten
NPV	<i>Net present value</i> , nuvärde
PGIM	Power Generation Information Manager
VP1	Värmepump 1
VP2	Värmepump 2
VP3	Värmepump 3
VVX	Värmeväxlare

Storheter

A	Area
cp	Specifik värmekapacitet
F	Flöde
H	Entalpi i ångfas
h	Entalpi i vätskefas
i	Kalkylränta
m	Massa
η	Verkningsgrad
P	Effekt/Tryck
Q	Värme
S	Entropi
T	Temperatur
t	Tid (teknisk livslängd)
v	Hastighet
W	Arbete

Innehållsförteckning

1 INLEDNING	8
1.1 BAKGRUND OCH PROBLEMBESKRIVNING	1
1.2 SYFTE OCH MÅL	2
1.3 AVGRÄNSNINGAR	2
1.4 METOD	2
2 TEORI	3
2.1 ÅNGCYKEL	3
2.2 ÅNGTURBIN	4
2.3 VÄRMEPUMP	5
2.5 KONDENSOR	6
3 ANLÄGGNINGSBESKRIVNING	7
3.1 LINJE 4	7
3.1.1 ÅNGCYKEL	7
3.1.2 RÖKGASCYKEL	8
3.1.3 FJÄRRVÄRMESYSTEMET	9
4 NUVARANDE FÖRUTSÄTTNINGAR	11
4.1 VP1	11
4.2 DRIFTTID VP1 OCH VP2	11
4.3 INTERN ELFÖRBRUKNING	11
4.4 UTRYMME	12
4.5 EKONOMISKA FÖRUTSÄTTNINGAR	13
4.5.1 ELPRIS	13
4.5.2 ELSKATT OCH ELCERTIFIKAT	14
4.5.3 ÅNG- OCH VÄRMEPRIS	15
5 BERÄKNINGAR	16
5.1 RÖRDIMENSIONERING	16
5.2 ELMOTORNS VERKNINGSGRAD	16
5.3 EL- OCH VÄRMEPRODUKTION	16
5.3.1 AVTAPPNINGSFLODE	16
5.3.2 ELPRODUKTION	17
5.3.3 VÄRMEPRODUKTION	17
5.4 NUVÄRDEBERÄKNING	18
6 RESULTAT	19
6.1 LÖSNINGSALTERNATIV 1: ENSTEGSTURBIN	19
6.1.1 PROCESSBESKRIVNING	19
6.1.2 ÅNGTURBIN	19
6.1.3 STRYPVENTIL	21
6.1.4 KOPPLING TILL BEFINTLIG FJÄRRVÄRMEKONDENSOR	21
6.1.5 ÖVRIG UTRUSTNING	21
6.2 LÖSNINGSALTERNATIV 2: FLERSTEGSTURBIN	22
6.2.1 PROCESSBESKRIVNING	22
6.2.2 ÅNGTURBIN	22
6.2.3 KOPPLING TILL BEFINTLIG FJÄRRVÄRMEKONDENSOR	23
6.2.4 ÖVRIG UTRUSTNING	23

6.3 LÖSNINGSALTERNATIV 3: ENSTEGSTURBIN MED NY KONDENSOR	24
6.3.1 PROCESSBESKRIVNING	24
6.3.2 KONDENSOR	24
6.3.3 ÖVRIG UTRUSTNING	26
6.4 LÖSNINGSALTERNATIV 4: FLERSTEGSTURBIN MED NY KONDENSOR	26
6.4.1 PROCESSBESKRIVNING	26
6.4.2 KONDENSOR	27
6.4.3 ÖVRIG UTRUSTNING	28
6.5 PÅVERKAN PÅ BEFINTLIG UTRUSTNING	29
6.5.1 UPPSTART AV ÅNGTURBIN	29
6.5.2 EFFEKT PÅ BEFINTLIG KOMPRESSOR	29
6.5.3 FÖRSLAG PÅ FÖRÄNDRING AV DRIFTTID FÖR VÄRMEPUMPARNA	29
6.5.4 PROBLEM MED DUBBLA VÄXELLÅDOR	30
6.5.5 TILLGÄNGLIGT FV-VATTEN	30
6.5.6 PLACERING OCH UTRYMME	31
6.6 FÖRÄNDRAD EL- OCH VÄRMELEVERANS PÅ L4	32
6.6.1 EFFEKTFÖRÄNDRING	32
6.6.2 ÅRLIG FÖRÄNDRING AV NETTOLEVERANSER AV EL OCH VÄRME	33
6.7 EKONOMISKA ASPEKTER	33
6.7.1 BESPARING AV ELFÖRBRUKNING	33
6.7.2 ELCERTIFIKAT	33
6.7.3 INVESTERINGSKOSTNADER	34
6.7.4 UNDERHÅLLSKOSTNADER	35
6.7.5 LÖNSAMHETSBEDÖMNING	35
6.7.6 LÖNSAMHETENS BEROENDE AV ELPRISET	36
6.7.7 LÖNSAMHETENS BEROENDE AV ELSKATT	37
6.7.8 LÖNSAMHETENS BEROENDE AV ELCERTIFIKATPRIS	37
6.7.9 LÖNSAMHETENS BEROENDE AV INVESTERINGSKOSTNADERNA	38
<u>7 DISKUSSION</u>	<u>39</u>
<u>8 SLUTSATS</u>	<u>42</u>
<u>9 REFERENSER</u>	<u>43</u>
<u>BILAGA A: MOLLIERDIAGRAM ÖVER TURBIN (VP1)</u>	<u>46</u>
<u>BILAGA B: RÖRDIMENSIONERING</u>	<u>47</u>
<u>BILAGA C: RITNINGAR PÅ FÖRESLAGNA ÅNGTURBINER</u>	<u>51</u>
<u>BILAGA D: RITNINGAR PÅ FÖRESLAGNA KONDENSORER</u>	<u>54</u>
<u>BILAGA E: RITNINGAR PÅ FÖRESLAGNA PLACERINGAR OCH RÖRDRAGNINGAR</u>	<u>56</u>

1 Inledning

1.1 Bakgrund och problembeskrivning

Examensarbete har utförts på uppdrag av Sysav som är ett bolag som ägs av 14 kommuner i södra Skåne. Sysav ansvarar för den regionala återvinningen och avfallshanteringen i södra Skåne och har två dotterbolag, Sysav Industri AB, som hanterar verksamhetsavfall, och Sysav Utveckling AB, som hanterar forskning och utveckling. Sysav har flera olika verksamhetsområden som exempelvis mottagande och sortering av olika typer av avfall, bearbetning av matavfall samt produktion av el och fjärrvärme av brännbart avfall i ett avfallseldat kraftvärmeverk. Den totala verksamheten gör att 98 % av avfallet som tas emot kan återvinnas som material och energi.

Sysav i Malmö har en avfallsförbränningsanläggning bestående av fyra linjer. Från denna anläggning produceras elkraft samt värme som förser Malmö och Burlöv med fjärrvärme. Linje 1 och 2 producerar endast värme medan linje 3 och 4 är så kallade kraftvärmeverk där det sker en samproduktion av el och värme. Produktionen av värme gör att verkningsgraden är hög för alla fyra linjer. (Sysav, 2018)

Värmepumparna som används för produktion av värme tillhörande linje 3 och 4 drivs idag med vars en elmotor. Det finns två värmepumpar till varje linje och därmed totalt fyra stycken. För elförsörjning av värmepumparna används internt producerad el. Även om elen som används är internt producerad måste den beskattas och därför blir driftkostnaden för värmepumparna inte enbart förlust av levererad el utan också kostnaden för den pålagda energiskatten (Skatteverket, 2018). Eftersom denna energiskatt är relativt hög skulle möjligen en stor besparing kunna göras om elbehovet för värmepumparna minskade och därmed är det önskvärt att undersöka andra driftsätt.

Eftersom el- och värmeproduktionen sker genom utnyttjandet av en ångcykel finns det mycket ånga att tillgå i anläggningen. Utgångspunkten för detta projekt har därför varit att undersöka möjligheten för ångdrift av värmepumparna. Genom att använda befintliga ånga skulle ångdriften av värmepumparna i sådant fall ske på bekostnad av elproduktionen.

1.2 Syfte och mål

Syftet med examensarbetet har varit att undersöka möjligheten att ersätta den elektriska motorn på en av värmepumparna tillhörande L4 med en ångturbin. Examensarbetet har utförts på uppdrag av Sysavs avdelning för energi- och matavfallsanläggningar (EMA) som ansvarar för driften av L3 och L4.

Målet för arbetet har varit att presentera ett eller flera lösningsalternativ för hur ångdriften skulle kunna se ut, vad det medför för påverkan på L4 samt en slutsats om huruvida det skulle vara tekniskt och praktiskt möjligt att genomföra förändringen.

1.3 Avgränsningar

För Sysav kan detta examensarbete betraktas som en förstudie till effektmålet att en värmepump tillhörande L4 och en tillhörande L3 är i drift 2020.

Arbete har anpassats efter de resurser som fanns och innefattar därmed endast värmepump 1 tillhörande L4. Eftersom L3 är mycket lik L4 ger det en indikation på hur förutsättningarna för L3 ser ut om en liknande lösning skulle önskas där.

1.4 Metod

För att undersöka möjligheten av ångdrift på VP1 har först en grundlig litteratursökning genomförts för att identifiera om det tidigare forskats på denna typ av lösning och om praktiska exempel fanns att utgå ifrån. Litteraturstudien innebar också en grundlig beskrivning om hur processen för driften av avfallskraftvärmeverket ser ut i nuläget med fokus på de värmepumpar som projektet avser. Efter det togs olika lösningsförslag på problemet fram. Detta utredande arbete gjordes genom kontakt med personal på Sysav, kontakt med leverantörer av processenheter, besök på anläggningar med liknande lösningar, fakta från litteraturstudien samt implementering av kunskaper från tidigare lästa kurser på LTH.

I Excel har en modell över L4 gjorts som visar hur L4 skulle påverkas av en eventuell ångdrift av VP1. En förprogrammerad version av Excel med makro innehållande ångtabeller användes. För de ekonomiska analyserna gjordes ytterligare en modell i Excel där exempelvis påverkan av variationer i elpris kan uppskattas.

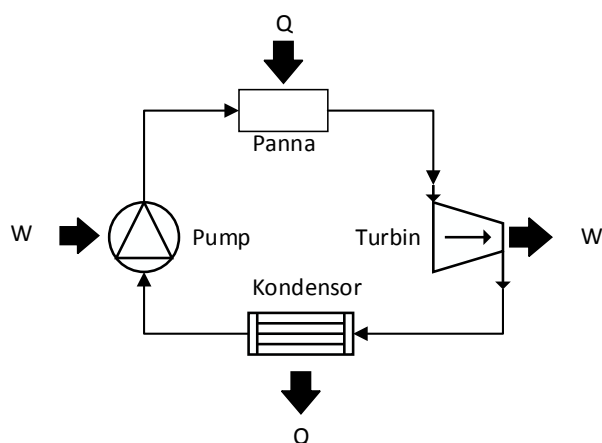
Lösningsförslagen jämfördes sedan med varandra och med Sysavs nuvarande drift med avseende på ekonomiska och tekniska faktorer. Hur stor den årliga besparingen blev med de nya lösningarna beräknades och hur anläggningen påverkas av de nya lösningarna utreddes. Utifrån detta valdes den lösning som verkade mest lämplig.

2 Teori

2.1 Ångcykel

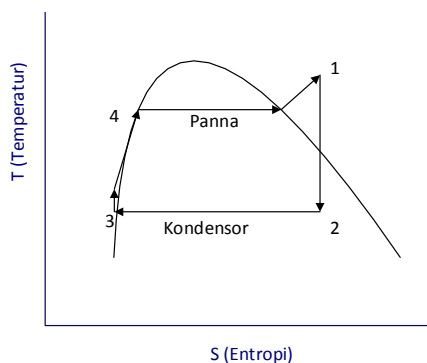
Tekniken som används då energi utvinns vid en förbränningsanläggning är utnyttjandet av en ångcykel. Den mest effektiva ångcykeln är Carnotcykeln. Carnotcykeln har 4 processteg som den cirkulerande vätskan i cykeln passerar; nämligen isothermisk värmeförsel, isentropisk expansion, isothermisk värmeavgivning och slutligen isentropisk kompression. Carnotcykeln är en ideal modell och kan inte användas för att beskriva en process i praktiken. Det finns flera anledningar till det som exempelvis inte fullständig isentropisk expansion uppnås och erosion kan uppstå på turbinbladen. Därför används istället Rankinecykeln för att beskriva processen.

Rankinecykeln utnyttjas i system där den cirkulerade vätskan växelvis går från vätskefas till ångfas. Cykeln består av fyra delar som utför samma processteg som Carnotcykeln. Delarna som den cirkulerande vätskan passerar är en panna, en turbin, en kondensator och en pump. Processen går runt i ett slutet kretslopp, se figur 2.1, där processvätskan först värms i pannan till en högtrycksånga för att sedan passera turbinen där trycket sjunker. Lågtrycksångan fortsätter efter det in i kondensorn där den kondenserar och övergår till vatten med lågt tryck. Kondensatet fortsätter sedan till pumpen där trycket återigen höjs för att sedan ledas tillbaka till pannan och cykeln börjar om. Skillnaden mot en Carnotcykel är att ångan i systemet överhettas, vilket innebär att ytterligare värme tillförs när ångan överhettas. Fördelen med att använda överhettad ånga är att nettoarbetet i turbinen ökar vilket ger en bättre verkningsgrad. (Potter et al, 2006)



Figur 2.1. Rankinecykelns processenheter och energiflöden.

För att på ett överskådligt sätt se hur temperaturen och entropin varierar i processerna kan cykeln ritas in i ett temperatur-entropi diagram. Figur 2.2 visar vilka processer som är isothermiska och vilka som är isentropiska.



Figur 2.2. Rankinecykeln inritad i ett T-S diagram.

För att beskriva effektiviteten för en maskin som omvandlar värme till arbete används begreppet verkningsgrad. Den högsta möjliga verkningsgraden som kan uppnås mellan två temperaturnivåer är Carnot-verkningsgraden. Sambandet för Carnot-verkningsgraden kan ses i ekvation 1 där W_t är arbetet av turbinen, $Q_{tillförd}$ är den tillförda värmen från pannan, T_L är den lägsta temperaturnivån och T_H den högsta temperaturnivån. (Soleimani-Mohseni, 2014)

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_t}{Q_{tillförd}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1)$$

Den termiska effekten, η , av cykeln beräknas genom ekvation 2. Energin beräknas utifrån entalpiskillnader.

$$\eta = \frac{W_t - W_p}{Q_b} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_4)}{(h_1 - h_4)} \quad (2)$$

Sambandet för Carnot-verkningsgraden kan förklara att för att uppnå en så hög verkningsgrad som möjligt bör värmen bortföras vid låg temperatur och värmen tillföras vid hög temperatur (överhettad ånga).

Verkningsgraden för cykeln kan ökas genom att öka trycket i pannan utan att den maximala temperaturen överskrids eller det minimala trycket underskrids. Det kan också göras genom att öka temperaturen på vattnet som förångas i pannan samt sänka temperaturen i kondensorn. Öka temperaturen på vattnet som förångas i pannan kan göras genom *regenerering* där förvärmning av en del av matarvattnet sker. Principen är att en avtappning av en del ånga från turbinen görs för att sedan användas till att förvärma kondensatet. Till detta används en *matarvattentank* som mixar en del extraerad ånga med kondensatet. En del ånga kan också avtappas från turbinen för att gå in i pannan och värmas igen för att sedan gå tillbaka till turbinen. Detta kan förhindra droppbildning i turbinen. (Potter et al, 2006)

2.2 Ångturbin

Målet med projektet är att utreda huruvida ångdrift av VP1 på L4 är möjlig. För att driva värmepumpen med ånga avses att använda en ångturbin. Med en ångturbin omvandlas termiskenergi och rörelseenergi i trycksatt vattenånga till en mekanisk rotationsrörelse. Omvandlingen sker genom att ångan expanderar över turbinblad som sitter fast på ett eller flera hjul vilket får hjulen att rotera, se figur 2.3.

Det finns två olika typer av ångturbiner; aktions- och reaktionsångturbin. Det som skiljer de två typerna är turbinbladens utformning. I en aktionsturbin styr munstycket in ångan till turbinbladen där de byter riktning och därmed skapar en impuls. Det roterande hjulet rör sig och mekanisk energi kan utvinnas. Principen i en reaktionsturbin är något annorlunda. Här sker också en förändring i riktning men dessutom ett tryckfall när ångan passerar bladen. Detta ger en ökad hastighet och därmed en reaktionskraft i motsatt riktning mot den i vilken ångan transporterades in i turbinen. Stora turbiner har ofta en högtrycksdel och en lågtrycksdel. Reaktionsbladen används oftast i lågtrycksdelen och aktionsbladen i högtrycksdelen. Bland mindre turbiner är aktionsbladen vanligast.

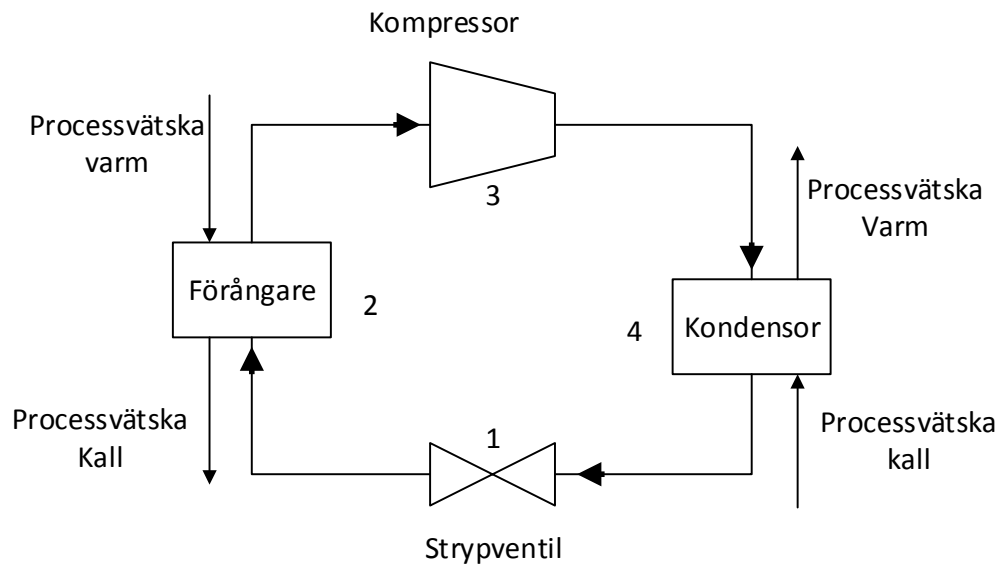


Figur 2.3. Ångturbin. (Siemens, 2018)

Förutom de två olika bladtyperna kan man också dela in ångturbinerna i två andra typer; mottrycksturbin och kondenseringssturbin. I en mottrycksturbin är trycket på ångan ut ur turbinen högre än atmosfärstryck och i en kondenserande turbin är trycket ut lägre än atmosfärstryck. Ju högre tryckskillnaden är över turbinen desto mer energi kan omvandlas från inloppsången till kraft. Båda typerna av turbin kan ha en avtappning. Turbinerna kan också ha en extra ström in och får på detta sätt två inlopp. Ångflödet i extraströmmen har vanligen ett högre tryck än utflödet och ökar därför turbinens elproduktion. (Smith, 2016)

2.3 Värmepump

Principen för en värmepump är att flytta värme från ett område med lägre temperatur till ett område med högre temperatur. Syftet för värmepumpen som avses i detta arbete är att värma området med hög temperatur. Värmepumpen ses som en kylprocess vars cykel liknar ångcykeln beskriven ovan fast i omvänd form. Eftersom värme inte naturligt flyttas från kallare temperatur till varmare måste arbete tillföras vilket sker genom en kompressor. Kompressorn gör att trycket ökar och därmed också temperaturen. Energi tillförs också genom värme i förångningsprocessen. Processen som sker kan ses i figur 2.4. (Potter et al, 2006)



Figur 2.4. Värmepumpcykelns 4 olika processteg. Vid steg 1 sker strypning, vid steg 2 sker förångning, vid steg 3 sker kompression och vid steg 4 sker kondensation av köldmediet.

Processen sker i fyra olika steg. I det första steget går köldmediet genom en strypventil där trycket och temperaturen sjunker. Här förångas också en del av vätskan. I det andra steget möter köldmediet, som nu har relativt låg temperatur, processvätskan vilket gör att processvätskan kyls och köldmediet förångas. Efter detta komprimeras det nu förångade köldmediet till ett högt tryck vilket höjer temperaturen på ångan. I det sista steget kondenseras ångan till vätska vilket sker vid hög temperatur. Arbete krävs för att driva kompressorn och värme fås ut är när vätskan kondenseras. (Murphy, 2005)

För att beskriva effektiviteten av en maskin som omvandlar arbete till värme används begreppet godhetstal, *coefficient of performance (COP)*. COP beskriver nyttigt värme i förhållande till använt arbete. För värmepumpar kallas talet värmefaktor (hur mycket värme som kan utvinnas) och för kylmaskiner köldfaktor (hur mycket kyla som kan bortföras) och dessa tal är alltid större än 1. Värmefaktorn beräknas med ekvation 5, kylfaktorn med ekvation 6 och sambandet mellan dessa två beskrivs med ekvation 7. I ekvationerna är Q_H den värme som bortförs, W_t turbinens arbete, Q_L den värme som tillförs. Godhetstalet, COP, tar hänsyn till att systemet inte är idealt. (Soleimani-Mohseni, 2014)

$$COP_{varm} = \frac{Q_H}{W_t} \quad (5)$$

$$COP_{kall} = \frac{Q_L}{W_t} \quad (6)$$

$$COP_{varm} = COP_{kall} + 1 \quad (7)$$

Det finns flera anledningar till att ett verkligt system inte är idealt. Förluster kan ske genom tryckfall som främst orsakas av friktion i rörledningar eller genom värmeförluster i både rörledningar och processenheter.

Den typ av värmepump som är beskriven ovan är en kompressionsvärmepump. För denna typ av värmepump krävs arbete för att driva kompressorn. En av orsakerna till detta är att det cirkulerande mediet är i ångfas när den passerar kompressorn och har därmed en stor specifik volym jämfört med vad den har i vätskefas. Ett exempel på att minska energibehovet för värmepumpen är att istället göra kompressionssteget i vätskefas, vilket innebär utnyttjande av en absorptionsvärmepump. Principen för en absorptionsvärmepump är alltså att ersätta kompressorn med ett absorptionssteg bestående av en generator, en värmeväxlare, en absorber och en pump. Detta skulle kunna vara en möjlig lösning för Sysav men kommer inte utredas i detta arbete. (Energihandbok, 2018a)

2.4 Kondensor

För att kondensera ångan till vatten krävs en kondensor. En kondensor är en typ av värmeväxlare som kan se ut på flera olika sätt. En vanlig typ är en tubvärmeväxlare som består av många parallella tuber som kan varieras i storlek. I tuberna transporteras kylvattnet och ångan leds in uppför för att sedan gå i ett tvärsflöde över tuberna och kondensera längs tubernas ytterväggar. Kondensatet leds sedan ut i botten av värmeväxlaren. (Alfa Laval, 2018a) En annan typ av kondensor är en plattvärmeväxlare som består av många parallella plattor. Här går det kalla och varma flödena i varannan kanal mellan plattorna. Fördelarna med en plattvärmeväxlare är att den lätt kan anpassas efter flödesmängd då plattor kan lätt plockas bort eller tillsättas och att de är lättrengörbara. En fördel med en tubvärmeväxlare är att den är robust och klarar höga tryck. (Alfa Laval, 2018b)

3 Anläggningsbeskrivning

Sysavs avfallskraftvärmeverk har två hetvattenpannor med fjärrvärmeproduktion som sattes i drift 1973 (L1 och L2) samt två ångpannor med både el och fjärrvärmeproduktion som sattes i drift 2003 respektive 2008 (L3 och L4). Sysav har tillstånd att förbränna 630 000 ton avfall per år och utifrån detta avfall produceras ungefär 1500 GWh fjärrvärme och ungefär 265 GWh elektricitet årligen. Processerna som sker i L3 och L4 kan delas upp i två olika delar där den första innefattar ångcykeln och den andra innefattar rökgaskondenseringen. I delen med rökgaskondensering utvinns energi från värmen i rökgaserna i en värmeväxlare och genom kondensering av vattenånga som finns i rökgaserna.

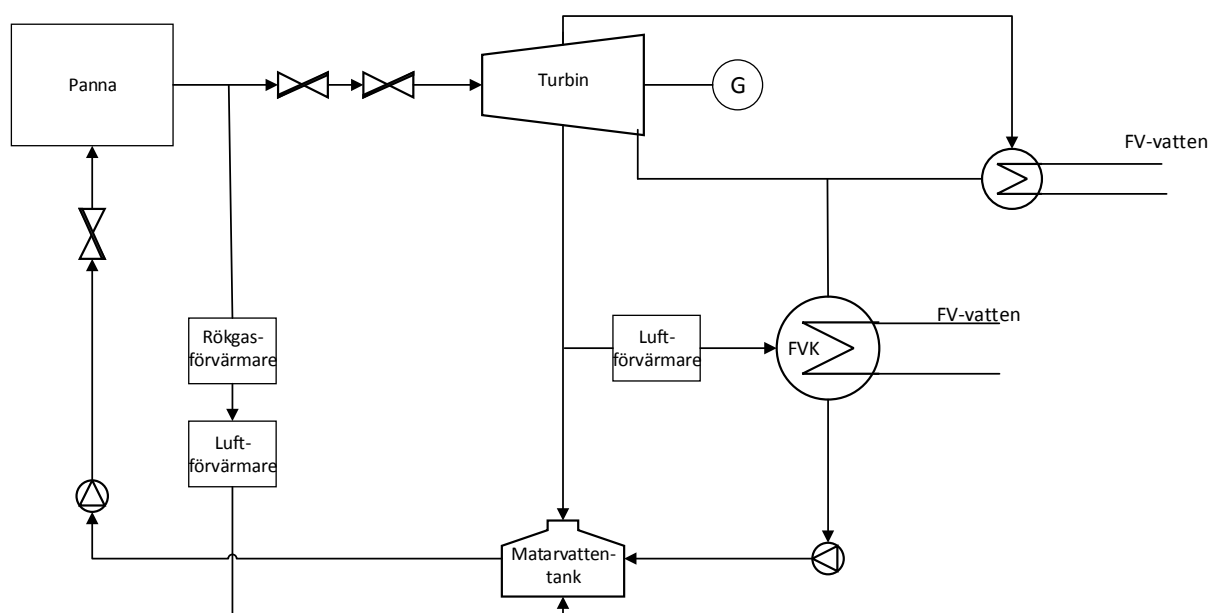
När fjärrvärmevattnet kommer i retur till anläggningen höjs temperaturen på vattnet först med värme från rökgaserna som utvunnits mha värmeväxlare och värmepumpar. Efter det sker resterande temperaturhöjning i fjärrvärmekondensorn. Eftersom endast L4 avses i detta arbete är det endast den som beskrivits i närmare detalj nedan. L3 ser ut på ett liknande sätt. (Sysav, 2017)

3.1 Linje 4

Nedan beskrivs ångcykeln, rökgascykeln och fjärrvärmesystemet tillhörande L4.

3.1.1 Ångcykel

Den första delen innefattar ångcykeln som producerar el och värme. Ett schematiskt flödesschema för den processen kan ses nedan, figur 3.1.



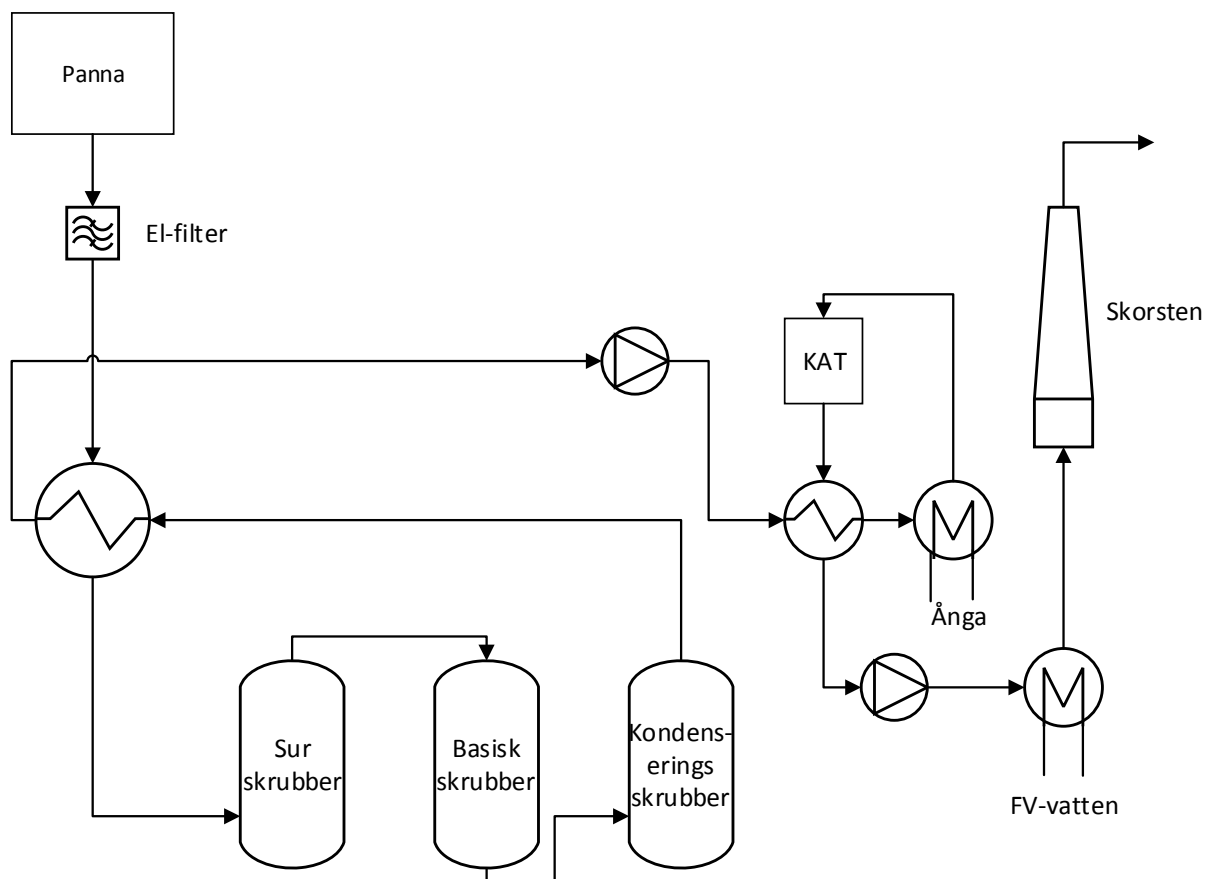
Figur 3.1. Flödesschema över ångcykeln. Bilden beskriver hur ångan går runt i processen på linje 4. G står för generator och FVK för fjärrvärmekondensator.

Processen börjar med att avfall lyfts upp från stora lagertankar med en traversklo och släpps ner i en silo till pannan där temperaturen är ungefär 1000°C. Panntypen är en rosterpanna där avfallet faller ner på en bädd, rökgasen stiger och det som inte är brännbart blir slagg och faller ner i ett vattenfyllt tråg för att sedan transporteras bort. För en tillräcklig syretillförsel tas förbränningsluften in i två steg. Luften som tas in i första steget kallas primärluft och luften som tas in i andra steget kallas sekundärluft. I ångpannan finns långa sammansvetsade tuber där pannvattnet leds runt och värms upp av de heta rökgaserna. Det förångade pannvattnet leds genom överhettaren där det hettas upp till 400 °C vid ett tryck på 42 bar. Den heta högtrycksångan från pannan leds sedan vidare till turbinen som driver en generator. Effekten i turbinen är ungefär 20 MWe. Ångan leds sedan vidare till en FVK där den utnyttjas för att värma upp FV-vatten till ungefär 80-115°C. Kondensoreffekten är ungefär 45-65

MWth. Vid behov kan också ångan transporteras direkt från pannan till kondensorn genom en så kallad bypass. Detta kan behöva ske exempelvis om turbinen har stoppats medan ånga fortfarande överhettas i pannan. Kondensatet pumpas sedan till en matarvattentank dit också ett avtappingsflöde från turbinen transporteras. Från matarvattentanken transporteras vattnet genom en pump för att nå panntrycket och sedan vidare tillbaka till pannan. (Sysav, 2017)

3.1.2 Rökgascykel

Under förbränningen bildas rökgaser som måste renas innan de kan släppas ut i luften genom skorstenen. Värme utvinns också ur rökgaserna. I figur 3.2 visas ett översiktligt flödesschema över hur denna process går till.



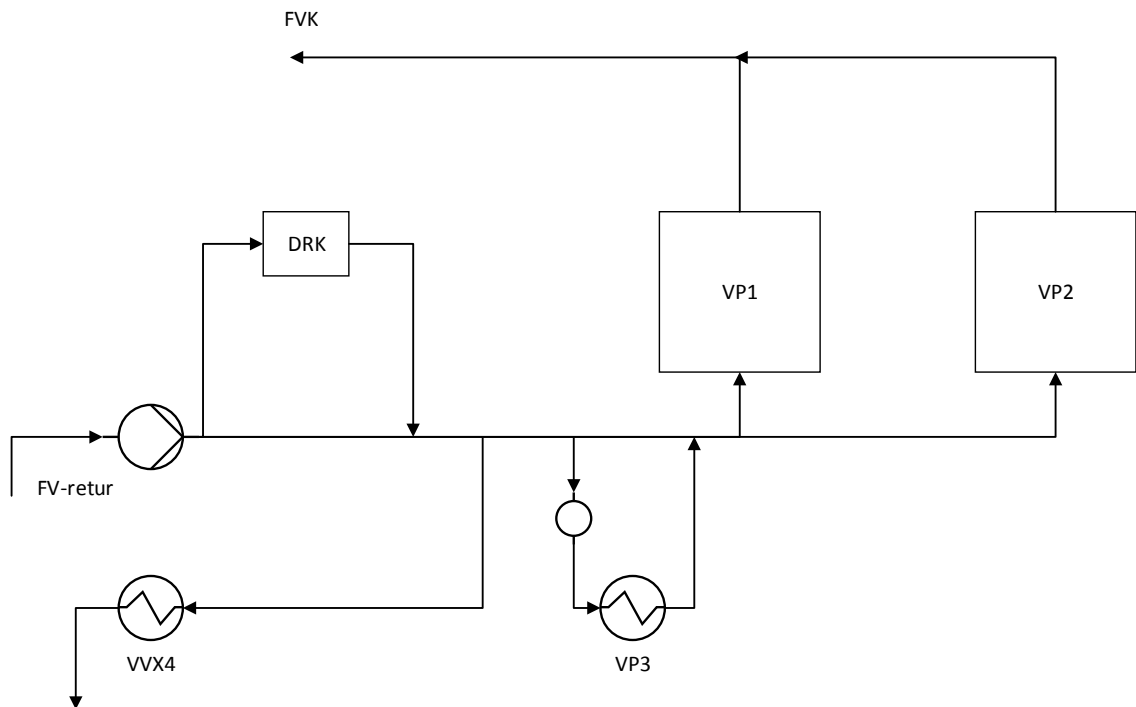
Figur 3.2. Flödesschema över rökgascykeln.

Första steget i reningsprocessen är ett elektrofilter som tar bort det mesta av stoftet. Efter filtret transporteras rökgaserna genom en värmeväxlare där värme överförs från varmare rökgaser till kallare rökgaser. Rökgaserna fortsätter sedan genom tre olika skrubbar. Den första skrubben är sur och i den renas rökgaserna från saltsyra och fluorvätesyra. Den andra är basisk och i den tas svaveldioxid bort. I den tredje skrubben som är en kondenseringskrubber renas rökgaserna ytterligare och värme utvinns genom att vattenånga i rökgaserna får kondensera. Efter de tre skrubbarerna fortsätter rökgaserna genom ytterligare ett elektrofilter innan de når det sista reningssteget som är en katalysator som reducerar kväveoxider. När nu rökgaserna genomgått hela reningsprocessen kyls de ner i en värmeväxlare och i en ekonomiser (VVX4 i figur 3.3). I ekonomisern överförs värmen i rökgaserna direkt till fjärrvärmevatten som returneras till anläggningen. I processen finns också två rökgasfläktar som ser till att flödet av rökgaserna är som önskat genom hela processen. (Sysav, 2017)

Till kondenseringskrubbern är två värmepumpar kopplade där värmen i rökgaserna utvinns. Det är dessa värmepumpar som arbetet avser.

3.1.3 Fjärrvärmesystemet

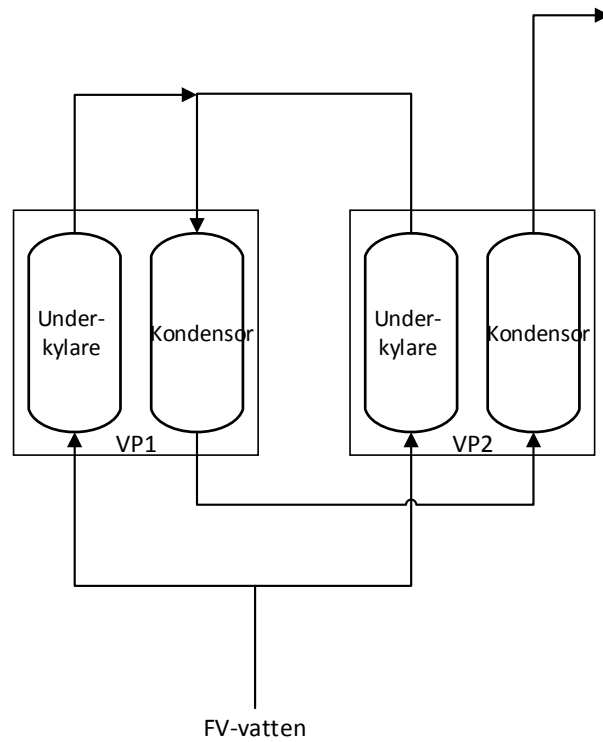
Fjärrvärmevattnets process för återuppvärmning visas i figur 3.3.



Figur 3.3. Flödesschema över fjärrvärmesystemet.

När FV-vattnet kommer i retur till anläggningen har det en temperatur på ungefär 40-60 °C. Det första steget för återuppvärmning av vattnet sker i en värmeväxlare där FV-vattnet möter skrubbevatten som värmts upp i kondenseringsskrubbarna. Detta kallas direktkondensering (DRK) och hit leds ungefär halva FV-flödet som kommer i retur. Efter direktkondenseringen återgår delflödet till huvudledningen. Ett litet delflöde går till ekonomisern (VVX4) där det värms upp av värmen i rökgaserna. Delflödet återförs sedan till huvudflödet. Även ett litet delflöde värms i en mindre värmepump som tar tillvara på spillvärme från anläggningen (VP3). Huvudflödet av FV-vattnet går sedan vidare till värmepumparna (VP1 och VP2) som är kopplade till kondenseringsskrubbarna. Skrubbevatten går efter direktkondenseringen in i en sluten krets där det används som värmekälla i värmepumparnas förångare.

FV-vattnet går först genom värmepumparnas underkylare, se figur 3.4. Dessa är parallellkopplade vilket innebär att det går ett flöde i varje. Värmepumparnas kondensorer är däremot seriekopplade vilket innebär att hela flödet passerar genom en kondensator i taget. Detta betyder att då både VP1 och VP2 är i drift blir temperaturen ut från VP2, som kommer först, samma som temperaturen in i VP1. Skrubbevatten går i motsatt riktning. Oftast är endast en av värmepumparna i drift och då går hela flödet genom den som är i drift medan den andra är i bypass.



Figur 3.4. FV-vattnets ledning genom värmepumparna.

Efter fjärrvärmevattnet passerat värmepumparna fortsätter det till FVK där den huvudsakliga värmeproduktionen sker och vattnet värms till önskad framledningstemperatur för att sedan transporteras ut för uppvärmning av bostäder. (Sysav, 2017)

4 Nuvarande förutsättningar

4.1 VP1

Värmepumpen som avses i denna utredning är en kompressionsvärmepump med köldmediet R134a. Värmepumpen ska drivas med samma effekt som den gör idag 1,8 MW. De olika delarna som värmepumpen består av är kompressor, förångare, kondensor och underkylare som ovan beskrivet under avsnittet teori (3.2).

Kompressorn är en centrifugal kompressor av typen *uniturbo*. Varvtalet för kompressorn är 16 097 rpm och den körs med konstant hastighet. Den elektriska motorn som idag driver kompressorn körs med varvtalet 3000 rpm. En växellåda är därmed kopplad mellan motorn och kompressorn som växlar varvtalet från 3000 till 16 000 rpm. Kompressorn kan drivas med olika typer av drivkällor så som elmotor eller gasturbin och därför bör det vara möjligt att driva den även med en ångturbin. (Friothers, 2018)

Kapaciteten för kompressorn kan lätt modifieras. Intill kompressorns första steg sitter så kallade inloppsledningsvingar som riktar ångan in till kompressorn i rätt riktning. Dessa är roterbara vilket gör att lufthastigheten kan förändras och därmed kan också kompressorns kapacitet justeras. (Quora, 2017)

Växellådan för den befintliga värmepumpen är inbyggd i kompressorn. För att byta eller modifiera den inbyggda växellådan krävs ytterligare utredning, vilket inte detta arbete innefattar. Kravet för att kunna använda den befintliga kompressorn blir således att det krävs en ångturbin med varvtalet 3000 rpm för att ersätta den elektriska motorn. Detta kan bli svårt eftersom varvtalen på en passande ångturbin vanligen är högre. Alternativt krävs en ny växellåda mellan turbinen och kompressorns växellåda för att få rätt varvtal. (Shultz, 2018)

4.2 Drifftid VP1 och VP2

Driften av värmepump 1 och 2 sker idag växelsvis där oftast endast en av VP1 och VP2 är i drift. Vid låga elpriser och stora värmebehov körs ibland båda värmepumparna samtidigt. Vid ett mycket högt elpris är det mer lönsamt att endast producera el, vilket innebär att ingen av värmepumparna är i drift. Ingen av värmepumparna är heller i drift då det inte finns något värmebehov.

Utifrån data på värmeeffekten för föregående år för varje värmepump har drifftiden beräknats vilket presenteras nedan i tabell 1. I tabellen anger VP1+VP2 den tid då båda värmepumparna varit i drift samtidigt. Data är hämtad från Sysavs interna program PGIM.

Tabell 4.1. Drifftider för VP1 och VP2 på linje 4 för 2017.

	VP1(total tid)	VP2 (total tid)	VP1+VP2 (samtidigt)	Ingen VP
Drifftid, 2017 [h]	3157	3803	1552	1800
Drifftid, 2016 [h]	3801	2353	1800	2606

4.3 Intern elförbrukning

En relativt stor del av den el som Sysav producerar används internt. Föregående år producerades totalt på anläggningen ungefär 265 530 MWh el varav 97 278 MWh användes för egen förbrukning. Värmepumparna (VP1+VP2) på L4 förbrukade ungefär 44% av den internt förbrukade elen på linje 4.

Detta visar på att det finns mycket besparingar att göra på elförbrukning om eldriften skulle kunna ersättas med ångdrift.(Sysav, 2017)

Vad det gäller fjärrvärmens är den interna förbrukningen inte lika hög. Föregående år producerades totalt på anläggningen ungefär 1 501 150 MWh fjärrvärme och av dessa användes ungefär 23 435 MWh till intern förbrukning. (Sysav, 2017)

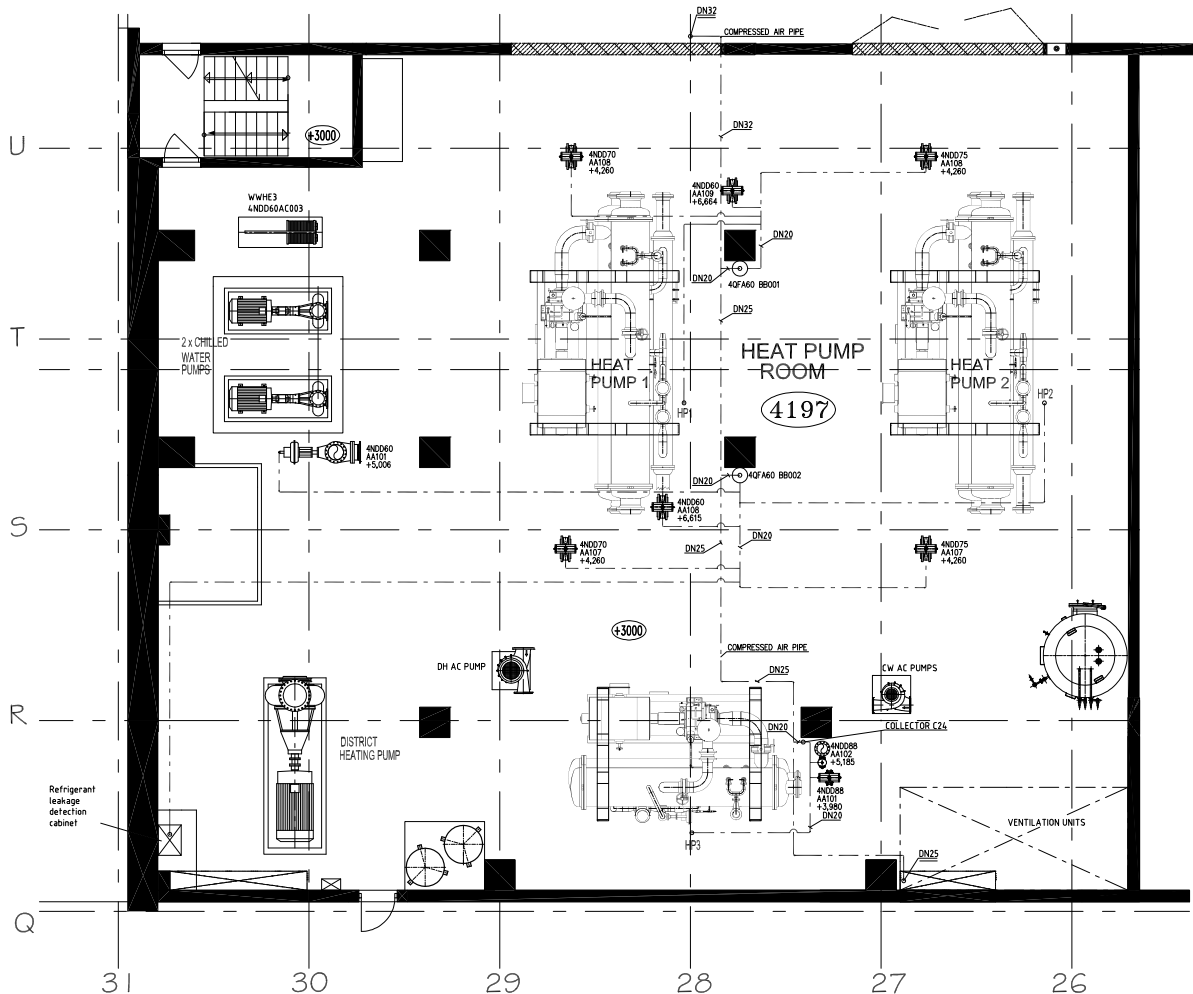
4.4 Utrymme

Den elmotor som ångturbinen ska ersätta står idag på ett underrede i nivå med kompressorn samt växellådan tillhörande VP1. För att kunna använda den befintliga kompressorn, inklusive växellåda, behöver ångturbinen placeras på samma nivå. Underredets och elmotorns dimensioner kan ses i figur 4.1.



Figur 4.1. Elmotorns dimensioner. Mått angivna i mm.

Värmepumpsrummet där processlösningen skall placeras ser ut som i figur 4.2.



Figur 4.2. Ritning över värmepumpsrummet tillhörande L4. Avståndet mellan de streckade linjerna är 5000 mm.

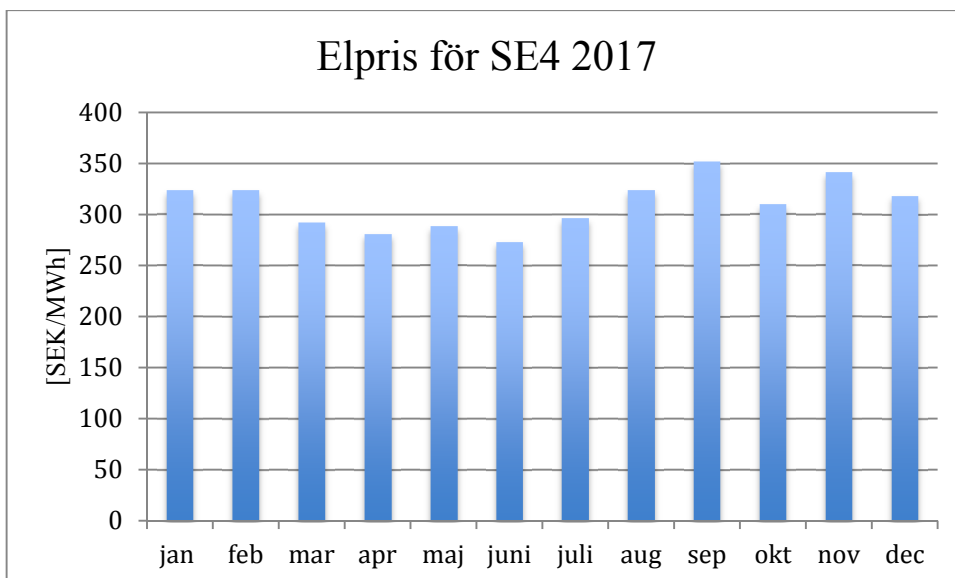
Den befintliga kondensorn som eventuellt kan användas är belägen i intilliggande rum. Mellan de två rummen finns ett ställverk placerat som det är svårt att dra eventuella rör igenom. Detta medför att rördragningen mellan rummen måste ske antingen ut genom korridoren vid sidan av rummen eller upp genom taket och ned i nästa rum.

4.5 Ekonomiska förutsättningar

4.5.1 Elpris

I princip all handel med el i Sverige går idag genom elmarknaden Nord Pool dit ungefär 90% av den producerade elen säljs. Elpriset sätts timme för timme, så kallat spotpris, och förändras mycket över tid. Att priset förändras beror på att det är konkurrensbelagt och därmed beroende av alla Nord Pools aktörer, vilket betyder både kraftproducenter och slutanvändare. Variationen beror också på årstiden och hur mycket el som finns tillgänglig, vilket medför att elen generellt är dyrare på vintern jämfört med sommaren. (Elföretagen, 2017) (Nord Pool, 2018)

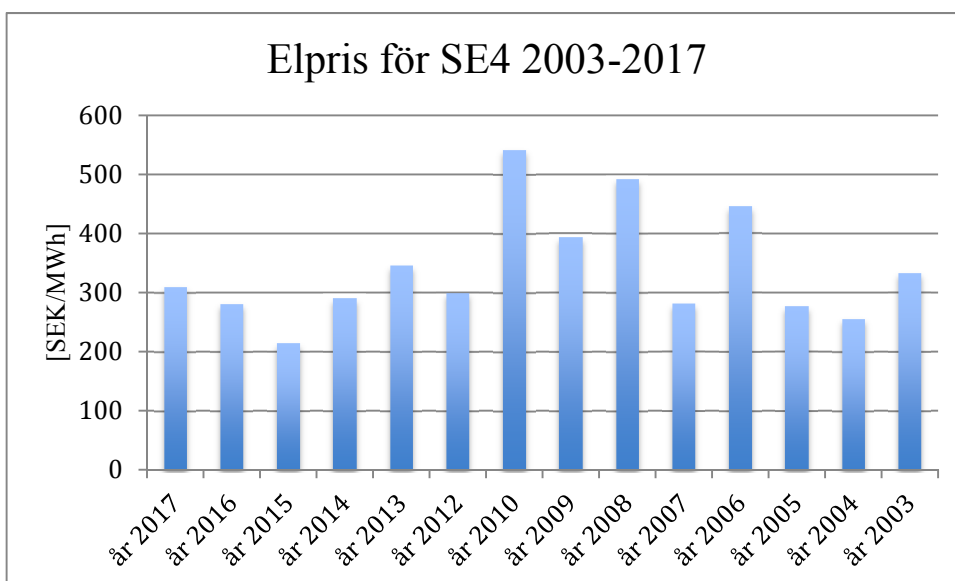
Elpriset varierar även grafiskt och därför är Europa uppdelat i olika zoner med ett specifikt elpris för varje zon. Malmö tillhör zonen SE4 och det genomsnittliga elpriset månadsvis för 2017 visas i figur 4.3.



Figur 4.3 Det genomsnittliga elpriset månadsvis under för zon SE4 2017. (Nordpool, 2018)

Det genomsnittliga elpriset för hela 2017 är 280,25 SEK/MWh. Eftersom värmepumparna används mer under de månader då elpriset är högre har ett genomsnitt räknats ut efter värmepumparnas drifttid, 310 SEK/MWh, vilket är det pris som kommer användas i de ekonomiska beräkningarna.

Historiskt har elpriset pendlat upp och ner. Det årliga genomsnittspriset mellan år 2003 och 2018 kan ses i figur 4.4.



Figur 4.4. Det årliga genomsnittliga elpriset år 2003 till 2017. (Nord Pool, 2018).

4.5.2 Elskatt och elcertifikat

I Sverige finns en energiskatt som gäller olika typer av bränsle och el. Skattesatsen för el under 2018 är 331 SEK per MWh vilket är det pris som kommer användas för vidare ekonomiska beräkningar. För kraftvärmeverk finns det speciella bestämmelser om skattebefrielse. Skattebefrielsen kan implementeras på de processenheter som räknas som hjälpkraft för att producera elkraft. Värmepumparna på Sysavs anläggning räknas inte som hjälpkraft och därför måste full energiskatt betalas för den el som värmepumparna förbrukar. (Skatteverket, 2018)

För att öka produktionen av förnybar el på ett kostnadseffektivt sätt finns ett elcertifikatsystem. Detta innebär att elproducenterna kan få ett elcertifikat från staten för varje producerad MWh förnybar el. Elproducenterna säljer sedan certifikaten till en elleverantör eller en kvotpliktig elanvändare och får på detta sätt en extra intäkt för den förnybart producerade elen. Att en elleverantör eller en elanvändare är kvotpliktig innebär att de är skyldiga att inneha elcertifikat för en viss andel av den el som de använder. (Energimyndigheten, 2018a) Priset för elcertifikat varierar i stor grad men för vidare beräkningar i arbetet kommer priset för elcertifikat antas vara 70 SEK per MWh. Kvotnivån för 2018 är 29,9%. (Energimyndigheten, 2018b).

4.5.3 Ång- och värmepris

För beräkningar av en eventuell ångdrift av VP1 kommer ångpriset vara av mindre betydelse eftersom ingen ånga behöver köpas in då den nya ångturbinen skulle kopplas till den befintliga ångcykeln. Priset på ångan blir istället i princip den uteblivna elproduktionen som uppstår genom att ett mindre ångflöde passerar turbinen på linje 4. Värmepriset varierar med var fjärrvärmens ska levereras och hur värmebehovet ser ut. Värmepriset som Sysav säljer för styrs av avtal med EON.

5 Beräkningar

Olika lösningsförslag på installation av ångdrift av VP1 har tagits fram, vilka presenteras i nästa avsnitt *Lösningalternativ* (6). För dimensionera lösningsförslagets rörledningar efter linje 4 har beräkningarna som beskrivs i avsnitt 5.1 används. För att undersöka hur de olika lösningsalternativen påverkar el- och värmeleveransen har en modell över linje 4 ställs upp i Excel. Modellen är uppbyggd utifrån värmebalanser och beräkningar som beskrivs i avsnitt 5.2-5.4 och har vidare använts för att beräkna effektförändringen och lönsamheten för de olika förslagen.

5.1 Rördimensionering

Rörledningen som kommer behövas för att leda ångan från nuvarande rörledning till turbinen för drift av VP1, vidare tillbaka till FVK alternativt till ny kondensator och vidare till matarvattentank kommer vara av kolstål. Samma typ av rör rekommenderas för eventuell ledning av FV-vatten till en ny kondensator. För beräkning av minsta rördiameter har ekvation 13 använts, där F är flöde i kubikmeter per sekund, v rekommenderad flödes hastighet i meter per sekund och A tvärsnittsarean på röret i kvadratmeter. Volymiteten som använts för beräkningar av flödet beror på ångans tryck och temperatur och hämtas från tabellvärde (Mörtstedt, 1999). De rekommenderade flödes hastigheterna kan ses i tabell 5.2. Beräkningar för varje alternativ kan hittas i bilaga C. (Armotech, 2012)

$$F = v * A \rightarrow r = 2 * \sqrt{\frac{F}{v * \pi}} \quad (13)$$

Tabell 5.2. Rekommenderade flödes hastigheter för ånga och kondensat vid olika tryck och temperaturer. (Armotech, 2012)

Flödesdata	Rekommenderad flödes hastighet [m/s]
Ånga 40bar, 400°C	30
Ånga 2bar, 130°C	60
Ånga 0,8bar, 93°C	60
Kondensat, FV-vatten	2-4

5.2 Elmotorns verkningsgrad

För att beräkna hur nettoleveransen förändras för de olika alternativen måste minskningen av elförbrukning för VP1 beräknas. Den el som elmotorn skulle ha förbrukat med samma drifttid som VP1 ska köras med de olika alternativen beräknas samt hur mycket el som produceras. Utifrån detta beräknas nettoleveransen. För dessa beräkningar behövs verkningsgraden på den befintliga elmotorn som är 0,966. Verkningsgraden är framtagen från instruktionsdokument för elmotorn från Sysavs arkiv.

5.3 El- och värmeproduktion

5.3.1 Avtappningsflöde

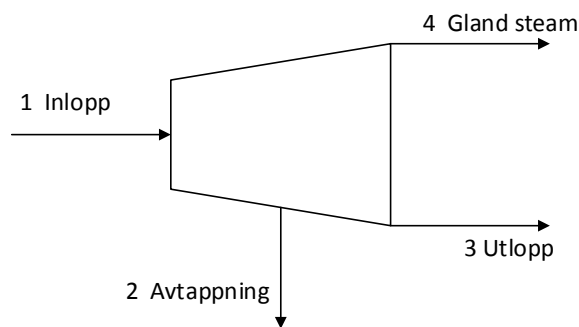
Avtappningsflödet från turbinen styrs av trycket i matarvattentanken. Detta tryck ska vara 2,7 bar för att uppnå den önskade temperaturen på vattnet in i pannan, 130°C. För beräkning av avtappningsflödet används ekvationerna 8 och 9, som är framtagna ur värmebalanser över turbinen, matarvattentanken, luftförvärmaren och fjärrvärmekondensorn. I formlerna avser MT matarvattentanken, AP luftförvärmaren, T turbinen, K fjärrvärmekondensorn. Enhet för massa är kg/s och enhet för entalpi är kJ/kg.

$$m_{avtapp} = m_{MT} + m_{AP} \quad (8)$$

$$m_{MT} = (\dot{m}_{in(T)} - m_{AP}) * \frac{(H_{ut(MT)} - H_{ut(K)})}{(H_{in(MT)} - H_{ut(MT)}) + (H_{ut(MT)} - H_{ut(K)})} \quad (9)$$

5.3.2 Elproduktion

För att ta reda på hur mycket energibesparingar som byte av driftsätt skulle kunna medföra så behöver effekten på turbinen till L4 beräknas. Detta görs genom en värmebalans, ekvation 10. Värdet på massflödet av ångan in i turbinen, vid normalt driftfall, är direkt hämtat från Sysavs processdata. Värdet på entalpin till varje flöde är hämtat från ångtabeller. Avtappningsflödet är beräknat utifrån värmebalans över matarvattentanken. Vilka flöden som avses kan se i figur 5.1 nedan. Flödet *gland steam* som går ut från turbinen är ett mycket litet flöde och finns för att förhindra läckage av ånga och att luft kommer in i turbinen vid anslutningen till turbinens axel som driver generatoren.



Figur 5.1. Flöden för ångturbin som används på L4 för elproduktion.

$$W = \dot{m}_2(h_1 - h_2) + \dot{m}_3(h_1 - h_3) + \dot{m}_4(h_1 - h_4) \quad (10)$$

Där W är producerad turbineffekt, m är massflöde och H är entalpi. Enheterna visas i tabell 5.1. (Energihandbok, 2018b) Data som är använt vid beräkningar för effekten vid normalt driftfall kan ses i tabell 5.1.

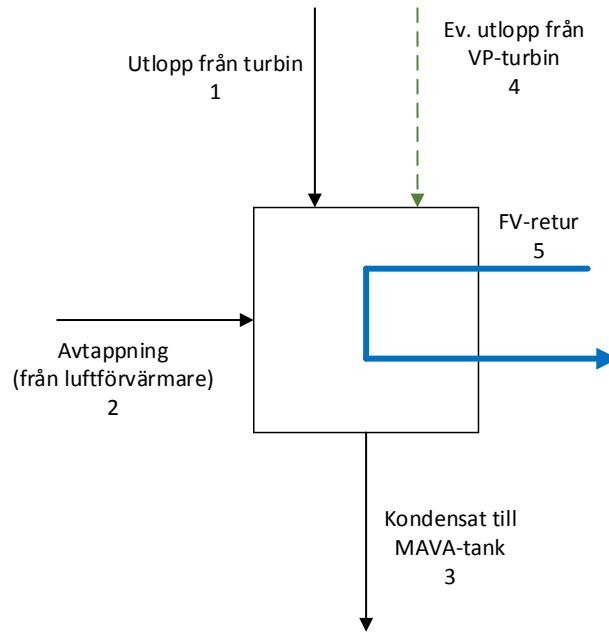
Tabell 5.1. Data för flöden in och ut från turbinen tillhörande L4 vid normalt lastfall.

Ström	Flöde [kg/s]	Tryck [bar]	Temperatur [°C]	Entalpi [kJ/kg]
Inlopp	30	40	400	3215,7
Avtappning	4,16	4,44	169,9	2792,9
Utlopp	25,8	0,769	92,4	2519,8
Gland steam	0,042	0,98	369,6	3215,7

Effekten beräknas sedan på samma sätt för de olika lösningsalternativen där det ingående flödet ändras då ett delflöde leds till den eventuellt nya turbinen för drift av VP1. Att det ingående flödet ändras påverkar avtappningsflödet, utloppet, gland steam och därmed också effekten.

5.3.3 Värmeproduktion

Värmeproduktionen är beräknad med värmebalanser, ekvation 11 och 12, över FVK. Vilka flöden som avses kan ses i figur 5.2.



Figur 5.2. In- och utflöden, FVK.

$$Q_{fv} = \dot{m}_5 cp(T_{in} - T_{ut}) \quad (11)$$

$$Q_{ång} = \dot{m}_1(H_1 - H_3) + \dot{m}_2(H_2 - H_3) \quad (12)$$

Den styrande parametern för värmebalanserna är framledningstemperaturen som är omkring 90°C.

För de alternativ som innebär en ny kondensator kopplad till den nya ångturbinen kommer värmeproduktionen i denna kondensator beräknas på samma sätt som för fjärrvärmekondensorn ovan.

5.4 Nuvärdesberäkning

Nuvärdesberäkningen är en lönsamhetsberäkning av framtida kassaflöden relaterade till en investering som jämför värde på en krona i dag med en krona i framtiden med beaktande av avkastningskrav och eventuellt inflation (E-conomic, 2018). Beräkningen görs över de antal år som räknas som investeringens livslängd, i detta fall 15 år. Kalkylräntan är i detta fall antagen att vara 4% och inkluderar avkastningskrav dock inte inflation. Nuvärdet jämförs med investeringskostnaden och är nuvärdet högre än investeringskostnaden är investeringen lönsam. Formeln för hur nuvärdet beräknas kan ses nedan, ekvation 14, där N är den tekniska livslängden, t är tiden för kassaflöde, i är kalkylräntan och Rt är nettokassaflödet vid tiden t (E-conomic, 2018).

$$NVP(i, N) = \sum_{t=0}^N \frac{R_t}{(1+i)^t} \quad (14)$$

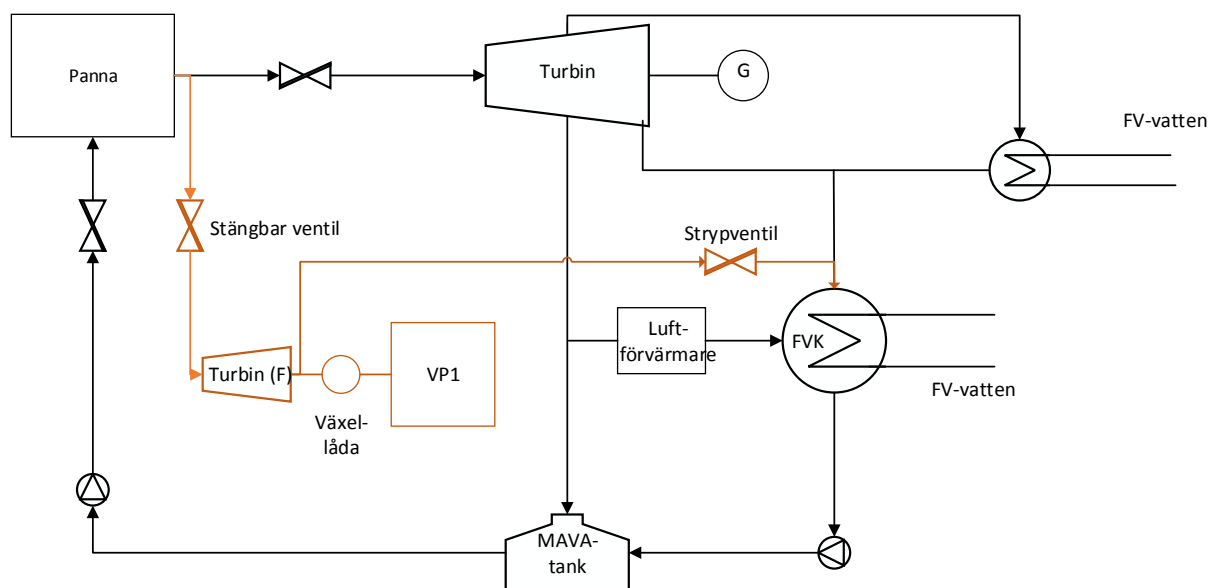
6 Resultat

6.1 Lösningalternativ 1: Enstegsturbin

Det första lösningsförslaget är att ersätta den befintliga elektriska motorn med en enstegs ångturbin med ett mottryck på 2 bar.

6.1.1 Processbeskrivning

Flödesschema för detta alternativ kan ses i figur 6.1.



Figur 6.1. Flödesschema över alternativ 1, orange linjer.

Ångan som krävs för att driva ångturbinen (i figur 6.1 benämnd Turbin(F)) kommer att ledas från rörledning efter den överhettats i pannan innan reglerventilen som styr inloppet till turbinen. Ångan tas där tryck och temperatur är som högst, 40 bar och 400°C, i anläggningen för att få en så effektiv ångturbin som möjligt och därmed minimera dess storlek. Avtappingen av ångan från rörledningen kommer ske med en stängbar ventil för att möjliggöra att den nya ångturbinen och den stora befintliga turbinen inte behöver vara i drift samtidigt. Efter ångan passerat turbinen som skall driva VP1 kommer dess tryck vara ungefär 2 bar. Lågtrycksångan leds efter det till den befintliga fjärrvärmekondensorn, FVK. För att trycket ska överensstämma med trycket på annan ånga som ansluts till kondensorn så kommer en strypventil placeras innan FVK. Efter strypventilen kommer ångtrycket vara samma som kondensortrycket i FVK, 0,8 bar. Ångan kondenseras och har då återanslutits till den befintliga ångcykeln.

6.1.2 Ångturbin

Ångturbinen ska motsvara den effekt som den elektriska motorn idag levererar till värmepumpens kompressor. Denna effekt är 1,8 MW. En rekommenderad turbinmodell är framtagen av en turbinleverantör. Turbinen är en axiell modell med en horisontell axel. Den tekniska definitionen av turbinen samt dess dimensioner kan ses i tabell 6.1.(Fincantieri, 2018)

Tabell 6.1. Teknisk definition av föreslagen ångturbin. (Fincantieri, 2018)

Turbinmodell: F63	Värde	Dimensioner	Värde [mm]
Massflöde, ingående ånga [t/h]	20	Sidlängd	3500
P, ingående ånga [bar]	40	Bredd, bak	2250
T, ingående ånga [°C]	400	Bredd, fram	1950
P, utgående ånga [bar]	2	Högsta höjd	2100
Turbinens varvtal [rpm]	6000	Axelplacering (koppling till kompressor); in från sidan.	920
Varvtal efter växellåda [rpm]	3000	Axelplacering (koppling till kompressor); från golv.	1000
Effekt vid växellåda [kW]	1800		

Turbinens varvtal är 6000 rpm och kan inte köras på 3000 rpm, vilket är det varvtal som krävs i den växellåda som sitter kopplad till värmepumpens kompressor. Därför krävs ytterligare en växellåda som inkluderas i detta förslag. Som beskrivits under 4.2 *värmepump 1* är det mycket svårt att ta bort den växellåda som är inbyggd i kompressorn därför behövs två växellådor för detta förslag.

Turbinens storlek möjliggör endast utloppstrycket 2 bar vilket påverkar turbinens verkningsgrad. Att turbinens verkningsgrad är relativt låg medför att det krävs ett stort ångflöde för att möta värmepumpens effektkrav. Den totala verkningsgraden är uppskattad till 0,5 enligt beräkningarna i ekvation 15-17, där η_{is} är den isentropiska verkningsgraden och η_{mek} den mekaniska verkningsgraden som är 0,98. I ekvationerna är ΔH den isentropiska entalpskillnaden och P turbineffekten. Entalpierna är hämtade från ångtabell.

$$\Delta H = H_{in} - H_{ut} = 3215 - 2567 = 648 \text{ kJ/kg} \quad (15)$$

$$P = m\Delta H\eta \quad (16)$$

$$\eta = \eta_{is} * \eta_{mek} \quad (17)$$

$$\eta_{is} = \frac{P}{m\Delta H\eta_{mek}} = \frac{1800}{5,56 * 648 * 0,98} = 0,51 \rightarrow \eta = 0,5$$

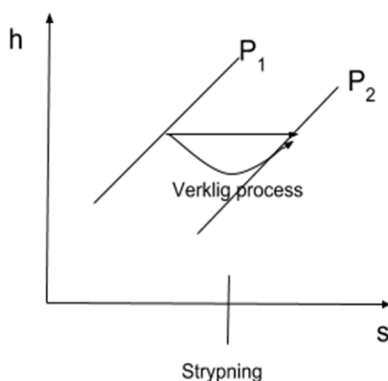
Eftersom utloppstrycket är högre än det befintliga trycket i FVK, vilket är utloppstrycket från turbinen på L4, måste utloppsången strypas till det befintliga trycket i FVK. Ett högt utloppstryck medför att entalpvärdet på utloppsången är relativt högt och därmed blir verkningsgraden låg. Att verkningsgraden är låg beror huvudsakligen på att turbinmodellen är en enstegsturbin, vilka generellt har sämre verkningsgrad jämfört med flerstegsturbiner. Lägre verkningsgrad kommer innebära en större påverkan av elleveransen ut från L4.

Till turbinen kommer också ett dränagesystem behövas för att leda bort dränage från ångledningarna där kondensat annars kan bli stående. Detta skulle inkludera dränageventiler, en dränagetank och en pump för att pumpa dränaget tillbaka till ångcykeln. Det skulle möjligen gå att utöka det befintliga dränagesystemet med ytterligare dräneringar. Om lagren inte kan ge tillräcklig oljefilm vid låga

varvtal behövs lyftolja. Låga varvtal för turbinen uppstår vid exempelvis baxning vilket innebär att man rotera turbin-rotor, generator och växellåda långsamt utan pålastning. (Leimalm, 2017)

6.1.3 Strypventil

Processen som sker då ångan strömmar genom strypventilen är isentalpisk då hastigheten ökar genom ventilen men förblir densamma efter som före stryporganet. Genom strypningen sker en tryckminskning. Även då den totala entalpin förblir konstant så sker den verkliga processen inte som en rät linje i ett h-s diagram, om man ritat den statiska, se figur 6.2. Hastigheten ökar nära strypningen och därmed sker en lokal trycksänkning och entalpisänkning. Efter strypningen minskar hastigheten igen och tryck och entalpi ökar eftersom en del av rörelseenergin har omvandlats i tryck- och värmeenergi.



Figur 6.2. Verklig tillståndsändring vid adiabatisk strömning genom strypventil.

Entalpin kan delas upp i dynamisk entalpi, hastighetsenergi, och statisk entalpi och summan av dessa två blir den totala entalpin. I adiabatiska processer förblir den totala entalpin konstant vilket också den statiska entalpin blir om hastigheten in i strypventilen är lika med hastigheten ut. I strypprocessen omvandlas den statiska entalpin till dynamisk medan den totala förblir konstant. (Alvares 2003)

Att entalpin i strypventilen förblir konstant har betydelse för den värme som kan produceras i fjärrvärmekondensorn. Det massflöde som ångflödet in till den befintliga turbinen på L4 har minskat med kommer nu transporteras till fjärrvärmekondensorn med ett högre värde på entalpin jämfört med utloppsångan från turbinen på L4. Detta kommer göra att värmeproduktionen i fjärrvärmekondensorn kommer öka. Se Mollierdiagram, bilaga A.

6.1.4 Koppling till befintlig fjärrvärmekondensor

Ledningen med utloppsångan från turbinen bör anslutas till bypassledningen som går från en position efter pannan direkt ner till fjärrvärmekondensorn. Anslutningen bör placeras efter reduceringen, där kylvatten sprutas in eftersom avloppsångan med lågt tryck inte kan kopplas mot en ledning som är konstruerad för högtrycksånga. Turbinens utlopp måste anslutas mot ett lågt mottryck där trycket kan säkerställas att alltid vara på tillräckligt låg nivå. Kopplingen måste ske till en rörledning, det är inte möjligt att göra fler anslutningar till fjärrvärmekondensorn.

Eftersom ångan som ska anslutas till fjärrvärmekondensorn är tagen från den idag befintliga ångcykeln kommer det inte att bli någon ökad ångmängd för kondensorn eller för rörledningarna kopplade till kondensorn. Det blir däremot en liten lastökning eftersom avloppsångan från den eventuellt nya turbinen har högre entalpi än den som kommer från turbinen på L4. Denna ökning är liten och kondensorn bedöms klara denna kapacitetsökning.

6.1.5 Övrig utrustning

För alternativ 1 kommer rörledningen enligt nedanstående dimensioner behövas, se tabell 6.2.

Tabell 6.2. Rörledning för alternativ 1.

Flöde	Data	Massflöde	Flödeshastighet	Rörlängd	Diameter (min)
Ånga till turbin	40 bar, 400°C	20 t/h	30 m/s	30 m	128 mm
Turbin till strypventil	2 bar, 130°C	20 t/h	60 m/s	50 m	540 mm
Strypventil till kondensor	0,8 bar, 92°C	20 t/h	60 m/s	2 m	750 mm

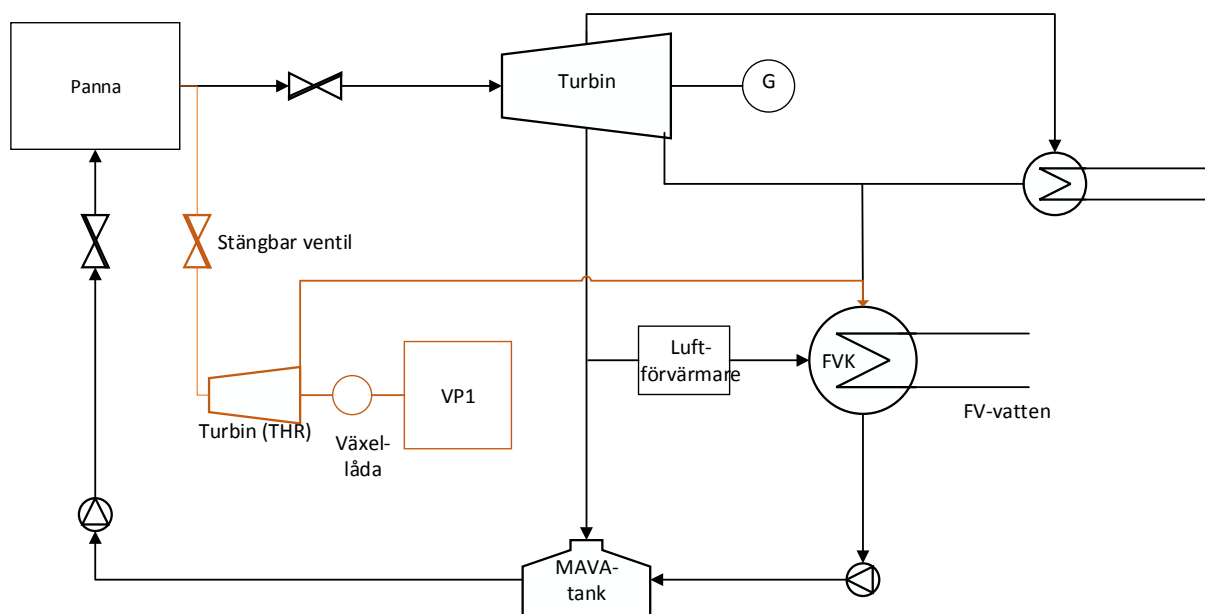
Övrig utrustning som kommer behövas kommer också kunna levereras från ångturbinleverantören som en helhetslösning. Exempel på utrustning för alternativ 1 är växellåda, ventiler, säkerhetssystem och kontrollpanel.

6.2 Lösningalternativ 2: Flerstegsturbin

Det andra lösningförslaget är att ersätta den elektriska motorn med en flerstegsturbin. Flerstegsturbinen har högre verkningsgrad och lägre utloppsstryck jämfört med enstegsturbinen i alternativ 1.

6.2.1 Processbeskrivning

Flödet i denna process kommer se ut som i nedanstående flödesschema, figur 6.3.



Figur 6.3. Flödesschema över alternativ 2, orange linjer.

Processen kommer se ut på ett liknande sätt som för alternativ 1. Skillnaden mellan alternativen är att turbinen i alternativ 2 är en flerstegsturbin som har en högre verkningsgrad (i figur 6.3 benämnd Turbin(THR)) och därmed kräver ett mindre ångflöde än enstegsturbinen i alternativ 1. Utloppsdelen på turbinen är tillräckligt stor för att möjliggöra total entalpiminskning vilket betyder att trycket på utloppsången skulle kunna vara 0,8 bar och därmed skulle ingen extra strypventil behövas.

6.2.2 Ångturbin

För detta alternativ föreslås en mer komplicerad flerstegsturbin och kostnaden för den är högre. Kraven på ångturbinen är samma som för alternativ 1 och utifrån dessa krav har turbinleverantören

rekommenderat en annan turbinmodell som också är en axiell turbin. Den tekniska definitionen av turbinen samt dess dimensioner kan ses i tabell 6.3. (Fincantieri, 2018)

Tabell 6.3. Teknisk definition av turbin samt dess dimensioner. (Fincantieri, 2018)

Turbinmodell: THR	Värde	Dimensioner	Värde [mm]
Massflöde, ingående ånga [t/h]	11	Sidlängd	4000
P, ingående ånga [bar]	40	Bredd, bak	3000
T, ingående ånga [°C]	400	Bredd, fram	3000
P, utgående ånga [bar]	0,8	Högsta höjd	2000
Turbinens varvtal [rpm]	16000		
Varvtal efter växellåda [rpm]	3000		
Turbineffekt [kW]	1800		

Turbinens varvtal är 16000 rpm och kan inte köras på 3000 rpm, vilket är det varvtal som krävs i kompressorns växellåda. Därför krävs ytterligare en växellåda som inkluderas i detta förslag.

Den totala verkningsgraden är uppskattad till 0,744 enligt samma beräkningar som i alternativ 1 som kan ses i ekvation 18-19. Ekvation 18 anger den isentropiska entalpiskillnaden. Entalpierna är hämtade från ångtabell.

$$\Delta H = H_{in} - H_{ut} = 3215 - 2423 = 792 \text{ kJ/kg} \quad (18)$$

$$\eta_{is} = \frac{P}{(m\Delta H\eta_{mek})} = \frac{1800}{3,06 \cdot 792 \cdot 0,98} = 0,76 \rightarrow \eta = 0,744 \quad (19)$$

Denna turbin har en bättre verkningsgrad än turbinen i alternativ 1 vilket huvudsakligen beror på att modellen är en flerstegsturbin istället för en enstegsturbin.

6.2.3 Koppling till befintlig fjärrvärmekondensor

Kopplingen av utloppsången från turbinen med kondensorn skulle se ut på samma sätt som för alternativ 1.

6.2.4 Övrig utrustning

För alternativ 2 kommer rörledningen enligt nedanstående dimensioner behövas, se tabell 6.4.

Tabell 6.4. Rörledning alternativ 2.

Flöde	Data	Massflöde	Flödeshastighet	Rörlängd	Diameter (min)
Ånga till turbin	40 bar, 400°C	10 t/h	30 m/s	30 m	128 mm
Turbin till kondensor	0,8 bar, 92°C	10 t/h	60 m/s	50 m	530 mm

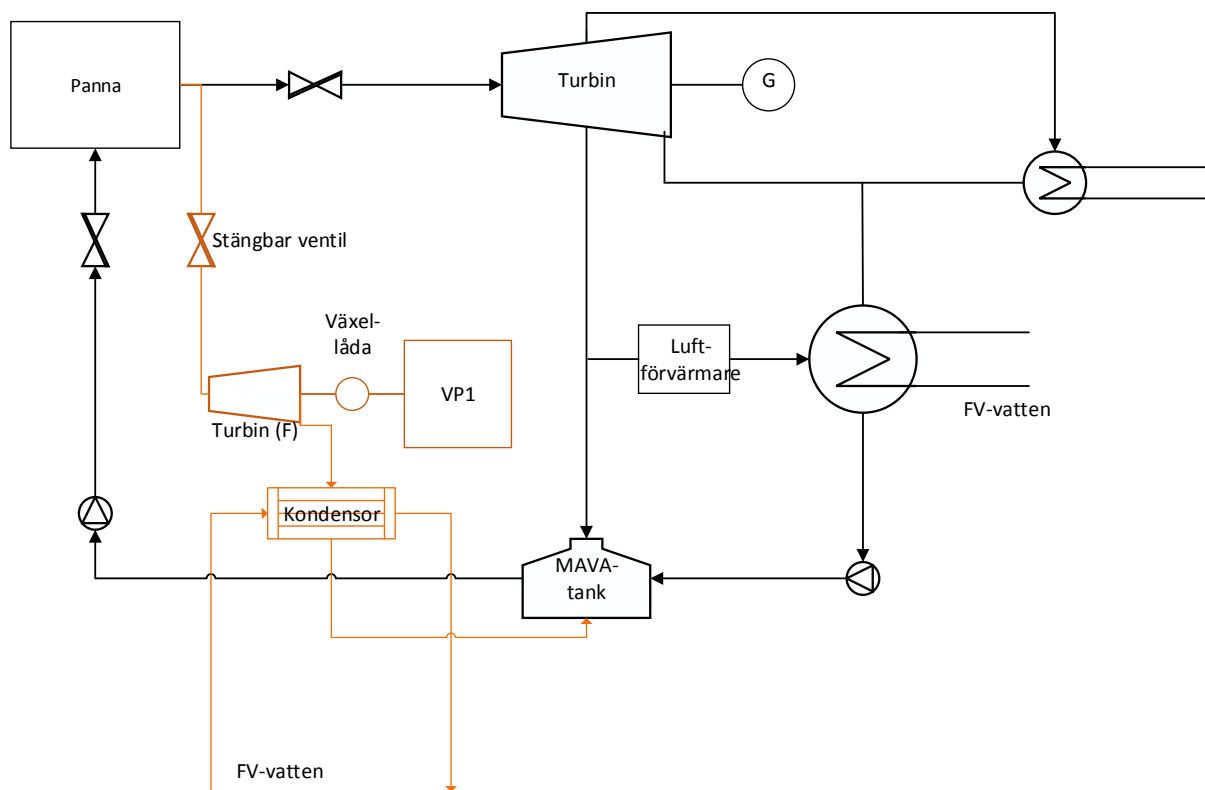
Övrig utrustning som kommer behövas kommer också kunna levereras från ångturbinleverantören som en helhetslösning. Exempel på utrustning för alternativ 2 är växellåda, ventiler, säkerhetssystem och kontrollpanel.

6.3 Lösningalternativ 3: Enstegsturbin med ny kondensator

Det tredje lösningförslaget är att ersätta den elektriska motorn med samma typ av ångturbin som i alternativ 1 men istället för att leda utloppsången till den befintliga kondensorn installera en ny kondensator till processen.

6.3.1 Processbeskrivning

Flödet i denna process kommer se ut som i nedanstående flödesschema, figur 6.4.



Figur 6.4. Flödesschema över alternativ 3, orange linjer.

Processen kommer se ut på ett liknande sätt som processen för alternativ 1. Ångan kommer ledas från samma ställe som i alternativ 1 och 2 och ångturbinen (i figur 6.4 benämnd Turbin(F)) kommer vara av samma modell som i alternativ 1. Detta betyder att även i detta alternativ krävs ytterligare en växellåda mellan turbinen och kompressorns växellåda. Efter turbinen kommer utloppsången ledas direkt till en egen kondensator. Kondensatet kommer sedan ledas till matarvattentanken. Att turbinen får en egen kondensator innebär att ingen strypventil krävs för att sänka trycket till kondensortrycket i FVK.

6.3.2 Kondensator

För detta alternativ finns olika förslag på typ av kondensator. Kraven och förutsättningarna ser lika ut för de olika alternativen. Dessa kan ses i tabell 6.5.

Tabell 6.5. Krav och förutsättningar för kondensor till alternativ 3

Effekt [MW]	12,9
Ångflöde, in [t/h]	20
P, ingående ånga [bar]	2
T, ingående ånga [°C]	180-120
Köldmedia, KM	FV-vatten
T, KM in [°C]	50
T, KM ut [°C]	90

Det första förslaget på kondensor är en tubvärmväxlare med korsande flöde av modell BXM från leverantör CAMPI, se figur 6.5. Tuberna i kondensorn är raka och sitter i ett pass vilket underlättar för rengöring. Kondensorns tekniska specifikation och dimensioner kan ses i tabell 6.6. För denna kondensor behövs också ett vakuumsystem. (Campi, 2018)

Tabell 6.6. Teknisk specifikation och dimensioner av kondensormodell BXM. (Campi, 2018)

Flöde, KM [kg/s]	78
Tryckfall [bar]	0,3
Värmväxlararea [m ²]	154
Längd [mm]	6000
Diameter, hö/vå [mm]	600/1000
Tubdiameter [mm]	15,88x1,00
Vikt [kg]	6000



Figur 6.5. CAMPI BXM. (Campi, 2018)

Ett alternativ till tubkondensorn är att istället använda en plattvärmväxlare. Plattvärmväxlarna är mindre till storlek och kan därför vara ett bra alternativ om platsbrist för kondensorn blir ett problem. Ett exempel på en lämplig plattvärmväxlare är en AlfaCond 400 framtagen från leverantör Alfa Laval, se figur 6.6. Modellen är en semi-svetsad plattvärmväxlare där ånga kondenserar i den svetsade kanalen och köldmediet går genom den packningsförsedda kanalen. Modellen är lätt att öppna och rengöra. Dimensioner kan ses i tabell 6.7. (Alfa Laval, 2016)

Tabell 6.7. Dimensioner för kondensormodell AlfaCond 400.

Höjd [mm]	2217
Bredd [mm]	1153-3253
Djup [mm]	617



Figur 6.6. AlfaCond 400. (Alfa Laval, 2016)

Ritningar över de två kondensormodellerna kan ses i bilaga E.

6.3.3 Övrig utrustning

För alternativ 3 kommer rörledningen enligt nedanstående dimensioner behövas, se tabell 6.8.

Tabell 6.8. Rörledning för alternativ 3.

Flöde	Data	Massflöde	Flödes hastighet	Rörlängd	Diameter (min)
Ånga					
Ånga till turbin	40 bar, 400°C	10 t/h	30 m/s	30 m	128 mm
Turbin till kondensor	2 bar, 150°C	10 t/h	60 m/s	6 m	540 mm
Kondensor till MAVATANK	2 bar, 150°C (kondensat)	10 t/h	30 m/s	50 m	50 mm
FV-vatten					
FV-ledning (position 1) till kondensor	50°C	100 kg/s	30 m/s	12 m	206 mm
Kondensor till FV-ledning (position 2)	50°C	100 kg/s	30 m/s	12 m	206 mm

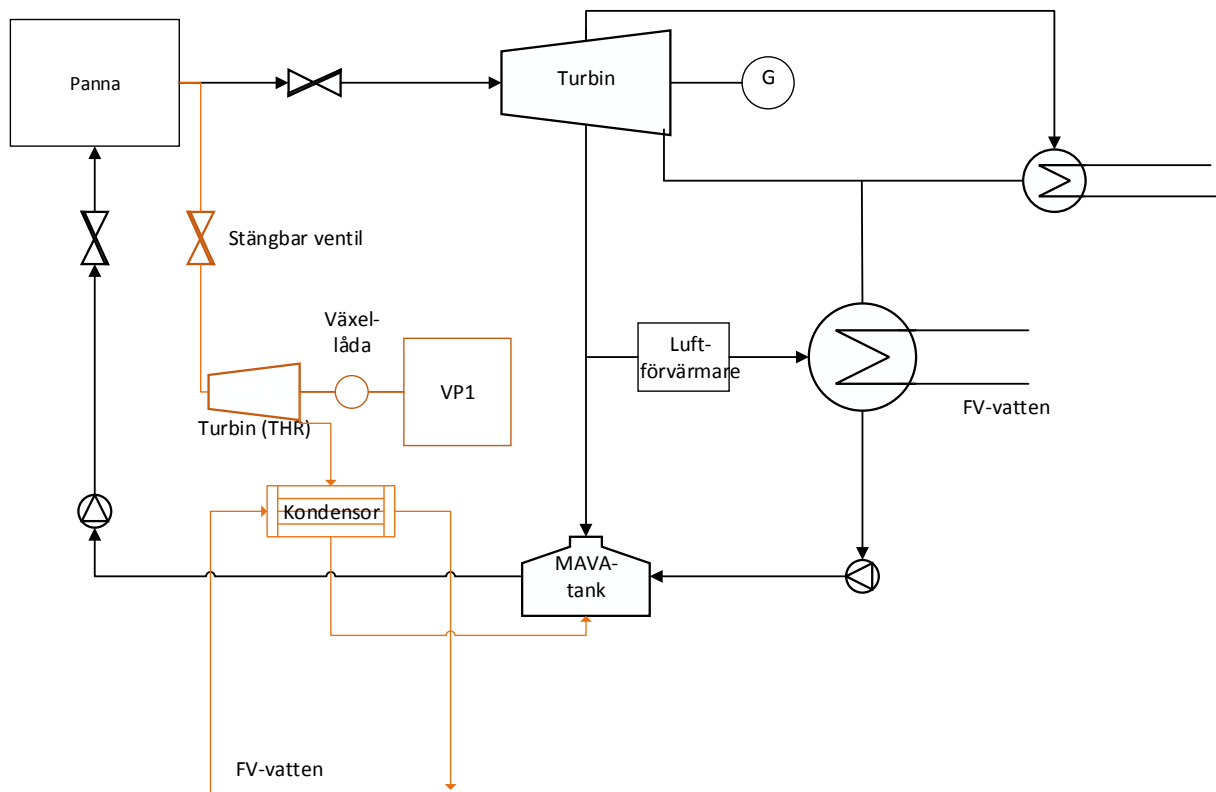
Övrig utrustning som kommer behövas kommer också kunna levereras från ångturbinleverantören som en helhetslösning. Exempel på utrustning för alternativ 3 är växelåda, ventiler, säkerhetssystem och kontrollpanel.

6.4 Lösningalternativ 4: Flerstegsturbin med ny kondensor

Det fjärde lösningsförslaget är att ersätta den elektriska motorn med samma typ av ångturbin som i alternativ 2 men istället för att leda utloppsången till den befintliga kondensorn installera en ny kondensor till processen.

6.4.1 Processbeskrivning

Flödet i denna process kommer se ut som i nedanstående flödesschema, figur 6.7.



Figur 6.7. Flödesschema över alternativ 4, orange linjer.

Processen kommer se ut på ett mycket liknande sätt som processen för alternativ 2. Ångan kommer ledas från samma ställe som i alternativ 1, 2 och 3 och ångturbinen (i figur 6.7 benämnd Turbin(THR)) kommer vara av samma modell som i alternativ 2. Efter turbinen kommer utloppsången ledas direkt till en egen kondensator och sedan vidare till matarvattentanken.

6.4.2 Kondensator

För detta alternativ finns liknande förslag på typ av kondensator som till alternativ 3. Kraven och förutsättningarna liknar de för lösningsalternativ 3 med vissa skillnader. Dessa kan ses i tabell 6.9.

Tabell 6.9. Krav och förutsättningar för kondensator till alternativ 4.

Effekt [MW]	6,3
Ångflöde, in [t/h]	10
P, ingående ånga [bar]	0,8
T, ingående ånga [°C]	96-93
Köldmedia, KM	FV-vatten
T, KM in [°C]	50
T, KM ut [°C]	90

Den första förslaget på kondensor är en tubvärmväxlare av samma modell som presenterade för alternativ 3 med där dimensionerna skiljer sig. Den tekniska specifikationen kan ses i tabell 6.10. (Campi, 2018)

Tabell 6.10. Teknisk specifikation och dimensioner av tubkondensor, modell BXM

Flöde, KM [kg/s]	38
Tryckfall [bar]	0,5
Värmväxlararea [m ²]	175
Längd [mm]	6600
Diameter, hö/vä [mm]	700/1000
Tubdiameter [mm]	15,88x1,00
Vikt [kg]	6300

Ett alternativ till tubkondensorn är att istället använda samma typ av plattvärmväxlare som föreslogs till lösningsalternativ 3. (Alfa Laval, 2016)

6.4.3 Övrig utrustning

För alternativ 4 kommer rörledningen enligt nedanstående dimensioner behövas, se tabell 6.11.

Tabell 6.11. Rörledning för alternativ 4.

Flöde	Data	Massflöde	Flödeshastighet	Rörlängd	Diameter (min)
Ånga					
Ånga till turbin	40bar, 400°C	10 t/h	30 m/s	25 m	91 mm
Turbin till kondensor	0,8bar, 92°C	10 t/h	60 m/s	10 m	530 mm
Kondensor till MAVA-tank	0,8bar, 92°C (kondensat)	10 t/h	30 m/s	25 m	35 mm
FV-vatten					
FV-ledning (position 1) till kondensor	50°C	100 kg/s	30 m/s	12 m	206 mm
Kondensor till FV-ledning (position 2)	50°C	100 kg/s	30 m/s	12 m	206 mm

Övrig utrustning som kommer behövas kommer också kunna levereras från ångturbinleverantören som en helhetslösning. Exempel på utrustning för alternativ 4 är växellåda, ventiler, säkerhetssystem och kontrollpanel.

6.5 Påverkan på befintlig utrustning

6.5.1 Uppstart av ångturbin

Att ersätta elmotorn med en ångturbin kan leda till en del problematik med uppstart av värmepumpen. När elmotorn startas går varvtalet nästan omedelbart upp till det önskade varvtalet för att driva värmepumpens kompressor. Ångturbinen kräver en mer långsam uppstart där det tar tid att få upp varvtalet till det önskade.

Tiden för uppstart av de föreslagna ångturbinerna uppskattas av leverantören till ungefär 4 timmar. Ett speciellt tillvägagångssätt ska följas innehållande bland annat baxning av turbin, kontroll av spärrånga och ångkvalitet, upprullning samt pålastning. Upprullningen och pålastningen sker efter specifika upprullnings- och pålastningskurvor som beror av metalltemperaturen i turbinhuset. Tillvägagångssättet för uppstart är inte komplicerat men kräver specifik utbildning och 1-2 operatörer. Vid ett kortare stopp där temperaturen inte hinner sjunka till omgivningens temperatur är den krävda uppstartstiden mindre. Uppstarten av de två turbinmodellerna, F63 och THR, skiljer sig inte i någon större utsträckning. (Fincantieri, 2018)

6.5.2 Effekt på befintlig kompressor

Under uppstart av ångturbinen kan det uppstå problem och risker för kompressorn. En parameter som måste övervakas är temperaturen i kompressorns lager. Vid start och stopp utsätts kompressorns rotor för höga krafter som gör att också belastningen på kompressorns lager blir hög. Det som gör att krafterna är högre under uppstart är att turbinen dels måste passera vissa kritiska varvtal där mycket vibrationer uppstår och dels då pålastningen inte sker i ett jämnt flöde. Detta leder till att temperaturen på den olja som finns i kompressorns lager ökar och riskerar att bli för hög. Därför är det viktigt att under start och stopp övervaka temperaturen på olja och se till att det finns regleringar och säkerhetssystem som automatiskt går igång då oljetemperaturen blir för hög och antingen kyler oljan eller automatiskt stannar turbin och kompressor.

Ett annat problem som kan uppstå under uppstart är att värmepumpens kompressor under baxning måste snurra med lågt varvtal. Detta kan göra att den oljefilm som finns i kompressorn inte kan upprätthållas eftersom ett glidtrycklager kräver en viss rörelsehastighet för att ge bärighet. Hög lagerbelastning i kombination med låg rörelsehastighet i glidlagret gör att oljefilmen inte blir tillräcklig och därmed kan kompressorns lager skadas. För att undvika detta kan speciella oljefilmpumpar installeras. Enligt kompressorns leverantör ska den befintliga kompressorn klara dessa låga varvtal. Kompressorn har också ett par kritiska varvtal där kraftiga vibrationer uppstår. Detta är mycket viktigt att kompressorn inte körs på dessa varvtal under en längre tid. Det bör finnas regleringar för detta också.

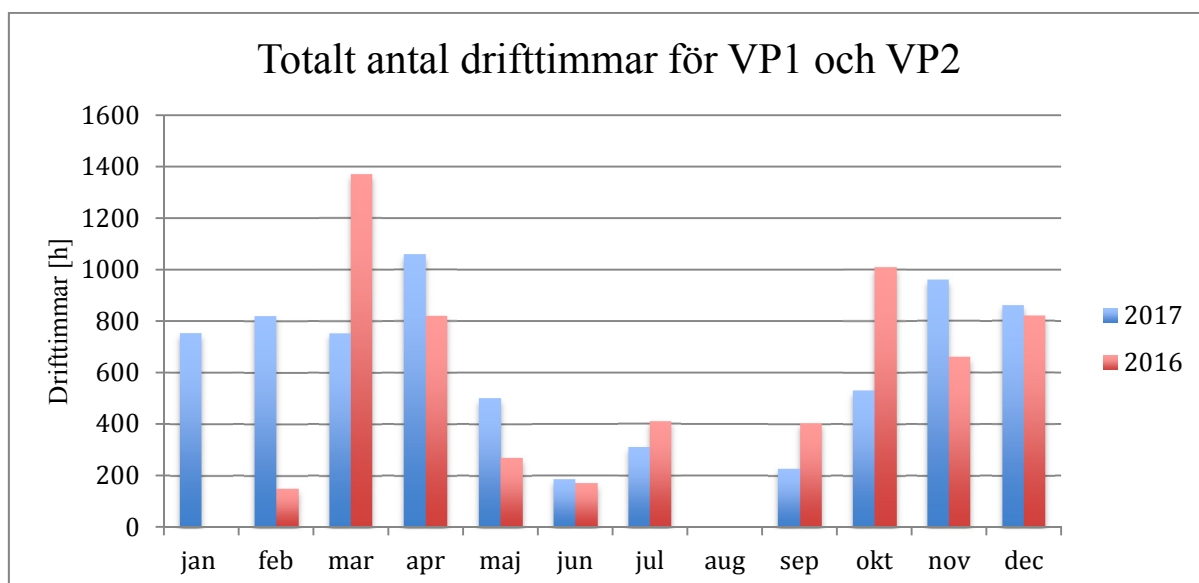
För att undvika de problem som finns vid uppstart av ångturbinen skulle en lösning kunna vara att behålla den befintliga elmotorn och utnyttja den endast under uppstart. Eftersom utrymmet är begränsad bedöms denna möjlighet omöjlig och därför förkastas förslaget.

6.5.3 Förslag på förändring av drifttid för värmepumparna

Eftersom uppstarten tar tid, är något komplicerad och innebär risker för både turbin och kompressor är det av stor vikt att minimera antalet uppstarter. Idag körs VP1 och VP2 växelvis, för att få en jämn belastning och därmed en jämn förslitning. Vilken som ska startas bestäms av operatören. Under de två föregående åren har antalet starter per värmepump varit ungefär 40 stycken per värmepump och år.

Det finns stora variationer i värmebehovet under året vilket medför att ibland måste båda värmepumparna vara i drift, ibland bara en och ibland finns det inget behov för drift av värmepumparna. Hur många värmepumpar som behövs styrs efter daglig kontakt med Sysavs kund, EON. Prognoser för hur stort värmebehovet kommer vara inom den närmsta framtiden, ungefär en

vecka, finns men inget som kan säkerställas då dessa påverkas i stor grad av årstid och väder. För att minimera antalet uppstarter har drifttiden för VP1 och VP2 analyserats månadsvis för de två föregående åren vilket kan ses i figur 6.8. Den data som fanns gick endast till slutet av februari 2017 därför är staplarna för dessa två månader för 2016 missvisande i diagrammet.



Figur 6.8. Staplarna representerar den totala drifttiden angivet i antal timmar med full effekt av en värmepump, VP1 eller VP2, på linje 4. Blåa staplar representerar 2017 och röda staplar 2016.

Det genomsnittliga antalet timmar på en månad är 720 timmar. Ur diagrammet kan det utläsas att under månaderna november till april är värmebehovet tillräckligt stort för att minst en av värmepumparna ständigt ska vara i drift. För att minimera antalet uppstarter av den ångdrivna värmepumpen, VP1, bör denna vara igång kontinuerligt under dessa månader och den eldrivna värmepumpen, VP2, startas vid behov. VP2 skall alltså startas då det finns önskemål för drift av två värmepumpar samtidigt samt vid behov av en värmepump under månaderna maj till oktober.

Detta förslag resulterar i uppskattningsvis 4300 drifttimmar för VP1 och 2600 drifttimmar för VP2.

6.5.4 Problem med dubbla växellådor

Eftersom den befintliga kompressorns växellåda är inbyggd i kompressor behöver varvtalet in till denna växellåda matcha det varvantal som den växlar mellan idag, vilket är 3000 till 16 097 rpm. I detta arbete har ingen information hittats om en lämplig turbin med ett så pass lågt varvantal som 3000 rpm och därmed krävs ytterligare en växellåda som kan växla ner turbinens varvantal till rotationshastigheten i kompressorns växellåda. Leverantören av turbinmodellerna anser att detta är möjligt för både turbinmodell F samt THR.

Att lösningsförslagen nu innebär dubbla växellådor medför en del nackdelar. Framförallt blir verkningsgraden lägre eftersom en del förluster uppstår vid växlingen. Dessutom kräver lösningen mer utrymme. I detta arbete finns inget rekommenderat lösningsförslag på detta problem och bör därför, i samråd med leverantörerna, utredas vidare.

6.5.5 Tillgängligt FV-vatten

I värmepumpsrummet finns FV-vatten tillgängligt vid olika temperaturer. Eftersom det tillgängliga utrymmet i värmepumpsrummet är en begränsande faktor önskas en kondensator med så små dimensioner som möjligt. För att göra kondensorn så kompakt som möjligt bör kylvatten med så stor temperaturdifferens som möjligt användas. FV-vatten skulle kunna ledas till kondensorn från en ledning innehållande FV-returvatten som har en temperatur på ungefär 50°C. Efter kondensorn skulle vattnet kunna ledas till FV-framledningsvatten som har en temperatur på 90°C. För att möta

effektbehovet på kondensornerna hade massflödet för kylvattnet med dessa temperaturer blivit 76 kg per sekund för lösningsalternativ 3, se ekvation 20, och 38 kg per sekund för lösningsalternativ 4, se ekvation 21.

$$\dot{m}_{FV} = \frac{P}{c_p \Delta T} = \frac{12,9 \cdot 10^6 \text{ kJ/s}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (90-50)^\circ\text{C}} = 76 \text{ kg/s} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{FV} = \frac{P}{c_p \Delta T} = \frac{6,3 \cdot 10^6 \text{ kJ/s}}{4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} (90-50)^\circ\text{C}} = 38 \text{ kg/s} \quad (21)$$

För detta rekommenderade förslag avleddes det krävda FV-vattenflödet innan direktkondenseringen och leda tillbaka till ledningen för FV-ramledning. Eftersom detta flöde avleddes till kondensorn innan FV-flödet passerar värmepumparna och FV-kondensorn kommer detta medföra att flödet till dessa enheter blir lägre, vilket påverkar värmeeffekten. För att minimera påverkan på värmeeffekten skulle fjärrvärmepumpen som är placerad innan avstickningen kunna pumpa ett högre flöde så att även flödesmängden till kondensorn täcks. Idag är detta flöde ungefär 2000 m³ per timme (555 kg/s) men skulle kunna ökas upp till 2500 m³ per timme (694 kg/s) vilket betyder att det kan täcka den eventuellt nya kondensorns behov.

För att minimera rördragningen så mycket som möjligt hade det varit önskvärt att ta det FV-vatten som finns så nära kondensorns placering som möjligt. Det finns FV-vatten som är på väg in i och ut ur VP1s kylare eller kondensorn som går i rörledningar precis ovanför den plats som är tänkt för den eventuella kondensorns placering. Det kallaste vattnet som är tillgängligt här är varmare än det FV-returvatten som avses användas i förslaget ovan. En högre kylvattentemperatur gör att kondensorns dimensioner skulle behöva vara större. Eftersom utrymmet för kondensorns placering är mycket begränsat bedöms det bättre med en så liten kondensorn som möjligt även då rördragningen blir något längre.

6.5.6 Placering och utrymme

Utrymmet för installation av nya processlösningar är, som tidigare diskuterats, begränsat. Detta leder till att vissa problem uppstår vid placeringsval av de nya processenheterna. Utrymmet på L3 är ungefär lika begränsat som på L4. För samtliga alternativ finns det schematiska ritningar över föreslagen placering av processenheter samt rörledningar i bilaga F.

Turbin

Turbinen kommer behöva placeras i samma nivå och i samma linje som värmepumpens kompressor för att axeln mellan turbinen och kompressorn ska matcha. Enligt de ritningar som leverantören av ångturbinmodellerna har erfordrat verkar det vara möjligt att matcha axelläget utan några större modifikationer av VP1. Det finns däremot en risk att olika typer av nödvändiga hjälpsystem kommer göra att kompressorn skulle behöva flyttas ut en liten bit från värmepumpens underkylare. Om en sidledsflyttning av kompressorn blir nödvändig kommer utrymmet runt VP1 bli för litet för att möjliggöra servicearbete för värmepump och turbin. En lösning på detta skulle kunna vara att istället installera turbindriften på VP2 då utrymmet runt denna värmepump är större. FV-vattenflödet till VP1 och VP2 sker parallellt vilket gör att detta inte borde ha någon inverkan på om ångdriften sitter på VP1 eller VP2. Köldmediet går däremot i serie över de två värmepumparna och skulle kunna ha en liten inverkan på COP-värdet för VP1 och VP2. Detta bedöms som en relativt liten påverkan och skulle inte hindra att ångdriften installeras till VP2 istället för VP1. Även om ingen sidledsflyttning av kompressorn blir aktuell rekommenderas ändå att turbinlösningen installeras på VP2 där platsen är mindre begränsad.

Kondensor

Kondensorn måste placeras under nivån för den utgående ångan från turbinen. Det finns annars en risk att kondensatet kan transporteras tillbaka till turbinen och på det sättet kan förstöra den. Eftersom värmepumparna är placerade på bottenplan i anläggningen finns det ingen möjlighet att placera kondensorn på en lägre nivå än samma som turbinutloppet. En lösning på detta problem är att konstruera turbinen så att utloppet går uppåt, för att sedan kunna transporteras ner till en kondensor på samma plan. Detta problem, inklusive lösning, gäller även för lösning med befintlig FV-kondensorn. Att leda ångan upp för att sedan leda den ner igen medför ett litet tryckfall. Tryckfallet medför en liten förlust av entalpi men denna förlust uppskattas bli liten och därmed medtags den inte i beräkningar.

Koppling till fjärrvärmekondensor

Om valet blir att istället för en separat kondensor använda FVK finns en del restriktioner gällande hur och var den kopplingen ska ske. Förslaget är att ansluta till bypassledningen som går från pannan ner till FVK. Viktigt är att anslutningen placeras efter reduceringen vid vilken kylvatten sprutas in för att matcha ångas tryck med ledningens konstruktionstryck. En risk som finns vid en direkt koppling till FVK är att ånga skulle kunna transporteras tillbaka i ledningen mot turbinen och på det sättet skapa en korrosiv och därmed skadlig miljö för turbinen. Denna risk kan uppstå då turbinen är avstängd men FVK är i drift. Denna risk går att eliminera genom att leda rören så att det inte ger ångan en möjlig väg att transporteras i motsatt riktning från kondensorn till turbinen.

Eftersom bypassledningen redan är kopplad in till FVK och kan användas oavsett om den stora turbinen är i drift eller inte verkar den nya kopplingen inte medföra en ny säkerhetsrisk. Detta bör dock utredas vidare.

Rördragning

En relativt omfattande rördragning kommer behövas i samtliga fall. Rördragningarna är planerade efter närmsta tillgång på FV-vatten respektive till den ånga som krävs. Antalet rörböjar bör minimeras eftersom risken för erosion är störst vid böjar. Det beror på risken för att eventuella vattendroppar inte följer svängen utan slår i väggen på röret. Beräknade rördimensioner och föreslagna rörledning för alla fyra lösningsförslag kan hittas i bilaga C respektive bilaga F.

6.6 Förändrad el- och värmeleverans på L4

6.6.1 Effektförändring

För alternativ 1 och 3 kommer ett ångflöde på ungefär 20 ton per timme användas till ångdrift av VP1. Detta betyder att ångflödet kommer minska in i turbinen på L4 med 20 ton per timme, vilket motsvarar ungefär 18 % av det totala ångflödet med nuvarande driftförutsättningar. För alternativ 2 och 4 kommer ångflödet som krävs för driften av VP1 istället vara 11 ton per timme. I nedanstående tabell, tabell 6.12, presenteras de nya värdena på ångflödet in i turbinen samt hur el- och värmeeffekten i linje 4 påverkas av de olika alternativen under den tid ångturbinen till VP1 är i drift.

Tabell 6.12. Ingående flöde till turbin för alternativ 1, 2 och 3 samt hur el- och värmeeffekten påverkas.

	Normalt	Alt 1	Alt 2	Alt 3	Alt 4
Flöde					
Ångflöde in till turbin [t/h]	110	90	101	90	101
Avtappning [kg/s]	4,2	3,82	4,0	3,82	4,0
Utgående effekt					

Eleffekt [MWe]	18,87	14,98	16,74	14,98	16,74
Värmeeffekt [MWth]	55,31	57,68	55,53	57,67*	66,35*

*Sammanlagd värmeeffekt från FVK och ny kondensator tillhörande ångdriftlösningen av VP1.

6.6.2 Årlig förändring av nettoleveranser av el och värme

Med den drifttid av VP1 som avgivits ovan (6.5.3) blir den årliga förändringen av nettoelleveransen och värmeproduktionen som visas i tabell 6.13. Detta betyder att ångturbinen till VP1 kommer vara i drift 4300 timmar och under dessa timmar är lasten genom den turbinen på L4 mindre. Övrig tid körs normal last.

Tabell 6.13. Förändring av nettoleveranserna av el och värme från L4 med ångdrift av VP1.

	Normalt lastfall	Alt 1+3	Alt 2+4
Årlig produktion			
Nettoelleverans [GWh]	107,7	99,7	107,4
Förändrad elleverans [GWh]		-8,02	-0,35
Värmeproduktion [GWh]	416,3	422,5	413,2
Förändrad värmeproduktion [GWh]		6,13	-3,17

6.7 Ekonomiska aspekter

6.7.1 Besparing av elförbrukning

Värmepumparna står för en stor del av den interna elförbrukningen. Med drifttiden 4300 timmar av VP1 kommer besparingen av elförbrukningen för drift av VP1 vara ungefär 7,33 GWh. Så mycket hade alltså en elmotor krävt för att möta effektbehovet av VP1 om ångdrift inte hade ersatt eldriften. Detta sker dock på bekostnad av elproduktionen eftersom en del ånga behöver tappas av från huvudturbinen för att driva VP1.

6.7.2 Elcertifikat

För varje MWh producerad förnybar el får Sysav elcertifikat. Om den producerade elen räknas som förnybar beror på vilket bränsle som tillförs till pannan. För förbränningen på L4 kan det antas att andelen producerad förnybar el motsvarar 10 000 elcertifikat per år. Den förändrade andelen producerad el är en minskning med 12% för alternativ 1 och 3 och en minskning med 6%. Detta innebär att förlusten av elcertifikat blir ca 1200 för alternativ 1 och 3 samt 600 för alternativ 2 och 4. Samtidigt som en förlust av elcertifikat intjänade från elproduktion så sker ett minskat behov för innehav av elcertifikat för elkonsumtionen. Skillnaden är den som motsvarar den minskade elkonsumtionen för VP1. Detta beräknas genom att ta värmepumpens effekt multiplicerat med antal drifttimmar och kvotnivån.

$$1,8 \text{ MW} * 4300 \text{ h} * 0,3 = 2322$$

Skillnaden i elcertifikat blir alltså ökat antal till försäljning av 1122 elcertifikat för alternativ 1 och 3 och ökat antal till försäljning av 1722 för alternativ 2 och 4. Med ett elcertifikatpris på 70 kr per MWh

motsvarar detta en årlig besparing på 78 500 kr per år för alternativ 1 och 3 och 120 500 kr per år för alternativ 2 och 4.

6.7.3 Investeringskostnader

De totala investeringskostnaderna för de fyra lösningsalternativen kan ses i tabell 6.14.

Tabell 6.14. Investeringskostnader för ångdrift av VP1.

	Investeringskostnad [Mkr]
Alt 1	9,24
Alt 2	12,33
Alt 3	11,23
Alt 4	14,33

De totalt investeringskostnaderna inkluderar turbinlösning, eventuell kondensorlösning, rördragning, installation och övriga kostnader.

Inkluderat i priset för turbinlösning för alternativ 1 och 3 är turbin av modell F63, växellåda samt övrig nödvändig utrustning. Exkluderat är koppling mellan växellåda och koppling, strypventil, transportkostnader samt kostnader för installation och ombyggnad. För alternativ 2 och 4 inkluderas samma enheter som för alternativ 1 och 3, med skillnaden att turbinen istället är av modell THR.

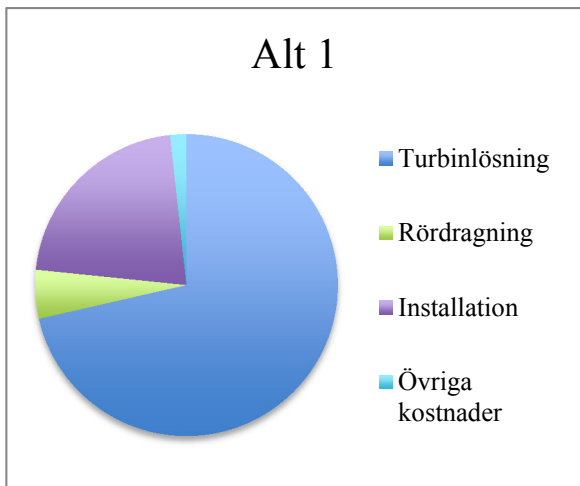
I kostnaden för den föreslagna kondensorlösningen är endast uppskattat efter priset för kondensormodellen BXM eftersom prisuppgifter på AlfaCond 400 saknas. Till kondensorns pris är en kostnad för packning och munstycksskydd pålagd. Utöver dessa kostnader tillkommer utrustning som exempelvis vakuumsystem, kondensatsystem och kylvattenledning. Kostnaden för denna utrustning samt installation och transport är uppskattad med hjälp av en erfaren konsult till ungefär 1 Mkr.

Kostnaden för rördragningen har uppskattats i samråd med en extern konsult. För högtrycksånga har kostnaden antagits vara 10 000 SEK per rörmeter, för lågtrycksånga 3500 SEK per meter och för kondensat 2000 SEK per meter.

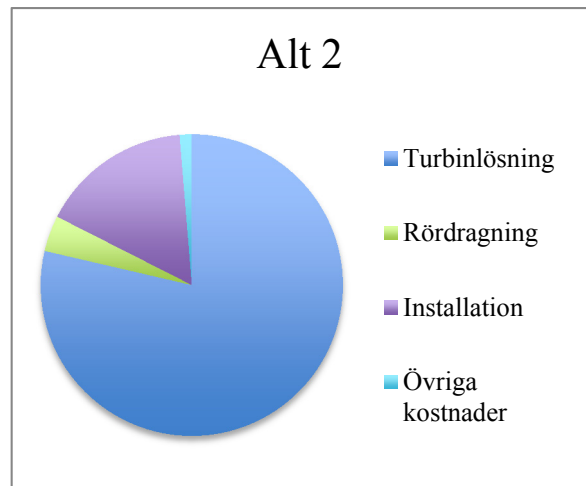
Installationen för turbinlösning, rördragning och övrig utrustning samt demontering av elmotorn har uppskattats till en kostnad på ungefär 2 Mkr. Denna kostnad antas vara samma för alla 4 lösningsalternativ.

Under övriga kostnader ingår kostnader för utredning och hur bytet av driftsätt påverkar kompressor. Här ingår också kostnader för vidare konsultarbete om utredning huruvida de olika lösningsalternativen är möjliga. Dessa uppskattas till ca 160 000 SEK.

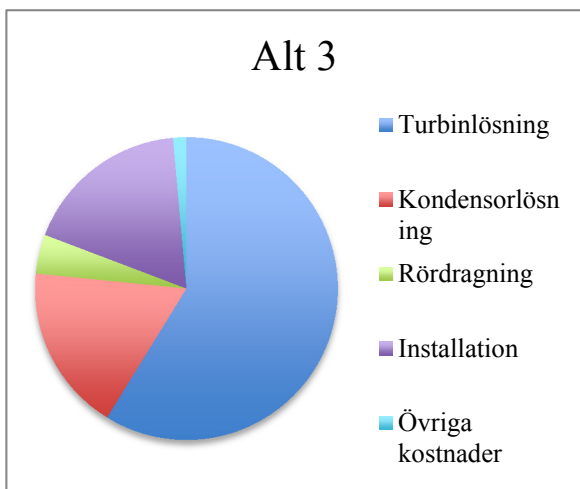
Hur fördelningen av investeringskostnaderna ser ut för de olika lösningsförslagen kan ses i nedanstående diagram, figur 6.9-6.12.



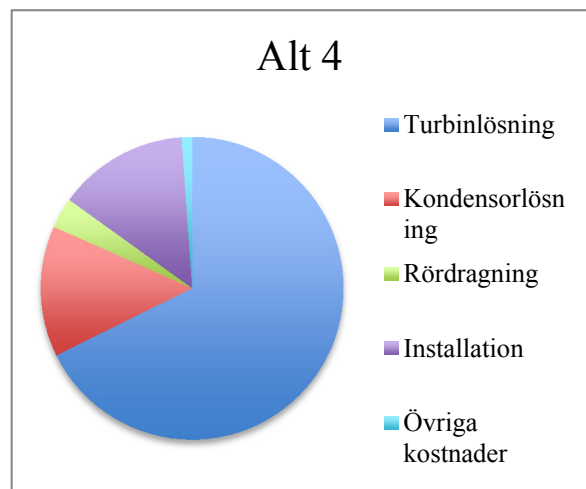
Figur 6.9. Kostnadsfördelning för alt 1.



Figur 6.10. Kostnadsfördelning för alt 2.



Figur 6.11. Kostnadsfördelning för alt 3.



Figur 6.12. Kostnadsfördelning för alt 4.

6.7.4 Underhållskostnader

Ångdrift

Underhållskostnaderna är väldigt grovt uppskattade till att vara ungefär 3% av investeringskostnaden, exklusive installationskostnader, för respektive alternativ.

Eldrift

Eftersom ångturbinen kommer ersätta den befintliga elmotorn kommer således underhållskostnaderna för elmotorn elimineras. Genom att undersöka vilka inspektioner som behöver göras, hur ofta de behöver göras och vad dessa kostar är den årliga genomsnittliga underhållskostnaden per år uppskattad till ungefär 140 000 SEK.

6.7.5 Lönsamhetsbedömning

För kontinuerlig ångdrift av VP1 under november till april och drift av VP2 vid önskemål av två värmepumpar och för att täcka värmebehovet maj till oktober blir drifttiden för VP1 4344 h. I tabell 6.15 nedan kan det observeras hur detta driftalternativ skulle påverka de ekonomiska faktorerna och hur lönsamma de olika lösningsalternativen skulle bli.

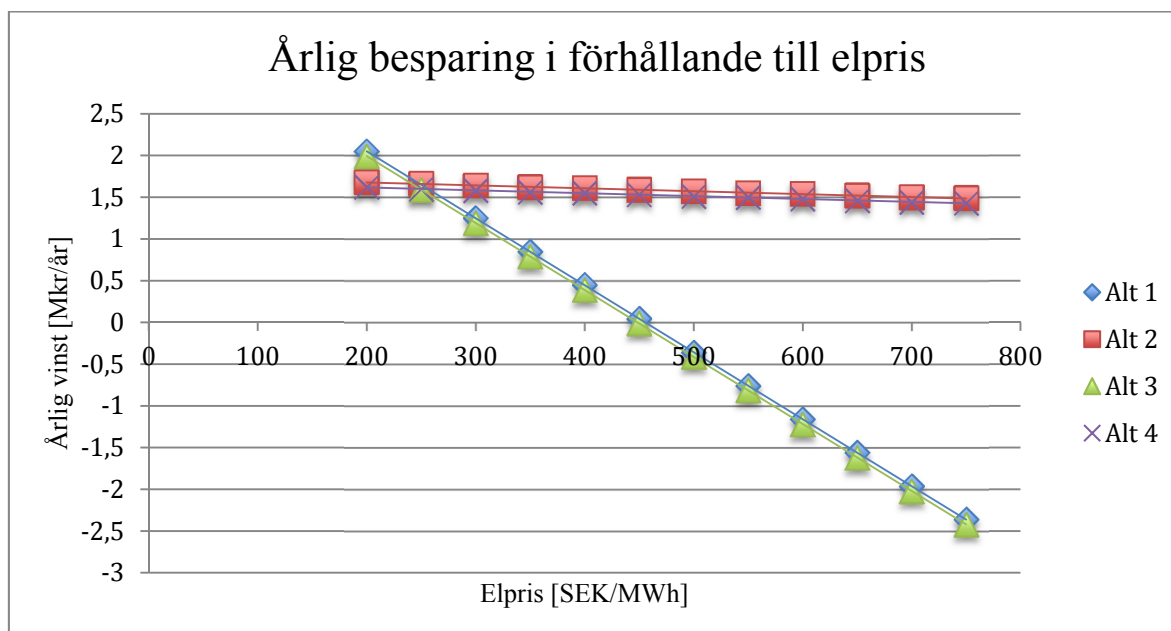
Tabell 6.15 Lönsamhetsbedömning för de olika lösningsalternativen.

	Alt 1	Alt 2	Alt 3	Alt 4
Investeringskostnader [Mkr]	9,24	12,33	11,23	15,33
Årliga kostnader/intäkter				
Förändrad el-intäkt [Mkr]	-2,49	-0,11	-2,49	-0,11
Förändrad värme-intäkt [Mkr]	1,22	-0,63	1,22	-0,63
Elcertifikat [Mkr]	0,079	0,13	0,079	0,13
Elskatt VP1 [Mkr]	2,31	2,31	2,31	2,31
Underhållskostnader [Mkr]	-0,07	-0,16	-0,13	-0,22
Årlig vinst [Mkr]	1,17	1,64	1,11	1,57
NPV [Mkr]	13,88	19,45	13,18	18,74

För beräkningarna av lönsamheten har elpriset antagits vara 310 SEK per MWh och elskatten 331 SEK per MWh. Vid beräkning av nuvärdet har investeringens livslängd antagits vara 15 år och kalkylräntan 4 %.

6.7.6 Lönsamhetens beroende av elpriset

Elpriset är, som tidigare nämnt, väldigt varierande både över årstider och från år till år. Därför är det en viktig parameter att ta hänsyn till vid val av lösningsalternativ. Lönsamheten för de olika alternativen är beroende av elpriset på följande sätt, se figur 6.13.

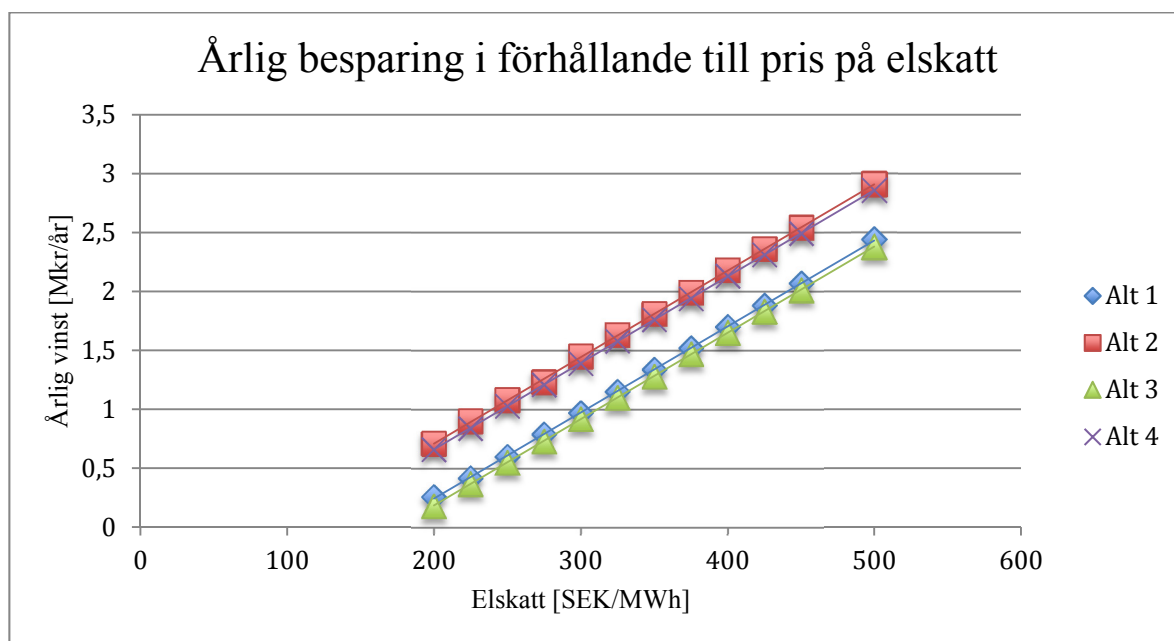


Figur 6.13. Den årliga besparingens beroende av elpriset för de fyra lösningsalternativen.

Ur figuren kan det observeras att lönsamheten för lösningsalternativ 1 och 3 är relativt starkt beroende av elpriset. Detta beror på att mycket ånga krävs vilket har en stor påverkan på elproduktionen. För lösningsalternativ 2 och 4 är den årliga besparingen inte lika beroende av elpriset.

6.7.7 Lönsamhetens beroende av elskatt

Energiskatten på el har under de senaste 20 åren ökat kraftigt. 1994 var elskatten 70 kr per MWh och idag är skattesatsen 331 kr per MWh. (Ekonomifakta, 2018) För ekonomiska beräkningar i detta arbete har den aktuella skattesatsen används men mycket tyder på att energiskatten kommer öka. Vad en förändrad skattesats på el skulle innebära för den årliga besparingen för de olika lösningsförslagen i detta arbete kan ses i nedanstående diagram, figur 6.14.

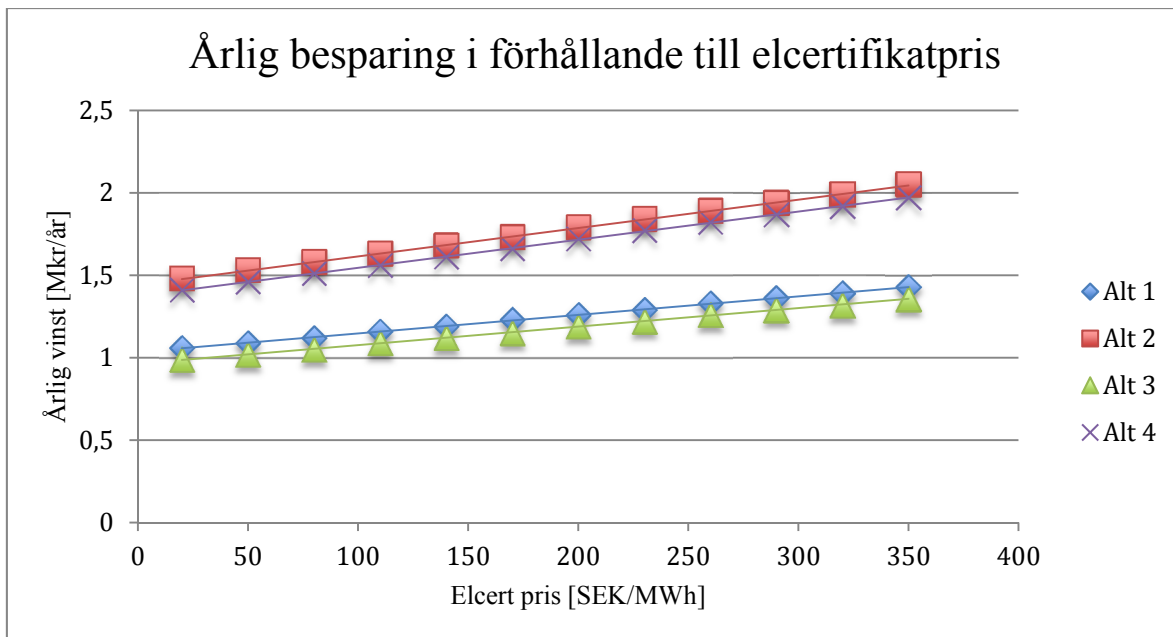


Figur 6.14. Den årliga besparingens beroende av elskatten för de fyra lösningsalternativen.

Ur diagrammet kan det avläsas att den årliga besparingen för alla fyra lösningsalternativ kommer öka linjärt med priset på energiskatten. Eftersom energiskatten troligen kommer öka de närmaste åren medför detta att den årliga besparingen som presenterats i detta arbete antagligen kommer bli högre med åren än vad som är angivet.

6.7.8 Lönsamhetens beroende av elcertifikatpris

Endast en liten del av del årliga besparingen för samtliga fyra alternativ utgörs av intäkter från försäljning av elcertifikat. Eftersom alla fyra lösningsalternativ medför ett ökat antal certifikat till försäljning kan den årliga besparingen aldrig påverkas negativt av ett förändrat pris på elcertifikaten. Däremot kan ett ökat pris öka den årliga besparingen för samtliga fall vilket kan ses i figur 6.15.

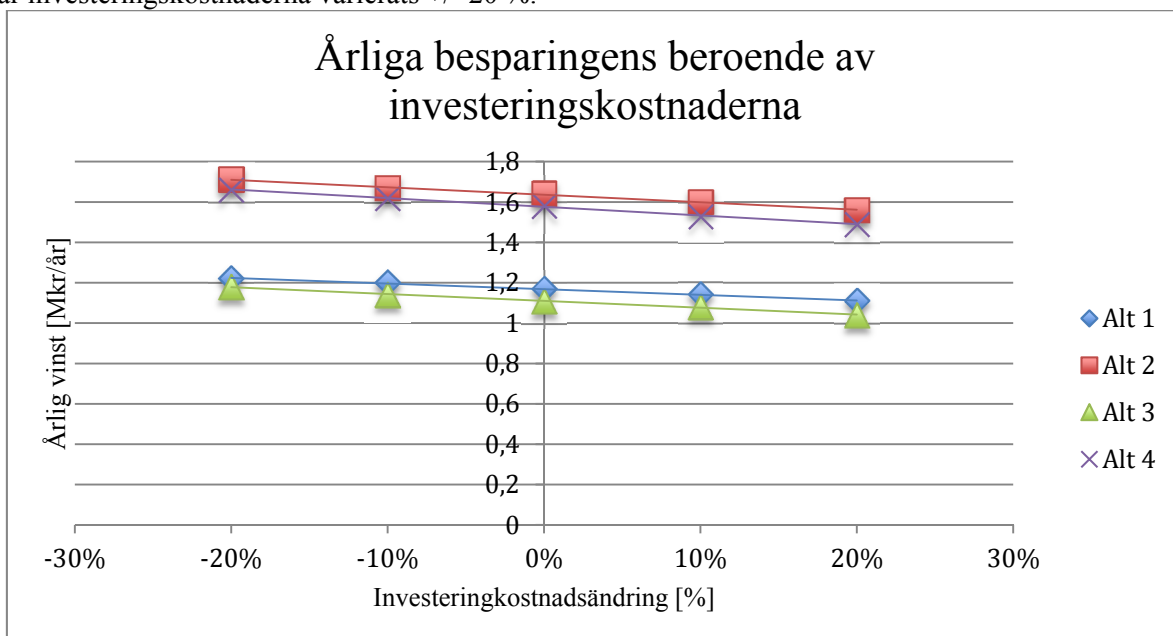


Figur 6.15. Den årliga besparingen beroende av priset på elcertifikat för de fyra lösningsalternativen.

Figur 6.15 visar att den årliga besparingen ökar linjärt för samtliga lösningsalternativ med ökat pris på elcertifikaten.

6.7.9 Lönsamhetens beroende av investeringskostnaderna

Investeringskostnaderna är uppskattade efter uppgifter från leverantörer och tidigare använda prisuppgifter. Detta innebär att kostnaderna ska ses som en indikation på huruvida lösningsalternativen är lönsamma och inte som definitiva kostnader. För att visa hur feluppskattningar av investeringskostnader skulle påverka lönsamheten presenteras nedan en känslighetsanalys, figur 6.16, där investeringskostnaderna varierats +/- 20 %.



Figur 6.16. Den årliga besparingens känslighet för förändringar i investeringskostnader för de fyra olika lösningsalternativen.

Ur diagrammet kan det utläsas att den årliga besparingen påverkas i ungefär lika stor utsträckning för samtliga lösningsalternativ vid förändring av investeringskostnaderna.

7 Diskussion

Utifrån de antaganden och uppskattningar som är gjorda gällande investeringskostnader och driftförutsättningar är alternativ 2 det mest lönsamma alternativet. Det näst mest lönsamma är alternativ 4, vilket också är det dyraste. Det billigaste alternativet är alternativ 1. Alla fyra alternativ visar dock på lönsamhet. Förutom lönsamheten finns många fler aspekter att ta hänsyn till vid val av mest lämplig lösning, vilka presenteras nedan.

För- och nackdelar

Alternativ 1, där elmotorn ersätts av en enstegsturbin och där den utgående ångan leds till den befintliga FV-kondensorn, är det billigaste alternativet. Den största nackdelen för detta alternativ är att ett stort ångflöde krävs för att möta värmepumpens effektbehov. Detta har flera negativa konsekvenser både gällande intäktsförluster för minskad elleverans och en problematisk rördragningslösning.

Alternativ 2, som liknar alternativ 1 men där flerstegsturbin utnyttjas istället för en enstegsturbin, är det som är mest lönsamt. Detta alternativ har högst NPV-värde och den årliga vinsten är större jämfört med de övriga alternativen. En stor fördel med detta alternativ är att ett mindre ångflöde krävs jämfört med alternativ 1 och 3. Detta medför att intäktsförlusterna för minskad elleverans är mycket mindre. Däremot kvarstår problematiken med rördragningslösning för ånga från turbin till den befintliga FV-kondensorn.

Alternativ 3, med en enstegsturbin och en egen kondensator, är inte det mest lönsamma. En fördel med detta alternativ är att det inte behövs någon ångledning för ångan från turbinen till den befintliga FV-kondensorn. Däremot finns ett problem i var kondensorn ska placeras i det begränsade utrymmet som finns i anslutning till värmepumpen som avses.

Alternativ 4, med en flerstegsturbin och en egenkondensator, är det dyraste alternativet. Lönsamheten för detta alternativ är däremot hög. Samma problem som för alternativ 3 med placering av kondensator finns men ingen ångledning från turbin till befintlig FV-kondensator krävs.

Elprisets utveckling

Det finns flertalet aspekter som pekar mot att elpriset kommer öka kraftigt under en 20 års period framåt. Regeringen har satt ett mål att energiproduktionen i Sverige ska vara 100 % förnybar till 2040 (Regeringen, 2016). Detta betyder att elpriset kommer öka, åtminstone under den period då energisystemet håller på att läggas om, dvs fram till 2040. Då den tekniska livslängden för detta projekts lösningsalternativ inte är mer än 20 år är detta högst väsentligt. Elanvändning förväntas också öka i framtiden till följd av exempelvis en ökning av elfordon samt att koldioxidutsläpp försöker minskas och därmed blir eldrift ett industriellt alternativ till exempelvis diesel- och naturgasdrift. (Energiföretagen, 2017b). Detta kommer också ha en inverkan på elpriset och bidra med en förhöjning.

Turbinen som föreslås i alternativ 1 och 3 har en relativt låg verkningsgrad som gör att mycket ånga krävs och därmed minskar den årliga totala elleveransen relativt mycket. Detta gör att dessa två alternativ är mycket känsligare för förändringar av elpriset, vilket kan ses ovan i känslighetsanalyserna (8.3). Detta gör att dessa två alternativ bör uteslutas eftersom det är en stor risk att lönsamheten inte blir tillräckligt stor om elpriset ökar.

Turbinen som föreslås för alternativ 2 och 4 har en högre verkningsgrad och är inte beroende av elpriset i samma utsträckning. Detta kan också ses i känslighetsanalyserna (8.3). Trots att känsligheten för prisvariation är mindre finns en risk för att alternativen inte blir ekonomiskt lönsamma om elpriset ökar till den nivån att det inte är lönsamt att överhuvudtaget ha någon av värmepumparna i drift. Att det optimala driftfallet är att ingen värmepump är i drift beror på flera olika parametrar som värmepris, rökgastemperatur och elpris. Vid samma driftparametrar som idag sker denna övergång vid ett elpris på ca 750 SEK per MWh.

Elskattens och elcertifikatets utveckling

Skattesatsen för elkonsumtion har ständigt ökat de senaste 20 åren (Ekonomifakta, 2018a). Inget tyder på att utvecklingen för elskatten är på väg i motsatt riktning. En ökad elskatt leder till en ökad besparing för alla fyra lösningsalternativ. Ökningen av den årliga vinsten är linjärt för alla fyra alternativen.

Priset på elcertifikaten har under de senaste 10 åren minskat. Det är en klart nedåtgående trend vilket tyder på att priset förmodligen förblir lågt under de fyra lösningsalternativens livslängd. (Ekonomifakta, 2018b) Att priset förmodligen förblir lågt medför att endast en liten del av den årliga vinsten utgörs av intäkter från försäljning av elcertifikat. Eftersom alla fyra lösningsalternativ medför ett ökat antal certifikat till försäljning kan den årliga vinsten aldrig påverkas negativt. Däremot kan ett ökat pris på elcertifikaten öka den årliga vinsten för samtliga fall.

Rördragning

Ur ett ekonomiskt perspektiv är rördragningen för de fyra alternativen relativt lika men vad det gäller komplexitet av rördragningen finns vissa skillnader mellan alternativen. I alternativ 2 krävs ett stort rör för att leda lågtrycksångan från turbinen till FV-kondensorn. Det kan uppkomma svårigheter med rördragningen av ett sådant stort rör. Detsamma gäller för alternativ 1 men eftersom strypventilen kan placeras i nära anslutningen till FV-kondensorn kommer den långa rördragningen bestå av ett rör med mindre diameter jämfört med alternativ 2. Dessa två stora rör för ledning av lågtrycksångan, alternativ 1 och alternativ 2, kommer kräva en hel del ombyggnationer i anläggningen så som håltagning i vägg och tak.

Rördragningen för alternativ 3 och 4 är inte heller helt okomplicerad. För dessa alternativ krävs ledning av FV-vatten till kondensorn. Det vatten som önskas användas till kylningen i den eventuellt nya kondensorn finns i samma rum som värmepumparna, där kondensorn önskas placeras, men kommer ändå kräva rörledning på ungefär 15 meter. Utrymmet för utökad rörledning i detta rum är redan begränsad och dessa två alternativ kan därmed också skapa problem. Dessutom krävs utrymme för kondensatsystem och evakueringsystem.

Trots att rördragningarna inte blir helt enkla bedöms det ändå möjligt att genomföra för alla fyra alternativ.

Ångdrift jämfört med eldrift

Det finns både för- och nackdelar med att driva den avsedda värmepumpen med ånga istället för el. En fördel, som också är hela syftet med detta arbete, är att driftsättet blir mer lönsamt för Sysav. Den interna elförbrukningen minskar och därmed också gör att kostnaderna för den höga energiskatten minskar.

Eftersom ångan som krävs för drift av värmepumpen tas från den redan befintliga ångcykel skulle detta kunna medföra att man skulle kunna öka flödet i turbinen med samma mängd som nu leds till ångturbinen för drift av värmepump. Detta skulle kunna medföra fördelen att en lastökning motsvarande värmepumpens krävda ångmängd skulle kunna ske över den elproducerande turbinen på linje 4. Detta skulle vara möjligt under de timmar som den avsedda värmepumpen är i drift vilket skulle medföra mindre förluster i elproduktion och därmed högre lönsamhet. I nuläget verkar det dock finnas andra begränsningar för ett ökat ångflöde, som så pannans och rökgasreningens maximala kapacitet. En vidare utredning av denna möjlighet skulle dock kunna genomföras.

Nackdelar som finns med ångdrift jämfört med eldrift är denna långa uppstartstiden för ångturbinen vilket medför svårigheter att starta och stoppa värmepumpen enligt de driftrutiner som finns idag. Genom förändring av drifttiderna av värmepumparna kan detta problem undkommas, vilket är beskrivet under avsnitt 7.2.

Ytterligare en nackdel som föreligger alternativen med ångdrift är platsbristen i anslutning till värmepumpen. Detta försvårar installation av både ångturbin och kondensorn, men även rördragningen för alla alternativ blir problematisk.

Risker

I nuläget är förslag på olika processenheter hämtade från olika leverantörer. Om något av lösningsalternativen skulle bli verklighet finns en risk kopplad till att olika leverantörer levererar olika processenheter till den sammankopplade lösningen. Problem som varit svåra att förutspå kan uppstå i sammankopplingarna mellan enheterna. För att undvika detta problem i så stor utsträckning det är möjligt bör det undersökas om det finns en leverantör som skulle kunna leverera ett helt lösningspaket. Kostnaden för detta skulle möjligen bli något högre, men riskerna skulle minska och hjälp vid problem skulle vara mer lättillgänglig.

Alternativ 1 och 2 medför en del risker när ångan från turbinen ska anslutas till den befintliga ledningen till FV-kondensorn. Det finns en risk att ångan i denna ledning vandrar tillbaka till turbinen om FV-kondensorn är i drift medan turbinen inte är det, vilket medför att en korrosiv miljö skapas i turbinen och den kan gå sönder. Detta skulle kunna medföra att turbinen tillhörande VP1 skulle behöva baxas under denna tid, vilket inte är möjligt med de driftförutsättningar som finns idag. Eftersom baxning av turbinen inte är möjlig måste det finnas ett säkerhetssystem som säkerställer att detta inte sker. Eftersom det redan finns en anslutning med ånga till denna ledning som går mot kondensorn, bypassledningen, så finns antagligen redan ett säkerhetssystem som skulle kunna appliceras även för anslutningen från VP1.

Risikanalyser för alla de punkter där den nya lösningen sammankopplas med det befintliga systemet kommer behöva utföras. Omfattningen av dessa bedöms vara ungefär lika för alla fyra alternativ.

En ångturbin skulle med stor sannolikhet medföra mer vibrationer och buller än den elmotorn som idag driver VP1. Om detta blir ett problem kan vibrations och bullerskydd installeras.

Samhälle och hållbarhet

En aspekt som kan vara av vikt att reflektera över är att besparingen som görs med byte av driftsätt av värmepumpen till största del består av minskade kostnader för energiskatt. Elförbrukningen minskar men för några alternativ i nästan lika stor utsträckning som elproduktionen minskar. Därmed blir elleveransen ungefär den samma. Detta innebär att Sysav sparar in kostnaderna för energiskatten samtidigt som samhället förlorar den. Dessa finansiella medel hade kunnat vara till nytta för att utveckla samhällets hållbarhet och bidra till positiva miljölösningar.

Denna realitet kan ur samhällets synvinkel också ses som något positivt. Sysav, som på många sätt främjar och jobbar för klimatmål och hållbarhet, får mer pengar att kunna utveckla möjligheterna till att göra detta i ännu större utsträckning.

8 Slutsats

Utifrån de fakta som presenterats i rapporten samt de diskussionspunkter som tagits upp är *slutsatsen att alternativ 2 är det mest lämpliga för anläggningen på Sysav.*

Alternativ 1 och 3 anses vara för ekonomiskt riskabla att investera i eftersom de är väldigt känsliga för elprishöjning. Både alternativ 2 och 4 är lönsamma och verkar tekniskt genomförbara. Nackdelarna med alternativ 2 är att detta alternativ kräver en omfattande rördragning samt att det föreligger en viss risk med att sammankoppla den nya lösningen med den befintliga kondensorn. Den huvudsakliga nackdelen med alternativ 4 är att utrymmet är på gränsen till för litet i det rum som värmepumparna är placerade i. Detta problem anses större än den komplicerade rördragningen och därför anses alternativ 2 som det mest lämpliga alternativet.

Eftersom utrymmet är begränsat även då endast en turbin skall installeras och ingen ny kondensor rekommenderas att lösningen bör installeras till värmepump 2 istället för värmepump 1. Värmepumparna är likadana och därmed föreligger inga tekniska eller driftmässiga skillnader jämfört med arbetets förslag som nu är anpassat till värmepump 1.

Förslaget på lösning av byte från eldrift till ångdrift för en av värmepumparna på Sysavs kraftvärmeanläggning i Malmö är alltså att ersätta den befintliga elmotorn med en flerstegsångturbin. Ångan som krävs för driften av turbinen tas från ångledning ut ur pannan och utloppsången leds för kondensation till den befintliga fjärrvärmekondensorn. Utrustningen som behövs blir således en ångledning som ansluter turbinen, en turbin, en ledning till den befintliga fjärrvärmekondensorn samt styrutrustning för turbin och kompressor. Med denna installation beräknas besparingen vara ungefär 1,6 miljoner kronor per år.

9 Referenser

Alfa Laval. (2018a). *Tubvärmväxlare*. [Online] Tillgänglig: <https://www.alfalaval.se/produkter/varmeoverforing/tubvarmevaxlare/tubvarmevaxlare0/>. [Hämtad: 2018-05-03]

Alfa Laval. (2018b). *Shell and coil plattvärmväxlare*. [Online] Tillgänglig: <https://www.alfalaval.se/produkter/varmeoverforing/tubvarmevaxlare/shell-and-coil-plattvarmevaxlare>. [Hämtad: 2018-05-03]

Alfa Laval. (2016). *Alfa Laval AlfaCond400*. [Online] Tillgänglig: <https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/plate-heat-exchangers/product-leaflets-languages/sweden/alfa-laval-alfacond400-che00053sv.pdf> [Hämtad 2018-05-04]

Alvarez, H. (2003). *Energiteknik del 1*. Chapter 5 pp 324-326. Studentlitteratur, Lund. ISBN: 91-44-02894-6.

Armatec. (2012). *Ånga och kondensat, handbok*. [Online] Tillgänglig: <https://www.armatec.com/globalassets/armatec-se/sidor/trycksaker/pdfer/handbok-anga-2012.pdf>. [Hämtad 2018-02-01]

Campi. (2018). *Condensers for steam turbines*. [Online] Tillgänglig: <http://www.campisrl.it/en/products/condensers-for-steam-turbines.html>. [Hämtad 2018-06-04]

Coley A, D. (2008). *Energy and climate change*. Chapter 7: pp 165-168. John Wiley & Sons, Ltd. ISBN: 978-0-470-85312-2.

Eastop, T D. McConkey, A. (1993). *Applied Thermodynamics for Engineering Technologists*. Chapter 11: pp 328-376. Longman group UK Limited. ISBN: 0-582-09193-4.

E-conomic. (2018). *Nuvärde – vad är nuvärde?* [Online] Tillgänglig: <https://www.e-conomic.se/bokforingsprogram/ordlista/nuvaerde> [Hämtad 2018-05-04]

Ekonomifakta. (2018a). *Konsumtionsskatter på el*. [Online] Tillgänglig: <https://www.ekonomifakta.se/Fakta/Energi/Styrmedel/Konsumtionsskatter-pa-el/> [Hämtad 2018-05-28]

Ekonomifakta. (2018b). *Produktionsskatter på el*. [Online] Tillgänglig: <https://www.ekonomifakta.se/Fakta/Energi/Styrmedel/Produktionsskatter-pa-el/> [Hämtad 2018-05-28]

Energiföretagen. (2017a). *Handel på elbörsen*. [Online] Tillgänglig: <https://www.energiforetagen.se/sa-fungerar-det/el/elhandel/handel-pa-elborsen/>. [Hämtad 2018-02-08]

Energiföretagen. (2017b). *Elanvändning*. [Online] Tillgänglig: <https://www.energiforetagen.se/sa-fungerar-det/el/elanvandning/>. [Hämtad: 2018-04-23]

- Energihandbok. (2018a). *Tillvarata lågvärdig energi*. [Online] Tillgänglig: <http://www.energihandbok.se/tillvarata-lagvardig-energi/>. [Hämtad 2018-05-11]
- Energihandbok. (2018b). *Formler och beräkningar*. [Online] Tillgänglig: <http://www.energihandbok.se/formler-och-berakningar/>. [Hämtad 2018-05-11]
- Energimyndigheten. (2018a). *Elcertifikatreserven fortsätter sjunka – elcertifikatpriset något högre*. [Online] Tillgänglig: <http://www.energimyndigheten.se/nyhetsarkiv/2018/elcertifikatreserven-fortsatter-sjunka--elcertifikatpriset-nagot-hogre/>. [Hämtad: 2018-05-03]
- Energimyndigheten. (2018b). *Kvotnivåer*. [Online] Tillgänglig: <http://www.energimyndigheten.se/fornybart/elcertifikatsystemet/kvotpliktig/kvotnivaer/> [Hämtad 2018-05-04]
- Fortum. (2018). *Historiska elpriser*. [Online] Tillgänglig: <https://www.fortum.se/privat/elavtal/historiska-elpriser>. [Hämtad 2018-02-02]
- Friotherm. (2018). *Uniturbo 28 – Centrifugal Compressor for large scale refrigerationsplants and heat pumps*. [Online] Tillgänglig: http://www.friotherm.se/webautor-data/2/turbo28_uk_g003.pdf [Hämtad 2018-05-02]
- Leimalm, Jonas. (2017). *Checklista för start av ångturbin via HMI på Örtoftaverket*. [Online] Tillgänglig: <http://lnu.diva-portal.org/smash/get/diva2:1156324/FULLTEXT01.pdf>. [Hämtad 2018-06-04]
- Murphy M, R. (2005). *Introduction to Chemical Processes*. Chapter 6: pp 574-575. McGraw Hill Professional. ISBN: 978-0-072-84960-8
- Mörtstedt, Sten-Erik. Hellsten, Gunnar. (1999). *Data och diagram*. Liber. ISBN: 9789147008056.
- Norberg, C. (2017). *Termodynamik och strömningslära*. [Online] Tillgänglig: <http://www.lth.se/fileadmin/ht/Kurser/MMVF01/Cengel-Boles-5th-Ch10.pdf>. [Hämtad 2018-02-27]
- Nord Pool. (2018). *Day-ahead prices*. [Online] Tillgänglig: <https://www.nordpoolgroup.com/Market-data1/Dayahead/Area-Prices/SE/Monthly/?dd=SE4&view=chart>. [Hämtad 2018-02-08]
- Potter C, Merle. Somerton W, Craig. (2006). *Thermodynamics for engineers*. Chapter 9-10: pp 214-252. McGraw Hill Professional. ISBN: 978-0-07-183082-9.
- Regeringen. (2016). *Så gör vi Sverige 100% förnybart*. [Online] Tillgänglig: <http://www.regeringen.se/debattartiklar/2016/09/sa-gor-vi-sverige-100-procent-fornybart/>. [Hämtad 2018-04-23]
- Skatteverket. (2018). *Skattesatser på bränsle och el under 2018*. [Online] Tillgänglig:

<https://www.skatteverket.se/foretagochorganisationer/skatter/punktskatter/energiskatter/skattesatserochvaxelkurser.4.77dbcb041438070e0395e96.htm>. [Hämtad 2018-02-08]

Smith, R. (2016). *Chemical process design and integration*. Chapter 22: pp 602-605. John Wiley & Sons, Ltd. ISBN: 978-1-119-99014-7

Soleimani-Mohseni, Mohsen. Bäckström, Lars. Eklund, Robert. (2014). *EnBe Energiberäkningar*. Chapter 2: pp 94-96. Studentlitteratur AB. ISBN: 978-91-44-08869-3

Sysav. (2017). *El och värme ur avfall*. [Online] Tillgänglig: <https://www.sysav.se/globalassets/media/filer-och-dokument/informationsmaterial-broschyrer-arsredovisningar-faktablad-rapporter-etc/broschyrer-och-faktablad/varme-och-el-ur-avfall.pdf>. [Hämtad 2018-01-18]

Sysav. (2018). *Om företaget*. [Online] Tillgänglig: <https://www.sysav.se/Om-oss/Om-foretaget/>. [Hämtad 2018-01-24]

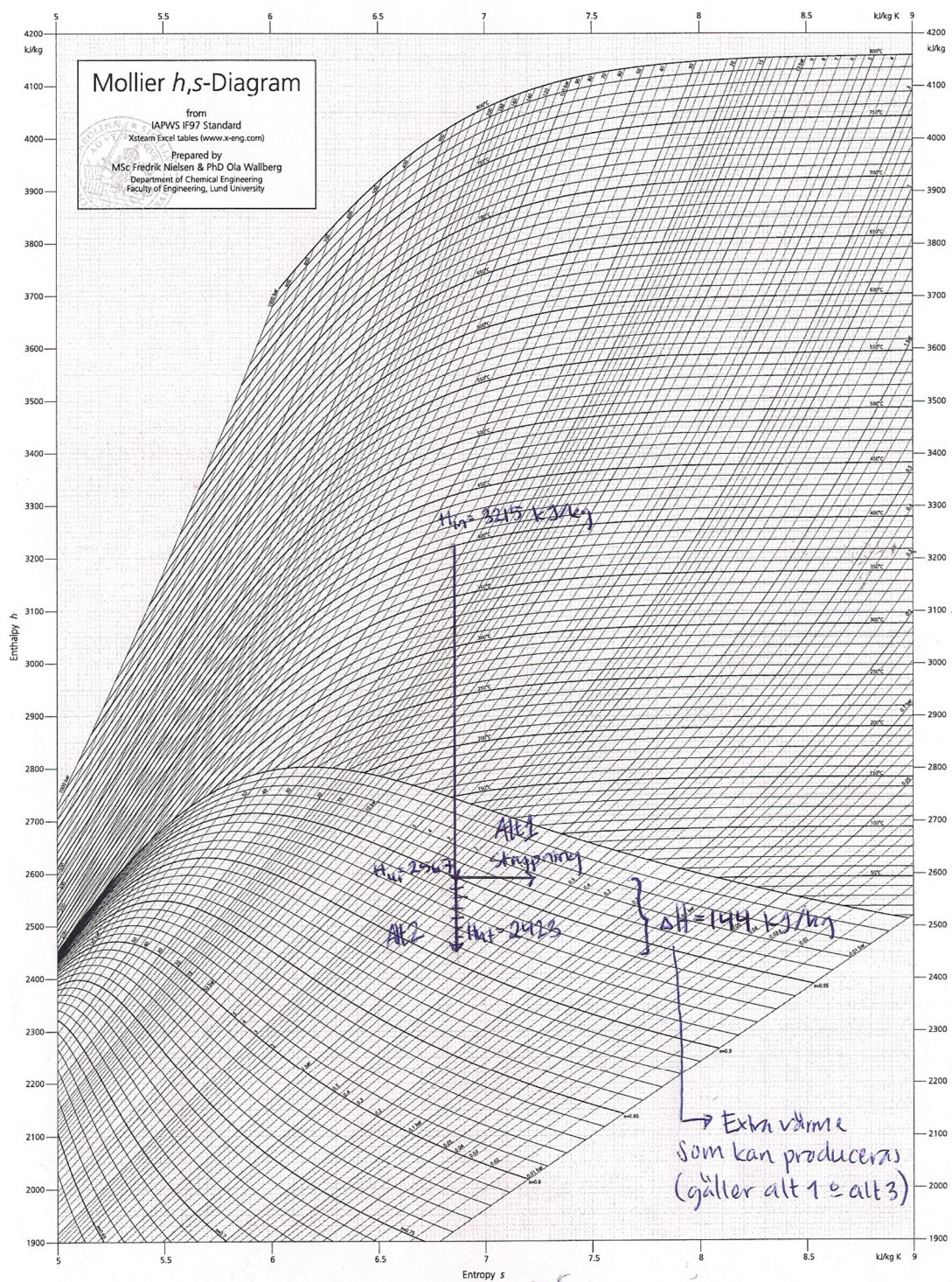
Trelleborg. (2018). *High speed rotary shaft seals*. [Online] Tillgänglig: https://www.tss.trelleborg.com/global/en/news_1/filmsandanimations/detailpages/rotary-seals-pdr.html [Hämtad 2018-02-12]

Wikipedia. (2018). *Kraftvärmeverk*. [Online] Tillgänglig: <https://sv.wikipedia.org/wiki/Kraftvärmeverk>. [Hämtad: 2018-01-17]

Quora. (2017). *What are inlet guide vanes in compressor*. [Online] Tillgänglig: <https://www.quora.com/What-are-inlet-guide-vanes-in-a-compressor>. [Hämtad: 2018-05-07]

Bilaga A: Mollierdiagram över turbin (VP1)

Mollierdiagrammet visar entalpiändringen över turbinen för de olika alternativen, samt över strypventilen för alternativ 1 och 3.



Figur A.1. Entalpiförändringen över turbinen F63 (alt 1) respektive THR (alt 2) inritade i ett mollierdiagram.

Bilaga B: Rördimensionering

Beräkningar är gjorda utifrån följande ekvationer, ekvation 22-24.

$$\text{Volymflöde} = \text{massflöde} * \text{volymitet} \quad (22)$$

$$\text{Tvärsnittsarea} = \frac{\text{volymflöde}}{\text{hastighet}} \quad (23)$$

$$\text{Diameter} = 2 * \sqrt{\frac{\text{tvärsnittsarea}}{\pi}} \quad (24)$$

Alternativ 1

Tabell B.1. Beräkning av rördimensioner för lösningsalternativ 1.

	Ånga → Turbin	Turbin → Strypventil	Strypventil → FVK
Massflöde [t/h]	20 (5,56 kg/s)	20 (5,56 kg/s)	20 (5,56 kg/s)
Hastighet [m/s]	30	60	60
Volymitet [m ³ /kg]	0,0697 (40 bar, 400°C)	0,9845 (2 bar, 130°C)	1,9821 (0.8 bar, 93°C)
Volymflöde [m ³ /s]	0,39	5,65	11,0
Tvärsnittsarea [m ²]	0,0129	0,094	0,183
Diameter(min) [m]	0,128	0,346	0,48
Längd [m]	30	50	2
Pris [SEK/m]	10 000	3500	3500
Kostnad [SEK]	300 000	175 000	7000

Total kostnad alternativ 1: 482 000 SEK

Alternativ 2

Tabell B.2. Beräkning av rördimensioner för lösningsalternativ 2.

	Ånga → Turbin	Turbin → FVK
Massflöde [t/h]	10 (2,78 kg/s)	10 (2,78 kg/s)
Hastighet [m/s]	30	60
Volymitet [m ³ /kg]	0,06970 (40 bar, 400C)	1,9821 (0.8 bar, 93C)

Volymflöde [m ³ /s]	0,194	5,51
Tvärsnittsarea [m ²]	0,00646	0,092
Diameter(min) [m]	0,0907	0,34
Längd [m]	30	50
Pris [SEK/m]	10 000	3500
Kostnad [SEK]	300 000	175 000

Total kostnad alternativ 2: 475 000 SEK

Alternativ 3

Tabell B.3. Beräkning av rördimensioner gällande ångan för lösningsalternativ 3.

	Ånga → Turbin	Turbin → Kondensator	Kondensator → MAVA
Massflöde [t/h]	20 (5,56 kg/s)	20 (5,56 kg/s)	20 (5,56 kg/s)
Hastighet [m/s]	30	60	3
Volymitet [m ³ /kg]	0,06970 (40 bar, 400C)	0,9845 (2 bar, 130C)	0,0010603 (2 bar, 130C, vätska)
Volymflöde [m ³ /s]	0,39	5,65	0,0059
Tvärsnittsarea [m ²]	0,0129	0,094	0,00197
Diameter (min) [m]	0,128	0,346	0,05
Längd [m]	30	6	50
Pris [SEK/m]	10 000	3500	2000
Kostnad [SEK]	300 000	21 000	100 000

Total kostnad ånga: 421 000 SEK

Tabell B.4. Beräkning av rördimensioner gällande FV-vatten för lösningsalternativ 3.

	FV-ledning (position 1) → kondensator	kondensator → FV-ledning (position 2)
Massflöde [kg/s]	100	100
Hastighet [m/s]	3	30
Volymitet [m ³ /kg]	0,001 (50°C)	0,001 (50°C)
Volymflöde [m ³ /s]	0,1	0,1
Tvårsnittarean [m ²]	0,033	0,033
Diameter (min) [m]	0,206	0,206
Längd [m]	12	12
Pris [SEK/m]	2000	2000
Kostnad [SEK]	24 000	24 000

Total kostnad FV-vatten 48 000 SEK

Totalt kostnad alternativ 3: 469 000 SEK

Alternativ 4

Tabell B.5. Beräkning av rördimensioner gällande ångan för lösningsalternativ 4.

	Ånga → Turbin	Turbin Kondensator →	Kondensator → MAVA
Massflöde [t/h]	10 (2,78 kg/s)	10 (2,78 kg/s)	10 (2,78 kg/s)
Hastighet [m/s]	30	60	3
Volymitet [m ³ /kg]	0.06970 (40 bar, 400C)	1,9821 (0.8 bar, 93C)	0,0010396 (0,8 bar, 93C, vätska)
Volymflöde [m ³ /s]	0.194	5,51	0,0029
Tvårsnittarean [m ²]	0.00646	0,092	1,16e-4
Diameter (min) [m]	0.0907	0,34	0,035
Längd [m]	30	6	50

Pris [SEK/m]	10 000	3500	2000
Kostnad [SEK]	300 000	21 000	100 000

Total kostnad ånga: 421 000 SEK

Tabell B.6. Beräkning av rördimensioner gällande FV-vatten för lösningsalternativ 4.

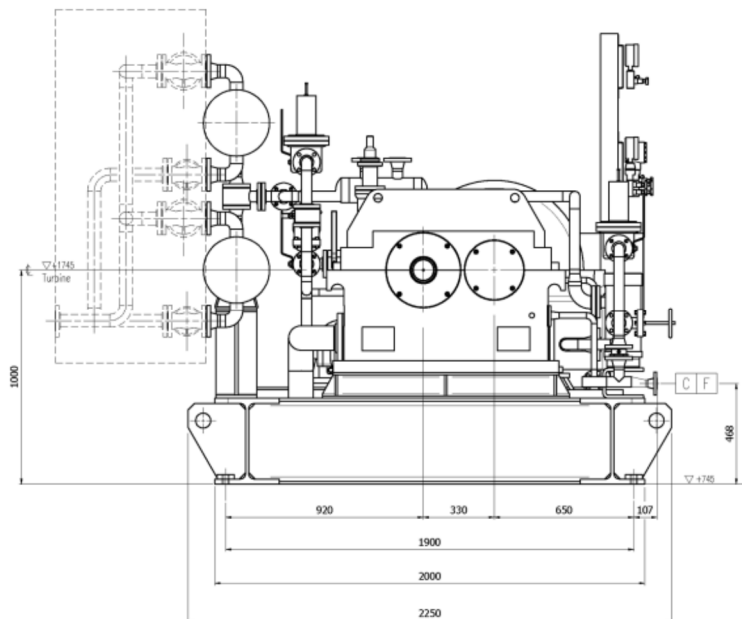
	FV-ledning (position 1) → kondensator	kondensator → FV-ledning (position 2)
Massflöde [kg/s]	100	100
Hastighet [m/s]	3	3
Volymitet [m ³ /kg]	0,001 (50°C)	0,001 (50°C)
Volymflöde [m ³ /s]	0,1	0,1
Tvårsnittarean [m ²]	0,033	0,033
Diameter (min) [m]	0,206	0,206
Längd [m]	12	12
Pris [SEK/m]	2000	2000
Kostnad [SEK]	24 000	24 000

Total kostnad FV-vatten: 48 000 SEK

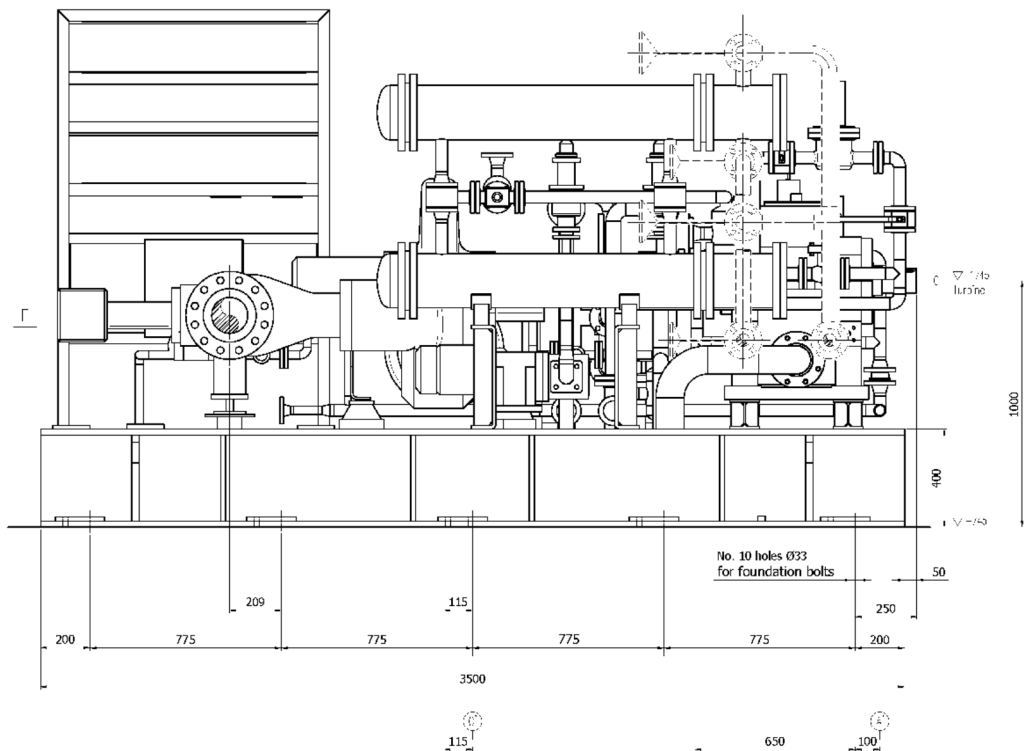
Totalt kostnad alternativ 4: 469 000 SEK

Bilaga C: Ritningar på föreslagna ångturbiner

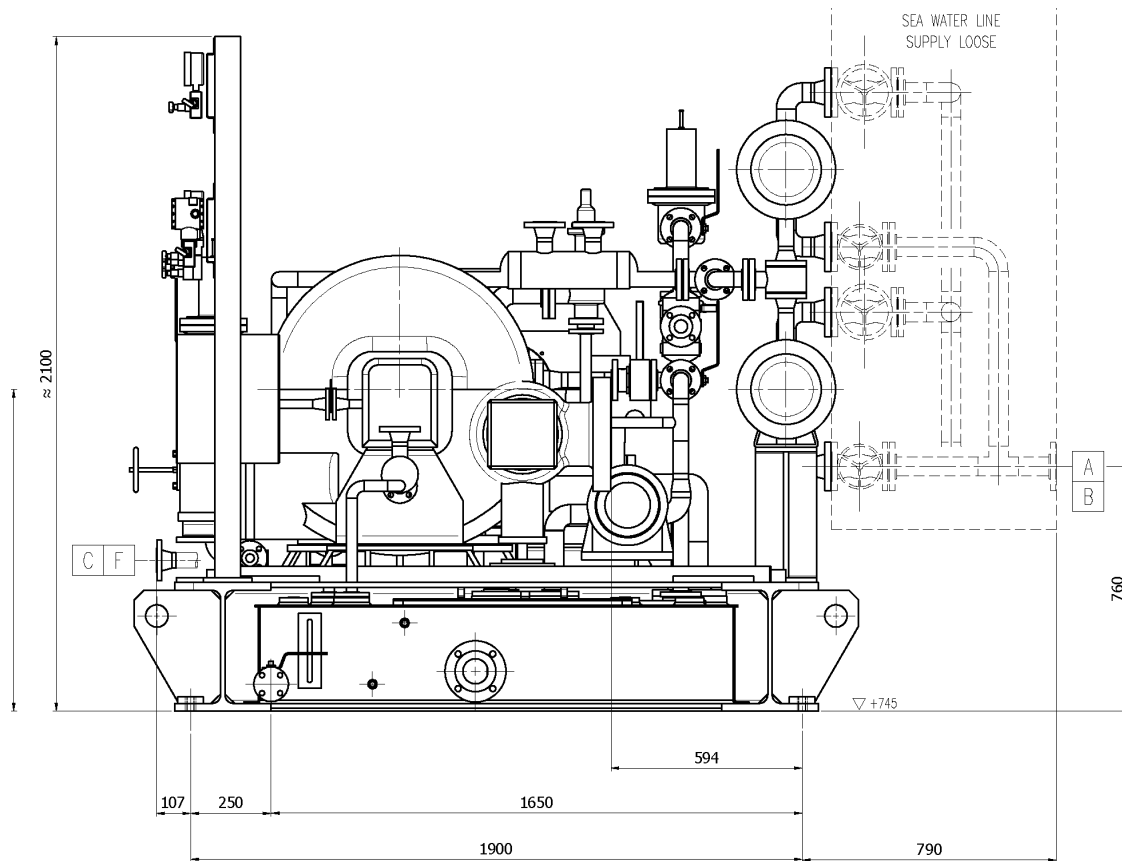
Modell: F63



Figur C.1. Ritning över turbinmodell F63, framifrån.

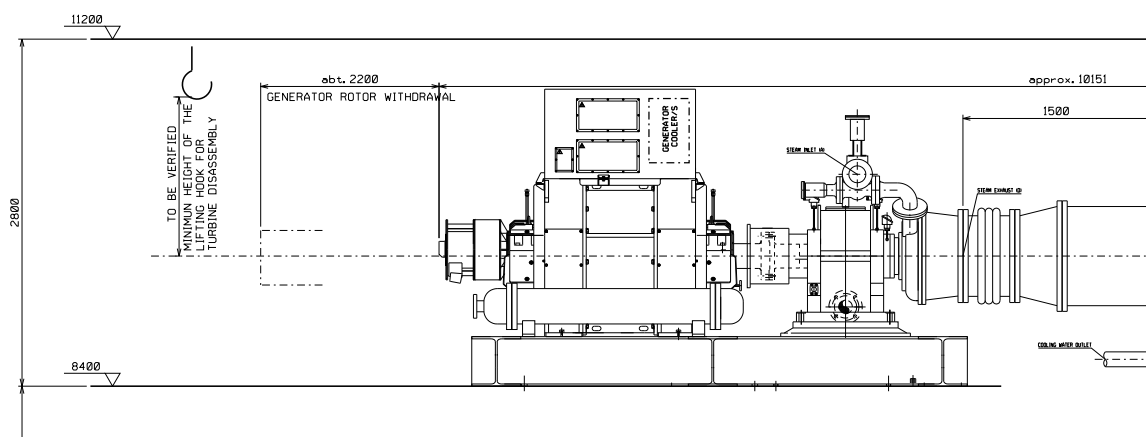


Figur C.2. Ritning över turbinmodell F63, från sidan.

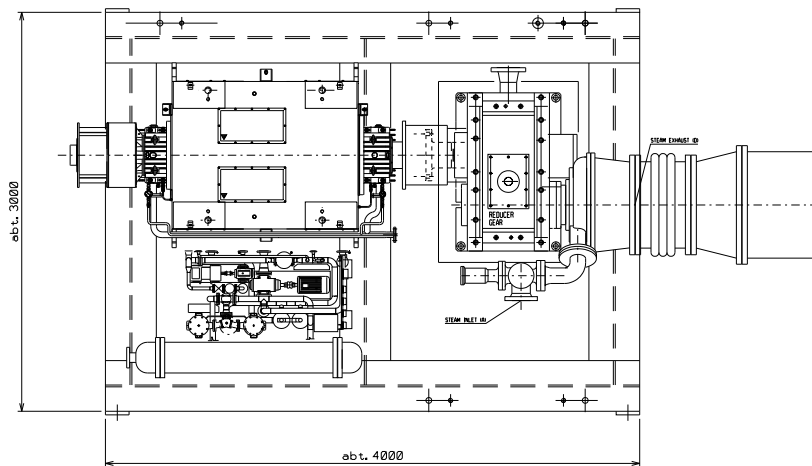


Figur C.3. Ritning över turbinmodell F63, bakifrån.

Modell: THR



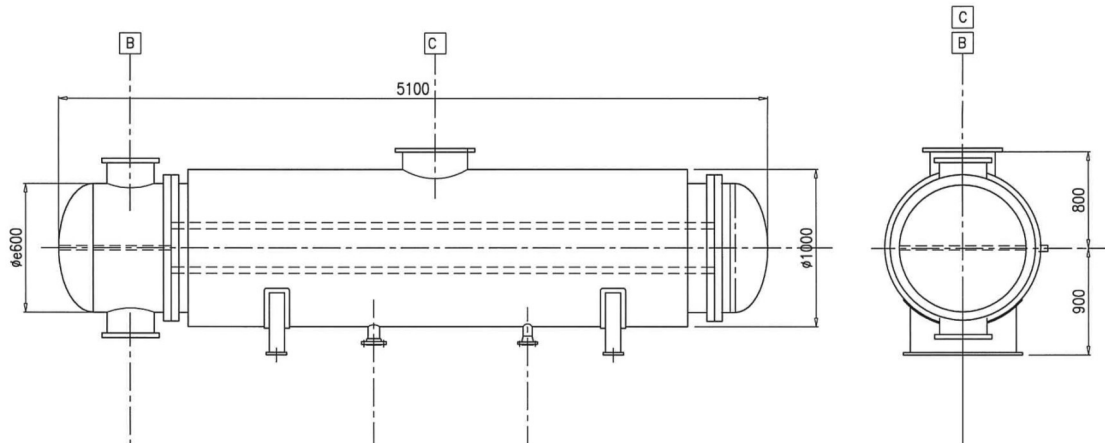
Figur C.4. Ritning över turbinmodell THR, från sidan.



Figur C.5. Ritning över turbinmodell THR, ovanifrån.

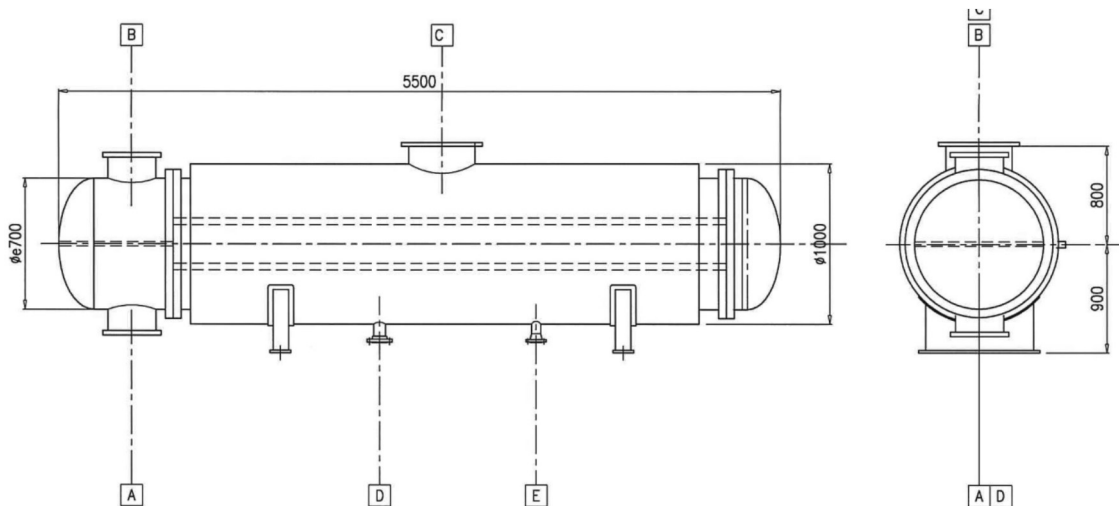
Bilaga D: Ritningar på föreslagna kondensorer

Tubkondensator, BXM, alternativ 3



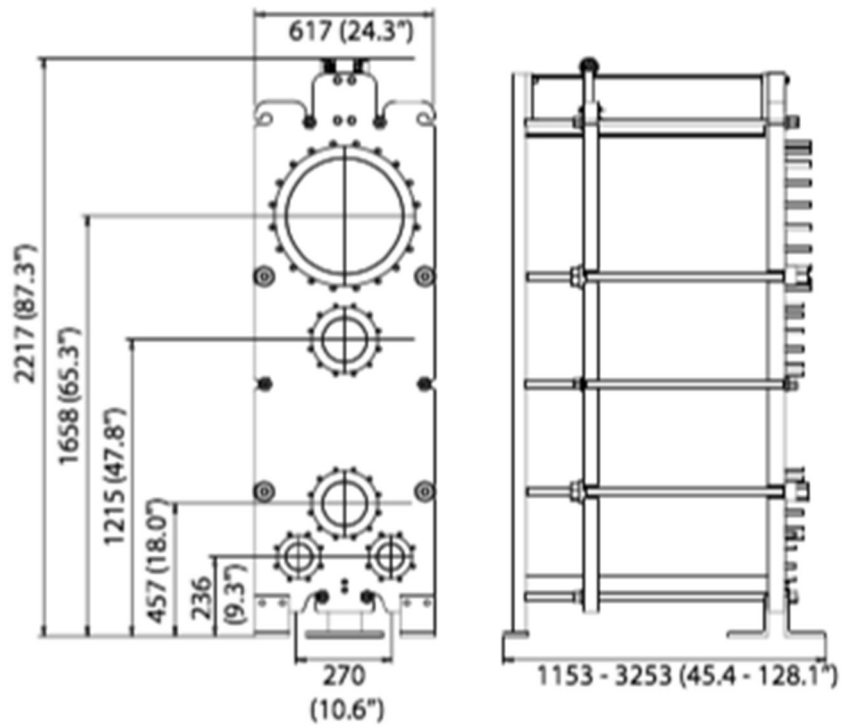
Figur D.1. Ritning över föreslagen tubkondensator till alternativ 3. Från sidan till vänster och uppifrån till höger.

Tubkondensator, BXM, alternativ 4



Figur D.2. Ritning över föreslagen tubkondensator till alternativ 4. Från sidan till vänster och uppifrån till höger.

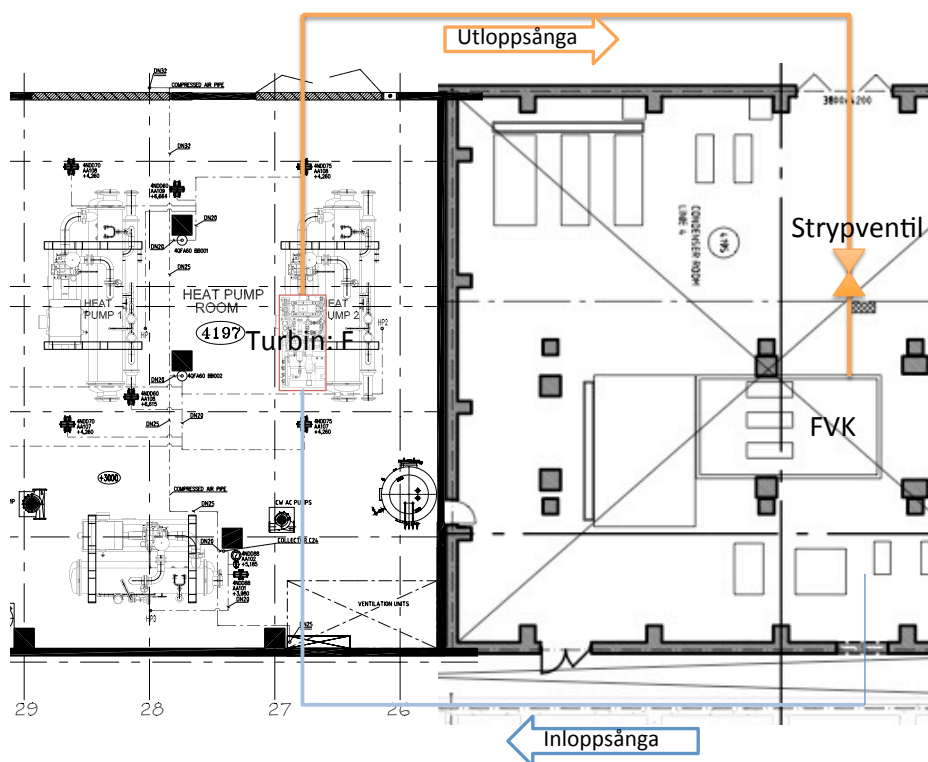
Plattvärmväxlare, AlfaCond 400, alternativ 3 och 4



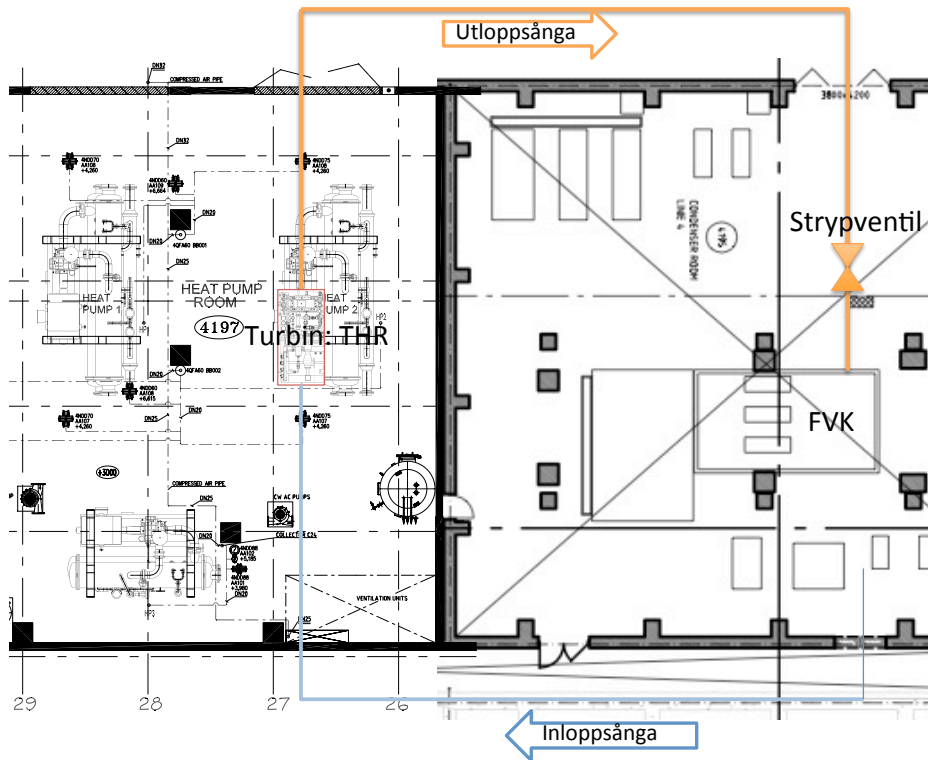
Figur D.3. Ritning över föreslagen plattvärmväxlare till alternativ 3 och 4. Till vänster bild framifrån och till höger bild från sidan.

Bilaga E: Ritningar på föreslagna placeringar och rördragningar

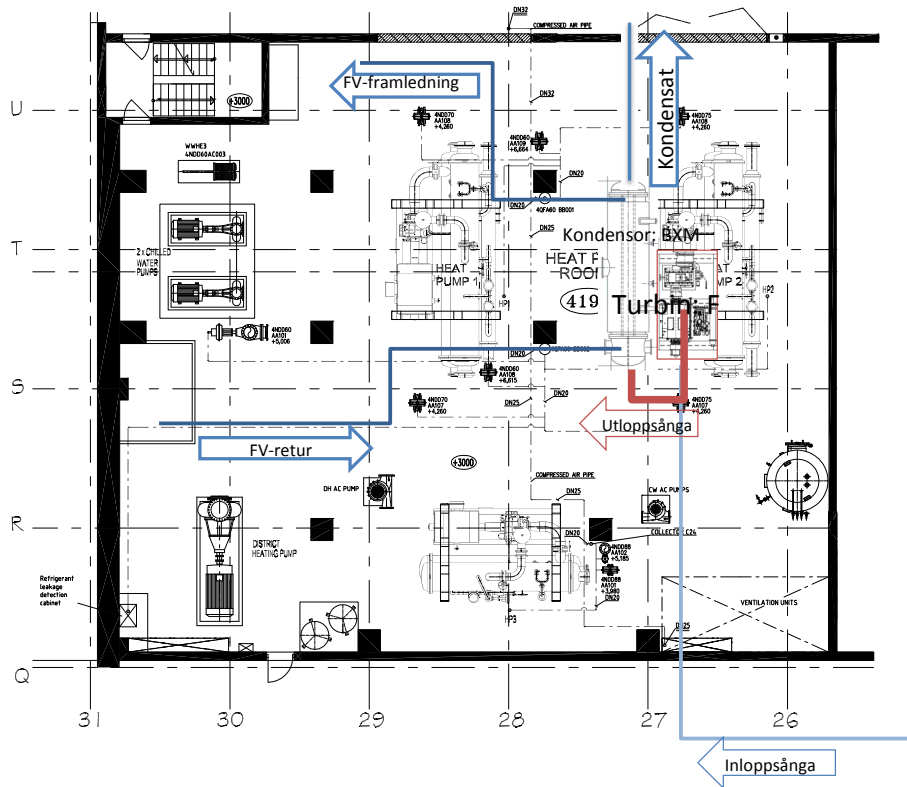
Nedanstående figurer, figur 35-38, beskriver placeringen av turbin och eventuell kondensor tillhörande samtliga alternativ. Ritningarna visar också en föreslagen rördragning för varje alternativ. Ljusblålinje representerar inloppsånga i alla ritningar, dvs högtrycksånga vid 40 bar och 400°C. Orange linjer representerar lågtrycksånga och mörkblå linjer representerar FV-vatten som används som kylvatten i en eventuell ny kondensor. Samtliga bilder är ritningar över plan 10 på L4 och visar delar av värmepumpsrummet där VP2 är placerad samt kondensorummet där FVK är placerad.



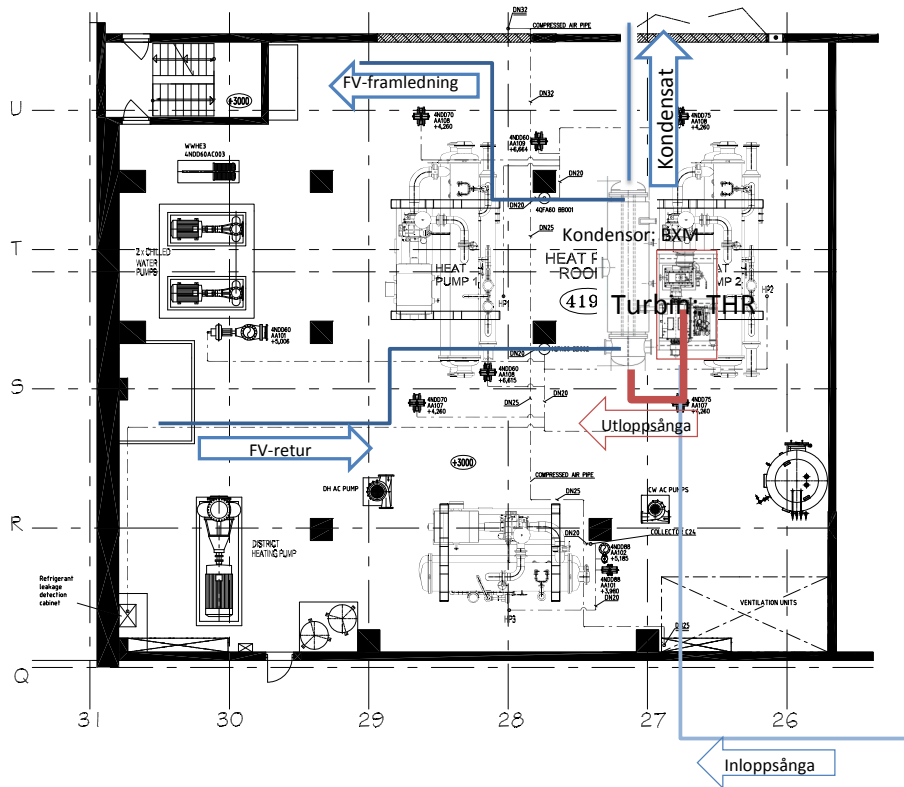
Figur E.1. Schematisk bild över föreslagen placering av nya processenheter samt rördragning för alternativ 1. Orange linje representerar rörledning för utloppsånga och ljusblå linje representerar rörledning för inloppsånga.



Figur E.2. Schematisk bild över föreslagen placering av nya processenheter samt rördragning för alternativ 2. Orange linje representerar rörledning för utloppsånga och ljusblå linje representerar rörledning för inloppsånga.



Figur E.3. Schematisk bild över föreslagen placering av nya processenheter samt rördragning för alternativ 3. Orange linje representerar rörledning för utloppsånga, ljusblå linje representerar rörledning för inloppsånga och mörkblå linje representerar FV-vatten.



Figur E.4. Schematisk bild över föreslagen placering av nya processenheter samt rördragning för alternativ 4. Orange linje representerar rörledning för utloppsånga, ljusblå linje representerar rörledning för inloppsånga och mörkblå linje FV-vatten.