



LTH

**LUNDS TEKNISKA
HÖGSKOLA**

LUNDS TEKNISKA HÖGSKOLA
CIVILINGENJÖRSPROGRAMMET I MASKINTEKNIK
Institutionen för energivetenskaper

**Fältstudie av värmepumpens tillämpning för återvinning av
restvärme från industrin i fjärde generationens fjärrvärmenät**

Masteruppsats i energivetenskaper

författad av
Erik Åsenryd

Handledare
Doc. Marcus Thern

Examinator
Prof. Jens Klingmann

Lund, 2023

Masteruppsats för civilingenjörsexamen i maskinteknik

ISRN: LUTMDN/TMHP-23/5517-SE

ISSN: 0282-1990

Avdelningen för energihushållning

Institutionen för energivetenskaper

Lunds tekniska högskola

Box 118

221 00 Lund

Sverige

www.energy.lth.se

Abstract

Waste heat is a consequence of industrial processes and the produced excess heat is seldom recycled. This is mainly because the investment to obtain waste heat recovery technologies and develop district heating infrastructure takes a great deal of economical venture. In the fourth generation of district heating system the temperatures in the network will be lower which enables the implementation of more affordable waste heat recovery technologies, mainly heat pumps. This thesis investigates how much energy can be supplied to the district heating network (4GDH) from waste heat and how can this system be established. The method of choice is to create a system description and calculation model for the new waste heat recovery system which includes components as heat pumps, accumulator tank and heat exchanger. The system and calculation model are dimensioned after the amount of energy content in the available waste heat at each industry. The two industries investigated are a sewage treatment plant and biogas treatment plant. Finally, a cost estimate and payback time for the projects are produced which is made possible by adapting actual products based on the modelled system components.

The chief findings in this thesis is that the waste heat recovery system at the sewage treatment plant and the biogas treatment plant produces an yearly average heating power of 327 kW and 476 kW respectively. The value of COP for the heat pump system at the sewage treatment plant were 4,0 for the period April-November and 3,6 for the period December-Mars. At the biogas treatment plant the heat pump system had a COP of 3,8 during the year continuously. The most important conclusions are that the profitability of the investment depends in large of the price on electricity in relation to the price on sold waste heat since this greatly effects the annual payment surplus which the investment accumulates during its lifetime. From the forecasts that has been done on electricity prices by SBAB a plausible payback period for the investment at the sewage treatment plant is 7,5 years and at the biogas treatment plant 2,2 years.

Sammanfattning

Restvärme skapas i olika industriella processer och energin återvinns sällan. Detta beror till stor del på att investeringen i den teknik som omhändertar restvärmen samt infrastrukturen som är nödvändig för att sälja restvärmen kräver stora ekonomiska satsningar. I fjärde generationens fjärrvärme system kommer temperaturerna i nätet bli lägre vilket lättare möjliggör implementeringen av mer prisvänliga tekniska system som kan omhänderta värmen, främst värmepumpar. I denna rapport undersöks det hur mycket energi som kan tillsättas fjärrvärm nätet (4GDH) från återvunnen restvärme samt hur det här nya värmesystemet kan upprättas. Frågeställningarna besvaras genom att framställa en systembeskrivning och beräkningsmodell för det nya systemet för restvärmeomhändertagning, vilket inkluderar komponenter som värmepumpar, ackumulator-tank och värmeväxlare. Systemet och beräkningsmodellen dimensioneras efter energiinnehållet på restvärmen som finns tillgänglig vid respektive industri. De två industrierna som undersöks är ett avloppsreningsverk och en biogasreningsanläggning. Slutligen har en investeringskalkyl och återbetalningstid för projektet skapats. Detta har möjliggjorts genom att anpassa verkliga produkter som baserats på systemets modellkomponenter.

Resultatet för denna avhandling är att det nya värmesystemet för att omhänderta restvärmen kan producera en årlig medelvärmeeffekt på 327 kW vid avloppsreningsverket och 476 kW vid biogasreningsanläggningen. COP-värdet för värmepumpsystemet vid avloppsreningsverket är 4,0 för perioden april-november och 3,6 för perioden december-mars. I biogasreningsanläggningen har värmepumpsystemet ett COP-värde på 3,8 konstant under året. De viktiga slutsatserna från arbetet är att lönsamheten för energieffektiviseringsåtgärderna beror i hög grad på elpriset i relation till priset på såld restvärme eftersom det är mycket betydande för hur stora inbetalningsöverskott investeringen ackumulerar under livslängden. Utifrån elprisprognoser från SBAB är en rimlig återbetalningstid för investeringen vid avloppsreningsverket 7,5 år och för biogasreningsanläggningen 2,2 år.

Nyckelord: Värmepump, Restvärme, Energieffektivisering

Författarens tack

Detta examensarbete har utförts på Institutionen för energivetenskaper vid Lunds Tekniska Högskola i samarbete med Malmberg i Åhus. Examensarbetet är en avslutande del i min civilingenjörsutbildning i maskinteknik och har utförts under höstterminen år 2022.

Jag vill rikta ett stort tack till Julia Mauritzon på Malmberg för hennes handledning, engagemang och bidrag med värdefull information. Jag vill även tacka de övriga ingenjörerna på Malmberg som jag kommit i kontakt med under hösten som välkomnat mig till deras arbetsplats och på olika sätt bidragit med sin kunskap om energibranschen.

Jag vill tacka min handledare på LTH Marcus Thern som varit hjälpsam och vägledande under arbetets gång.

Jag vill även tacka Stefan Blomqvist och Matilda Lundberg som hjälpt med att bifoga rådatan från de undersökta industrierna.

Erik Åsenryd
Institutionen för Energivetenskaper
Lunds tekniska högskola
Lund, Sverige
Januari 2023

Innehåll

Abstract	ii
Contents	iv
List of Figures	vii
List of Tables	ix
Förkortningar och terminologi	x
1 Introduktion	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Problematisering	2
1.3 Syfte	3
1.4 Frågeställningar	3
1.5 Avgränsningar	4
2 Teori	5
2.1 Värmepump	5
2.1.1 Kompressorprocessen	5
2.1.2 COP	7
2.1.3 Kopplingsalternativ	7
2.1.4 Driftstyper	9
2.2 Lagar och föreskrifter	10
2.3 Industrins roll i fjärrvärmenätet	11
2.4 Värmeväxlare	12
2.5 Payback-metoden	12
2.6 Ekvationer	12
3 Informationsinsamling	16
3.1 Energikartläggning	16
3.1.1 Avloppsreningsverk	16
3.1.2 Biogasreningsanläggning	16
3.2 Datainsamling	17
3.2.1 Avloppsreningsverk	17
3.2.2 Biogasreningsanläggning	18
3.3 Hantering av data för biogasreningsanläggningen	19

4	Systembeskrivning	24
4.1	Lågtempererad spillvärme	24
4.2	Högtempererad spillvärme	26
5	Beräkningsmodeller	28
5.1	Modell för värmepump	28
5.2	Modell för fjärrvärmväxlare	29
5.3	Modell för ackumulatortank	30
6	Resultat	32
6.1	Komponentval	32
6.1.1	Värmepumpar för avloppsreningsverket	32
6.1.2	Värmepumpar för biogasreningsanläggningen	38
6.1.3	Värmeväxlare	40
6.1.3.1	Avloppsreningsverket	40
6.1.3.2	Biogasreningsanläggningen	41
6.1.4	Akkumulatortank	42
6.2	Investeringskalkyl	42
6.2.1	Investeringskostnad för avloppsreningsverket	42
6.2.2	Investeringskostnad för biogasreningsanläggningen	45
7	Diskussion	47
7.1	Analys av resultat	47
7.2	Framtida möjligheter med värmepumpar i 5GDH	51
7.3	Potentiella utvecklingsområden för arbetet	51
8	Slutsats	53
A	Appendix A	54
B	Appendix B	57
	Litteraturförteckning	58

Figurer

2.1	Värmepumpens komponenter. [11]	5
2.2	Ts-diagram för en standard värmepump.	6
2.3	Värmepumpens energibalans.	6
2.4	Värmepumpens coefficient of performance (COP) som en funktion av temperaturskillnaden mellan varma och kalla sidan.	7
2.5	Seriekopplade värmepumpar. [16]	8
2.6	Parallellkopplade värmepumpar. [17]	9
2.7	Illustrerar de två flödenas temperaturer genom en motströmsvärmväxlare. [26]	12
3.1	Illustrerar värmväxlare 1 och dess kända komponenter.	19
3.2	Visar energiförändringen för biogasen till följd av att värmväxlare 1 upptagit en del av gasens energi.	20
3.3	Illustrerar värmväxlare 2 och dess kända komponenter. Grön symbol indikerar målvariablen.	20
3.4	Visar energiförändringen för biogasen till följd av att värmväxlare 2 upptagit en del av gasens energi.	21
3.5	Redovisar anläggningens nuvarande kylprocess.	22
4.1	Illustrerar vad systemet för restvärmeåtervinningen ska åstadkomma.	24
4.2	Illustrerar värmesystemet för att omhänderta lågtempererad restvärme vid avloppsreningsverket.	25
4.3	Illustrerar värmesystemet för att omhänderta restvärmen vid biogasanläggningen.	26
5.1	Illustrerar värmepumpens designparametrar.	28
5.2	Visar de ingående flödenas temperaturer genom värmväxlaren.	29
5.3	Visar förhållandet mellan temperaturen T_x och massflöde \dot{m}_2 för en värmeeffekt $Q=500$ kW.	30
5.4	Illustrerar ackumulatortankens in- och utgående vattentemperaturer.	31
6.1	Illustrerar kapacitetsdiagrammet för IVT Geo 280 värmepump.[31]	33
6.2	Värmepumpsinstallationens kapacitet jämfört med värmepumpsmodellen	34
6.3	Illustrerar biogasens energiförändring genom värmväxlaren för respektiva system.	38
6.4	Illustrerar värmeeffekten till ackumulatortanken i biogasreningsanläggningen. Blå linje motsvarar effektdelen från värmepumparna.	40
6.5	Visar relationen mellan \dot{m}_2 och T_x för de medelvärmeeffekter som beräknats för avloppsreningsverket.	41
6.6	Visar relationen mellan \dot{m}_2 och T_x för systemet i biogasreningsanläggningen.	42
6.7	Paybacktid för investeringen vid avloppsreningsverket med en kalkylränta på 4 %.	44

6.8	Paybacktid för investeringen vid biogasreningsanläggningen med en kalkylränta på 4 %	46
7.1	Paybacktid för investeringen vid avloppsreningsverket för de tre scenariona A, B och C.	48
7.2	Paybacktid för investeringen vid biogasreningsanläggningen för de tre scenariona A, B och C.	49
B.1	Elprisetsutveckling exklusive skatter enligt SCB. Datan gäller för typkunden som konsumerar 30000 kWh/år. [39] [40]	57
B.2	Fjärrvärmens prisutveckling. [41]	57

Tabeller

3.1	Data för vattenflödet vid avloppsreningsverket.	18
3.2	Beräknade medelvärden för VVX 1, baserat på timvärdena, för respektive storhet under den uppmätta perioden.	19
3.3	Beräknade medelvärden för VVX 2 i biogasreningsanläggningen. T2 är därefter beräknat med ekvation 7.	21
6.1	Geo 280s COP-värde för perioden december-mars.	35
6.2	Geo 280s COP-värde för perioden april-november.	36
6.3	Beräknade effekter för installationen av 5 stycken Geo280 under perioden april-november.	36
6.4	Sammanställning av resultatet vid avloppsreningsverket.	37
6.5	Sammanställning av resultatet vid biogasreningsanläggningen.	39
6.6	Initiella kostnader i samband med investeringen för värmesystemet i avloppsreningsverket.	43
6.7	Ytterligare kostnader under livslängden.	43
6.8	Exempeluträkning på det årliga inbetalningsöverskottet för värmesystemet i avloppsreningsverket.	44
6.9	Initiella kostnader i samband med investeringen för värmesystemet i biogasreningsanläggningen.	45
6.10	Ytterligare kostnader under livslängden.	45
6.11	Exempeluträkning på det årliga inbetalningsöverskottet för värmesystemet i biogasreningsanläggningen.	45
A.1	Värden beräknade från peace software. [30]	54
A.2	Givna storheter direkt från anläggningens mätdata.	54
A.3	Beräknade storheter för VVX1.	55
A.4	Beräknade storheter för VVX2.	56

Förkortningar och terminologi

4GDH	Fjärde generationens fjärrvärme
COP	Coefficient of performance
VVX	Värmeväxlare
Primär restvärme	Högtempererad restvärme som kan användas i fjärrvärmenätet direkt.
Köldbärare	Fluidflöde (ofta vatten) som avlämnar energi till värmepumpens förångare.
Värmebärare	Fluidflöde (ofta vatten) som upptar energi i värmepumpens kondensator.
Gråvatten	Bad-, disk- och tvättvatten.

Introduktion

1.1 Bakgrund

Energieffektivisering har blivit ett välbekant koncept inom både industri- och bostadssektor för att uppnå miljö- och klimatmål. Syftet med att minska energiförbrukningen är också starkt kopplat till lägre kostnader eftersom färre resurser används. Företag i allmänhet men framförallt industrier bör se dessa miljö- och klimatmål som en möjlighet att både värna om en hållbar framtid och sin ekonomi. De energieffektiviseringslösningar som utförts hittills har ofta fokuserat på den energiintensiva industrin med anledning av att åtgärderna varit mest lönsamma vid den här typen av industri [1]. Restvärmen befinner sig då ofta i det högre temperaturintervallet motsvarande över 90 °C vilket gör att den här s.k. primära restvärmen kan ledas ut på fjärrvärmenätet direkt [2]. Restvärme som befinner sig i det lägre temperaturintervallet (≤ 90 °C) är vanligt vid de småskaliga industrierna eftersom de sällan kräver högtempererad värme i sin verksamhet. För att omhänderta den lågtempererade restvärmen krävs vanligtvis en metod för att uppgradera energin och följaktligen ökar temperaturen på restvärmen. Ett exempel på en sådan här metod är värmepumpar. Energin från restvärmen som uppkommer vid de flesta industrier måste uppgraderas med värmepumpar för att bli användbar för uppvärmning och tappvarmvatten.

Idag kommer 8,2 % av Sveriges fjärrvärmemix från industriell restvärme men den kan bli högre om flera industrier utför effektiviseringsåtgärder [3]. År 2013 bedömde energimyndigheten att 50% av Sveriges restvärme omhändertogs och den största andelen kom från energiintensiv industri [1]. Småskalig industri som exempelvis reningsverk, livsmedelsproduktion och tillverkningsföretag har en lägre energiförbrukning och finns på flera platser i landet. Trots deras relativt låga energiförbrukning har de ofta en beaktansvärd mängd restvärme vilket sällan återanvänds idag på grund av ekonomiska skäl. I samband med energisystemets utveckling och värmepumpsteknikens minskade kostnader kan omhändertagandet av denna restvärme bli ekonomiskt lönsamt. Förutsättningarna i fjärrvärmesystemet idag gör det för dyrt att omvandla den lågkvalitativa värmen till användbar fjärrvärme för de industrier med låga kapital, men förutsättningarna är under utveckling. Fjärde generationens fjärrvärmesystem, vilket använder sig av lägre vattentemperaturer, är i utvecklings- och testfasen på olika platser i Europa vilket sannolikt kommer möjliggöra fler lösningar angående återvinning av restvärme. I en artikel från 2020 i Tidningen Energi intervjuas Sven Werner, professor i energiteknik och Helge Averbalk,

doktor i fjärrvärmeteknik angående det nya fjärrvärmesystemet. De menar på att det finns ekonomiska fördelar gällande värmeförseln till nätet. En befintlig anläggning inom solvärme eller värmepumpar kan ge högre kapacitet än idag och en nybyggnation av liknande anläggningar kan göras mindre till lägre kostnad och fortfarande få ut samma effekt [4]. Ett exempel på ett sådant här lågtemperaturnät är det nybyggda värmesystemet mellan forskningsanläggningen MAX IV och bostadsområdet Brunnsög i nordöstra Lund, Skåne. Den 65-gradiga restvärmen från forskningsanläggningen transporteras i kulvertar, liksom ett vanligt fjärrvärmesystem, till det nybyggda bostadsområdet vilket består av moderna och energieffektiva bostäder välanpassade för systemet. [5]

I det här arbetet antas det att ett fjärde generationens fjärrvärmenät finns tillgängligt. Detta innebär en vattentemperatur i framledning och returledning på 50°C respektive 20°C. Systemets funktionella princip bygger på de tekniska lösningar som beskrivs i rapporten *Novel low temperature heat distribution technology* författad av Sven Werner och Helge Averfalk. [6]

1.2 Problematisering

I syfte med att uppnå EU:s klimatmål har olika rapporter författats med anledning till att undersöka energianvändningen i samhället. En av dessa har titeln *Energieffektivisering av Sveriges industri* och är skriven som en del av Kungl. Ingenjörsvetenskapsakademiens (IVA) projekt ”Ett energieffektivt samhälle”. I arbetet har en del hinder identifierats som förklarar varför energieffektiverade lösningar inte genomförts i stor utsträckning inom industrisektorn. Två av dessa hinder är att kärnverksamheten prioriteras vilket leder till färre resurser till energiparandelösningar men även att kunskapen om energieffektivisering är undermålig [7]. För en mindre industri är dessa hinder utmärka sig tydligare eftersom de ofta har sämre finansiella hjälpmedel vilket påverkar möjligheten att undersöka olika effektiviseringsåtgärder. Således är det intressant att undersöka återvinningspotentialen för restvärme i den här typen av industri med tillgång till ett 4GDH system.

Potentialen att återanvända lågtempererad restvärme är högre för stora industrier. Ett exempel på detta är avloppsreningsanläggningen Ryaverket i Göteborg. Ryaverket omhändertog 369 000 kubikmeter vatten per dag under 2013-2015 vilket hade en medeltemperatur på 12 °C och med hjälp av industriella värmepumpar kunde de under året 2013 tillsätta 443 GWh värme in på det lokala fjärrvärmenätet [8][9]. Den här typen av lösningar är ovanliga vid

mindre industrier eftersom deras energiflöden är mycket lägre och följaktligen är inte en sådan värmepumpsinvestering vanligtvis ekonomiskt hållbar. I ett 4GDH system ökar möjligheten för småskaliga industrier att återanvända sin spillvärme bättre. Det är främst på grund av att kostnaden är lägre för värmepumpsteknik som ska producera värme på 50 °C jämfört med dagens fjärrvärmtemperaturer som är mellan 70-120 °C beroende på årstid och väder [10]. Dessutom blir värdet på COP högre vid lägre temperaturskillnader vilket innebär att mer värme produceras för samma mängd energi som driver kompressorn. Dessa faktorer gör investeringen i värmepumpar mer attraktiv.

1.3 Syfte

Syftet med arbetet är att undersöka hur värmepumpar kan använda spillvärme från industrilla processer för att producera användbar fjärrvärme i fjärde generationens fjärrvärmenät. Projektet inleds med en fältstudie hos två mindre industrier i Skåne län, ett avloppsreningsverk och en biogasreningsanläggning, där data insamlas. Industrierna har valts ut med avseende på deras variation av tillgång och temperatur på restvärmen vilket ska illustrera två olika typer av produktionsmönster restvärme har. Avloppsreningsverket har ett konstant flöde av lågtempererad restvärme och biogasreningsanläggningen har ett inkonstant flöde av både högtempererad och lågtempererad restvärme. Värmepumplösningens lämplighet undersöks hos respektive industri med avseende på typen av restvärme.

För att framställa den tekniska lösningen som ska omhänderta spillvärmen utförs arbetet i delmoment. I första delen framställs en energikartläggning av industrin som resulterar i att storleken på restvärmen blir känd vilket möjliggör att värmepumpsystemet kan dimensioneras korrekt. Därefter framställs ett underlag för hur den tekniska lösningen kan möjliggöras med tillhörande ritningar för flödesscheman. Slutligen undersöks investeringens ekonomiska hållbarhet genom en investeringskalkyl med payback-metoden.

1.4 Frågeställningar

- Hur mycket energi kan tillsättas fjärrvärmenätet med avseende på värmepumpens COP och den beskrivna beräkningsmodellen?

-
- Hur ser den tekniska lösningen ut för att åstadkomma värmeöverföring från restvärme till fjärrvärme?
 - Vad blir kostnaden för helhetslösningen och vad är dess återbetalningstid?

1.5 Avgränsningar

Rapporten kommer inte analysera implementeringen av 4GDH utan förutsätter att ett sådant system finns tillgängligt.

Teori

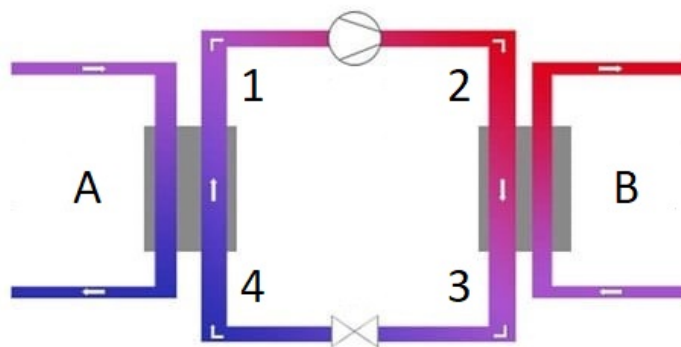
I detta kapitel belyses relevant information angående värmepumpens teknik och tillämpning för att omvandla restvärmen till användbar fjärrvärme. I avsnitt 2.2 ges en överblick av EU:s energieffektiviseringsdirektiv som belyser medlemsstaternas gemensamma mål angående energiminskning där värmepumpar kommer spela en viktig roll i framtiden. I avsnitt 2.3 undersöks industrins roll i fjärrvärmenätet med anledning av att visa på restvärmens potential. I avsnitt 2.4 beskrivs kortfattat värmeväxlarens princip som används vid modellberäkningarna för värmesystemet. I avsnitt 2.5 introduceras payback-metoden vilket används för att beräkna investeringens lönsamhet.

2.1 Värmepump

I delkapitlen nedan beskrivs de centrala delarna kring den teknik värmepumpen bygger på, hur flera värmepumpar kan kopplas samman och hur valet av driftlösning kan väljas.

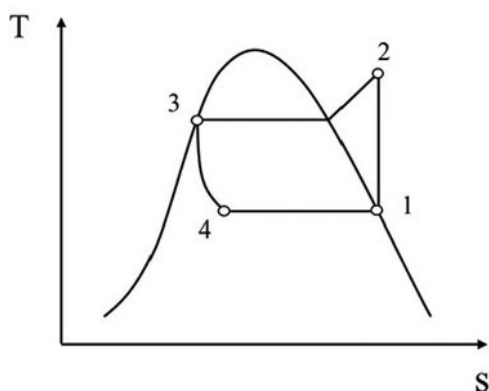
2.1.1 Kompressorprocessen

En värmepump är en anordning som flyttar värme från en plats till en annan. Mekanismen som värmepumpen använder kallas kompressorprocessen vilket är uppbyggt av fyra komponenter: förångare, kompressor, kondensator och expansionsventil. I figur 2.1 nedan är målet för värmepumpen att flytta energi från punkt A (kalla sidan) till punkt B (varma sidan) och detta utförs via ett köldmedium vilket cirkulerar i ett slutet system som går igenom de fyra komponenterna.

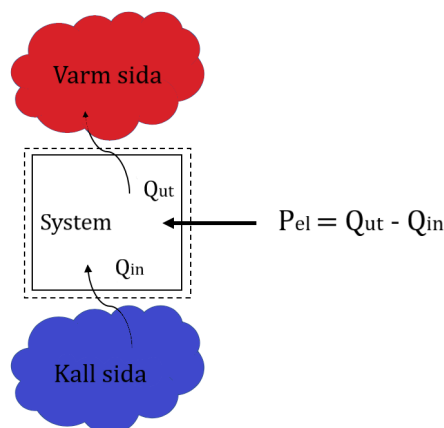


FIGUR 2.1: Värmepumpens komponenter. [11]

Värmeutbytet mellan det kalla flödet och köldmediet sker i förångaren ($4 \rightarrow 1$) via en värmeväxlare och illustreras i figur 2.1. Köldmediets entropi ökar men behåller sin temperatur vilket innebär att fasomvandling sker och i detta fall går köldmediet från vätskeform till gasform, se figur 2.2. Därefter komprimeras gasen i kompressorn ($1 \rightarrow 2$) vilket leder till att temperaturen ökar på köldmediet [12]. Ju högre temperatur som ska uppnås desto högre tryck krävs vilket följaktligen sätter hårda hållfasthetskrav på tryckkammaren. Den varma och komprimerade gasen leds sedan till en kondensör ($2 \rightarrow 3$) och avger där sin värme till ett separat vattenflöde som cirkulerar i värmesystemet. I ett hus är detta värmesystem både varmvattnet för radiatorer och golvvärme samt tappvarmvatten till kran och dusch. Efter att köldmediet avgett sin värme kondenseras det till vätskeform [12]. I detta steg kan underkylning vara önskvärt vilket minskar ånghalten efter expansionsventilen och följaktligen kan mer värme upptas i förångaren eftersom mer köldmedium finns att förånga [13]. I figur 2.2 nedan illustreras underkylning med att punkt 3 förflyttas längs med tryckkurvan mot temperatur-axeln. För att påbörja processen om igen måste trycket på köldmediet sänkas. Detta utförs av expansionsventilen ($3 \rightarrow 4$) som även har i uppgift att styra flödet av köldmediet till förångaren. Rätt flöde av köldmedium resulterar i att punkt 4 i figur 2.2 ligger så nära mättnads linjen som möjligt, vilket betyder att allt köldmedium efter expansionsventilen skall befinna sig i vätskeform. Punkt 4 kan enbart ligga på mättnads linjen om underkylning skett i kondensorn innan. I figur 2.2 nedan har inte underkylning inträffat, vilket resulterar i att punkt 4 ligger i den ”mixade” zonen och köldmediet befinner sig i både vätske- och gasform.



FIGUR 2.2: Ts-diagram för en standard värmepump.



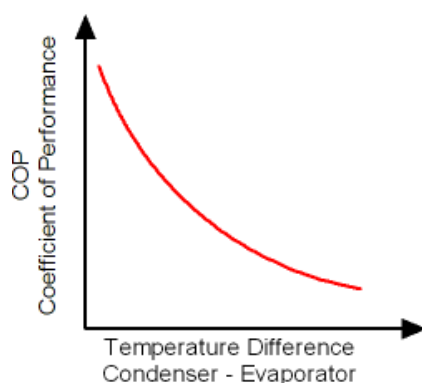
FIGUR 2.3: Värmepumpens energibalans.

I figur 2.3 illustreras energibalansen från en värmepumpscykel. Från den kalla sidan överförs energi (Q_{in}) till systemet och med hjälp av elektrisk energi (P_{el}) som tillförs kompressorn, avges värme (Q_{ut}) till den varma sidan. Följaktligen är summan av Q_{in} och P_{el} alltid lika med Q_{ut} .

I resterande del av rapporten kommer termen Q_{in} växlas med termen $Q_{förångare}$ men det har samma betydelse. Detta gäller även för Q_{ut} och $Q_{kondensator}$.

2.1.2 COP

Värmepumpar kan arbeta under olika driftförhållanden men de är oftast designade utifrån en specifik arbetspunkt och specifikationen för värmepumpen är angivna vid denna designpunkt i databladet. En viktig aspekt av värmepumpens specifikation från databladet är COP-värdet. COP_h är ett värde som beskriver hur mycket värmeenergi som produceras av värmepumpen när 1 enhet elenergi förbrukas av pumpen. Den maximala teoretiska verkningsgraden kan uttryckas som $COP_{h,max} = T_h / (T_h - T_c)$ vilket innebär att värmepumpar arbetar bäst vid låga temperaturskillnader mellan kalla och varma sidan. I figur 2.4 illustreras värdet på COP som en funktion av temperaturskillnaden mellan varma och kalla sidan i värmepumpen. [14]



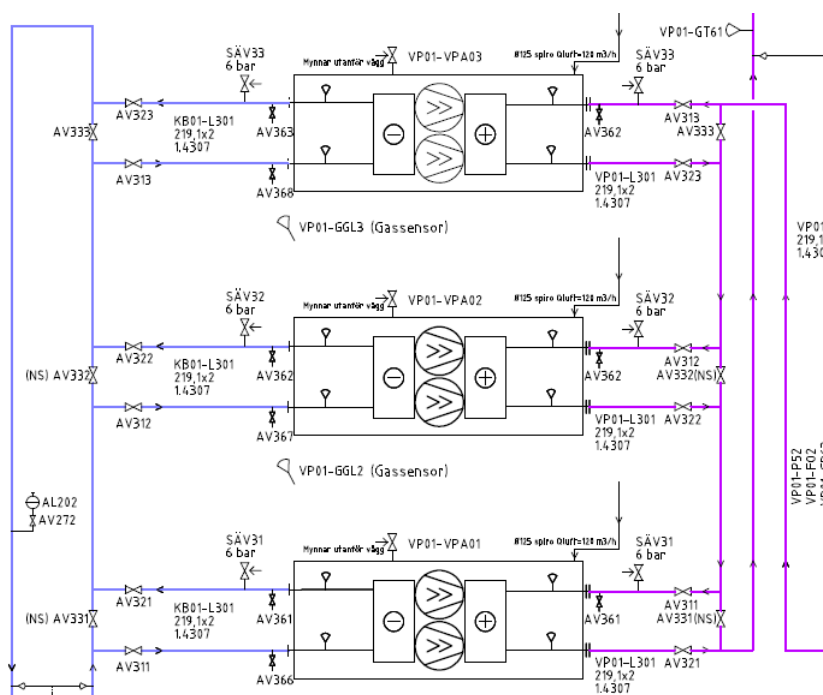
FIGUR 2.4: Värmepumpens coefficient of performance (COP) som en funktion av temperaturskillnaden mellan varma och kalla sidan.

2.1.3 Kopplingsalternativ

Värmepumpar kan kopplas samman på olika sätt med avseende på värmebehovet och de två huvudtyperna är seriekoppling och parallellkoppling. **Seriekoppling** utförs oftast när värmepumparna behöver åstadkomma en stor temperaturhöjning på kondensvattnet. En värmepump kan producera varmvatten mellan 35-70 grader vilket är tillräckligt varmt för de flesta behov för uppvärmning och tappvarmvatten i ett hem [15]. Om det är nödvändigt med högre temperaturer på vattnet, exempelvis för att sälja värme till dagens fjärrvärmenät, måste de seriekopplas. Inkommande köldbärare kyls ned gradvis genom varje förångare samtidigt som temperaturen på värmebäraren ökar i respektive kondensator. Således arbetar respektive värmepump vid olika temperaturer på

in- och utflöden vilket gör att värmepumparna arbetar vid olika driftpunkter och olika COP-värden. Detta ställer ofta högre krav på systemets styrning jämfört med parallellkoppling.¹

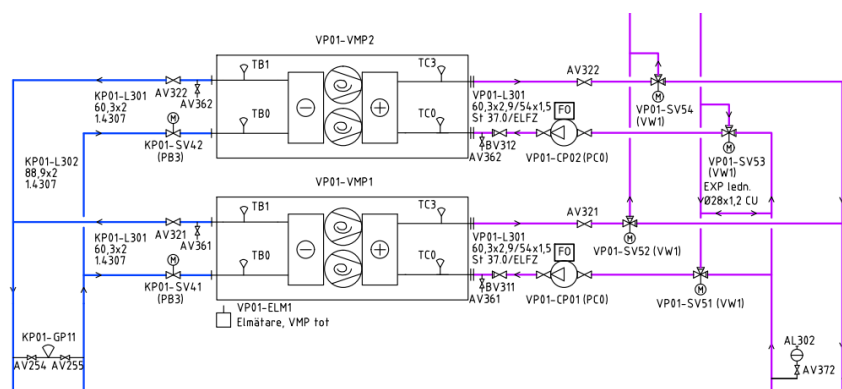
I figur 2.5 visas ett system som återfinns i en tillverkningsindustri där värmesystemet har utformats för att omhänderta spillvärme från maskiner och processer som sedan leds till tre seriekopplade värmepumpar. Energin överförs sedan till ett separat varmvattensystem i anläggningen vilket kan värma fjärrvärmevattnet vid behov.



FIGUR 2.5: Seriekopplade värmepumpar. [16]

Parallellkoppling är användbart när flödet på köldbäraren är mycket hög och ej kan hanteras av en enskild värmepump eller om energinnehållet i köldbäraren är för stort för den valda värmepumpsmodellen. Värmepumpen måste kunna producera värmesystemets måltemperatur ensam, annars krävs seriekoppling som tidigare. Vid parallellkoppling arbetar värmepumparna vid samma driftpunkt vilket är fördelaktigt ur en synpunkt gällande hur systemet ska styras. Vid dimensionering av värmesystem i exempelvis större fastigheter parallellkopplas ofta värmepumpar för att respektive värmepump ska arbeta utifrån samma förutsättningar.¹ I figur 2.6 visas ett värmesystem som har parallellkopplade värmepumpar.

¹Samtal med processingenjör Julia Mauritzon på Malmberg, 14 oktober 2022.



FIGUR 2.6: Parallellkopplade värmepumpar. [17]

2.1.4 Driftstyper

Det finns två typer av driftlösningar angående hur värmepumpen arbetar i ett värmesystem och de har sina fördelar och nackdelar. För att beskriva skillnaderna mellan lösningarna utgår detta avsnitt från en bostads uppvärmningssystem.

Fast kondensering syftar till att värmepumpen ska jobba utifrån att hålla en konstant temperatur i en tank. Temperatursensorn är belägen i nedre delen eller i mitten av tanken för att säkerställa att en större del av tanken håller den angivna temperaturen. När det sedan finns ett uppvärmningsbehov tappas varmvatten ut från tanken och leds bort till element och golvvärme. Därefter återcirkulerar det något kallare vattnet till tanken vilket sänker tankens totala temperatur. När temperaturen differentierar från den designade ändras frekvensen på cirkulationspumpen vilket påverkar massflödet genom värmepumpen. En låg temperatur i tanken sänker frekvensen i pumpen vilket minskar massflödet på vattnet genom kondensorn och detta resulterar i att vattnet kommer ur kondensorn med en högre temperatur än tidigare. Detta styrsystem är viktigt för att principen för fast kondensering ska fungera korrekt. Denna lösning är stabil men inte optimerad efter uppvärmningsbehovet i bostaden. [18]

Flytande kondensering innebär att värmepumpen styrs av den faktiska rumstemperaturen direkt vilket är en mer energioptimerad lösning. När det blir för kallt i bostaden skickar givaren i rummet en signal till värmepumpen som då startas. Varmvattnet som värmepumpen producerar skickas ut till radiatorer och golvvärmeslingor som sedan återcirkulerar till värmepumpen. Den här typen av lösning passar bäst när värmepumparna inte behöver köra mot en specifik temperatur. [18]

2.2 Lagar och föreskrifter

EU:s energieffektivitetsdirektiv startade 2012 och ställde krav på att medlemsländerna skulle minska sin energiförbrukning på nationell nivå. Målet sattes till en minskning på 20% fram tills 2020 men direktivet har uppdaterats vid en del tillfällen sedan dess. Det mest aktuella direktivet kräver en minskning av primär och slutlig energianvändning på 39% respektive 36 % samt att EU:s växthusgasutsläpp ska minska med 55% till 2030 jämfört med 1990 års nivåer. Enligt direktivet skulle EU-länderna också vidta åtgärder för att minska sin årliga energiförbrukning med i genomsnitt 4,4 % fram till 2030. Direktivet som är EU:s plan för en grön omställning kallas för 55%-paketet och publicerades i juli 2021. [19]

I samband med Ryssland invasion av Ukraina våren 2022 publicerade Europeiska kommissionen planen REPowerEU som syftar till att snabbt minska beroendet av Rysslands fossila bränslen. Planen är en utveckling av 55%-paketet och dess grundpelare bygger på att spara energi, producera mer förnyelsebar energi och diversifiera EU:s energilagrar. Förslagen som syftar till att spara energi fokuserar på två strategier: stärka strukturförändringarna med energieffektivitetsåtgärder på medellång till lång sikt och uppnå energibesparingar i närtid genom beteendeförändringar. För denna rapport är det mest intressant att undersöka innehållet på den förstnämnda strategin som bland annat innebär att målet i energieffektivitetsdirektivet höjs från 9 % till 13 % [20]. Det korrigerade målet baseras på de uppdaterade modeller gällande effekterna av utfasningen av beroendet av ryska fossila bränslen kombinerat med högre mål för förnybar energi. I strategin föreslår EU kommissionen även att medlemsstaterna bör utnyttja stödåtgärder och andra energiprissättningsåtgärder som exempelvis sänkt moms på högeffektiva uppvärmningssystem och isolering i byggnader vilket uppmuntrar byte till värmepumpar och effektivare apparater. [21] I förslagen angående produktion av mer förnyelsebar energi återkommer värmepumparnas angelägenhet i energisystemet. EU har som mål att fördubbla installationstakten för värmepumpar under de kommande fem åren vilket motsvarar totalt 10 miljoner nya enheter. Utbyggnaden och integreringen av storskaliga värmepumpar är viktig och EU kommissionen anser att medlemsstaterna kan påskynda processen genom att utveckla och modernisera fjärrvärmesystemen samt utnyttja industrivärme när den finns tillgänglig. [21]

2.3 Industrins roll i fjärrvärmenätet

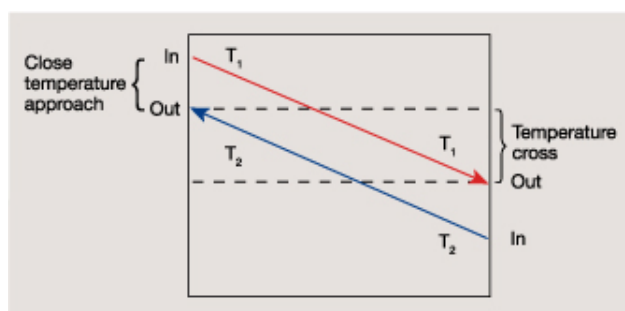
År 2020 förbrukades 136 TWh i Sveriges industrisektor vilket motsvarar 38% av landets totala energianvändning. Denna energimängd kommer främst ifrån bibränslen (59 TWh) följt av el (47 TWh), kol/koks (12 TWh), petroleumprodukter (8 TWh), naturgas (4 TWh), fjärrvärme (3 TWh) och övriga bränslen (3 TWh) [22]. År 2021 bestod Sveriges fjärrvärmemix av 8,2 % industriell restvärme vilket motsvarar 5 TWh [3]. Följaktligen är industrisektorn en aktör som tillför fjärrvärmenätet mer energi än vad de konsumerar. Den trend som pågått de senaste 40 åren är att industrins konsumtion av fjärrvärme varit oföränderlig kring 3-4 TWh/år samtidigt som fjärrvärmeverkens energiproduktion dubblerats till följd av dess ökande efterfrågan i energisystemet [22][23]. Inget visar på att trenden kommer förändras och industriell restvärme som säljs till fjärrvärmenätet kommer fortsätta vara större än vad industrins behov av inköpt fjärrvärme är. När det dessutom införs fler effektiviseringsåtgärder hos industrier som för tillfället inte säljer restvärme kommer behovet för primärenergi hos fjärrvärmeverken minska och andelen restvärme i fjärrvärmenätet kommer öka från nivån 2021.

Med hänsyn till utvecklingen av industrins roll i fjärrvärmenätet och de lagar som införts kring energieffektivisering under de senaste åren är en slutsats att spillvärmens har en enorm potential som till stor del är oanvänd. Om det dessutom införs ett lågtempererat fjärrvärmenät kan restvärmens användas betydligt mer. I rapporten *Analys av 4e generationens fjärrvärmeteknik jämfört med 3e generationens* utförd av Energiforsk, beskrivs det att det framtida lågtempererade fjärrvärmenätet har en mycket bättre förutsättning att använda restvärmekällor med låg temperatur som exempelvis avloppsvatten, tunnelbanor och kylprocesser [24].

Stora delar av den svenska industrin byggdes under 60- och 70-talet och står därmed inför ett moderniseringsbehov. Detta genererar ett tillfälle där det finns stora möjligheter att öka energieffektiviteten vid större re-investeringar och ombyggnationer. De största förbättringarna sker dock oftast när en helt ny process eller anläggning planeras, konstrueras och optimeras utifrån den senaste kunskapen [22]. När 4GDH byggs ut i större omfattning är det därför viktigt att industrier som producerar lågtempererad spillvärme är medvetna om de nya möjligheterna som finns i samband med att upprätta en process som tar tillvara på restvärmens.

2.4 Värmeväxlare

I beräkningarna för modellen av värmeväxlaren används en motströms plattvärmeväxlare eftersom de ofta har bättre termisk längd än andra alternativ [25]. Detta innebär bland annat att de kan överföra värme bra vid låga temperaturskillnader mellan varmaste punkt i respektive flöde. Enligt Alfa Laval kan plattvärmeväxlare idag fungera väl ned till en temperaturskillnad på 2 grader mellan varmaste punkt i respektive flöde [26].



FIGUR 2.7: Illustrerar de två flödenas temperaturer genom en motströmsvärmeväxlare. [26]

2.5 Payback-metoden

Paybackmetoden är en typ av kalkylmetod som används vid investeringsbeslut. Metoden syftar till att beräkna tiden det tar för investeringen att betala av sig själv. De totala inbetalningsöverskotten summeras år för år och vid en viss tidpunkt har de ackumulerats till grundinvesteringens kostnad. Paybacktiden beräknas med ekvation 19 där CF_0 är investeringskostnaden vid start, CF är det årliga inbetalningsöverskottet och r är kalkylräntan. [27]

2.6 Ekvationer

$$Q_f + P_{el} = Q_k \quad [W] \quad (1)$$

$$Q_f = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T_f \quad [W] \quad (2)$$

$$P_{el} = \frac{Q_f}{COP_h - 1} \quad (3)$$

$$COP_h = \frac{Q_k}{P_{el}} \quad (4)$$

där:

Q_f = effekt som upptas av förångare.

P_{el} = eleffekt som värmepumpen förbrukar.

Q_k = effekt som avges vid värmepumpens kondensor.

\dot{m}_f = massflöde på köldbärare.

C_p = specifik värmekapacitet på köldbärare.

ΔT_f = temperaturdifferens på köldbäraren före och efter förångaren.

COP_h = värmepumpens coefficient of performance.

$$Q_{V VX, tot} = \dot{m}_{biogas} \cdot C_{p, biogas} \cdot \Delta T_{biogas} + \dot{m}_{vattenånga} \cdot \Delta h_v \quad (5)$$

$$Q_{V VX, biogas} = \dot{m}_{biogas} \cdot C_{p, biogas} \cdot \Delta T_{biogas} \quad (5a)$$

$$Q_{V VX, vattenånga} = \dot{m}_{vattenånga} \cdot \Delta h_v \quad (5b)$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{V}_{biogas} (\text{vol}\%_{CH_4} \cdot \rho_{CH_4} + \text{vol}\%_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2}) \quad (6)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_c} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (7)$$

$$C_{p, mix} = \sum_{i=1}^n y_i C_{pi} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{vattenånga} = \dot{m}_{tot} \cdot \frac{m_v}{m_b} \quad (10)$$

$$Q_{V VX, kondensering} = \frac{\dot{m}_{vattenånga}}{3600} \cdot \Delta h_v \quad (11)$$

där:

$Q_{V VX, biogas}$ = effekt som biogasen avger genom värmeväxlare.

\dot{m}_{tot} = massflöde av fuktig biogas.

$C_{p, biogas}$ = specifik värmekapacitet på biogasen.

ΔT_{biogas} = temperaturdifferens på biogasen före och efter värmeväxlare.

$\dot{m}_{vattenånga}$ = massflöde av vattenånga.

Δh_v = förångningsentalpi för vattenånga.

\dot{V}_{biogas} = normalvolymflöde av biogas vid 0 °C och 1 bar.

$\text{vol}\%_{CH_4}$ = Volymprocent metan i biogasen.

ρ_{CH_4} = densitet för metan.

$\text{vol}\%_{CO_2}$ = Volymprocent koldioxid i biogasen.

ρ_{CO_2} = densitet för koldioxid.

T_2 = Temperatur på biogasen efter komprimering.

T_1 = Temperatur på biogasen innan komprimering.

η_c = isentropisk verkningsgrad för kompressionen.

P_2 = Trycket på biogasen efter komprimering.

P_1 = Trycket på biogasen innan komprimering.

γ = Kvoten mellan specifik värmekapacitet vid konstant tryck och specifik värmekapacitet vid konstant volym.

$C_{p_{mix}}$ = Specifik värmekapacitet för en gasblandning av ideala gaser.

y_i = volymandel av ideal gas i.

C_{p_i} = specifik värmekapacitet av ideal gas i.

$\frac{m_v}{m_b}$ = kg vatten per kg torr biogas. Kallas även fuktighetsgrad.

$Q_{VvX,kondensering}$ = effekt som vattenångan avger vid kondensering.

Ekvationerna 12-17 nedan är från boken Thermodynamics: An Engineering Approach. [28]

$$\omega = \frac{m_v}{m_b} \quad [\text{kg vatten/kg torr biogas}] \quad (12)$$

$$\Phi = \frac{m_v}{m_g} \quad [\text{faktisk vattenmängd/maximal vattenmängd}] \quad (13)$$

Vid ideal gasblandning är detta lika med förhållandet mellan vattnets faktiska partialtryck, P_v , och vattnets mättnadstryck vid ifrågavarande temperatur, $P_g = P_{sat}@T$.

$$\Phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v}{P_g} \quad (14)$$

$$P_{tot} = P_b + P_v \quad (15)$$

$$PV = mRT \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} P_v V = m_v R_v T \\ P_b V = m_b R_b T \end{array} \right\} \rightarrow \frac{P_v}{P_b} = \frac{R_v m_v}{R_b m_b} = \frac{R_v}{R_b} \omega = \frac{M_b}{M_v} \omega \quad (16)$$

$$\omega = \frac{M_v P_v}{M_b P_b} = \frac{M_v P_v}{M_b (P - P_v)} = \frac{M_v P_g}{M_b (P - P_g)} \quad (17)$$

$$M_b = \text{vol}\%_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + \text{vol}\%_{CO_2} \cdot M_{CO_2} \quad (18)$$

där:

ω = fuktighetsgrad

Φ = relativ fuktighet.

P_v = Partialtryck för vatten vid ifrågavarande temperatur.

P_g = Mättnadstryck för vatten vid ifrågavarande temperatur.

P_{tot} = Summan av biogasens tryck och vattenångans partialtryck.

M_b = Molmassa för biogas.

M_v = Molmassa för vatten.

M_{CH_4} = Molmassa för metan.

M_{CO_2} = Molmassa för koldioxid.

$$T = -\frac{\ln(1 - \frac{CF_0}{CF}r)}{\ln(1 + r)} \quad (19)$$

där:

T = återbetalningstiden i år.

CF_0 = grundinvestering.

CF = årligt inbetalningsöverskott.

r = kalkylränta.

Informationsinsamling

Informationsinsamlingen utfördes i tre delmoment: först gjordes en enkel energikartläggning, därefter en datainsamling och till sist datahantering. I fältstudien undersöks två mindre industrier i Skåne län, ett avloppsreningsverk och en biogasreningsanläggning. De har valts ut med avseende på deras variation av tillgång och energiinnehåll på restvärme.

3.1 Energikartläggning

Besöket hos industrin börjar med att samtala med deras representant eller insatt processingenjör för anläggningen hos Malmberg, för att få en bättre förståelse om industrins energiflöden. Diskussionen har som mål att få en muntlig överenskommelse angående vilka insatser för att omhänderta spillvärmen som har bäst förutsättning att lyckas. För att tolka informationen tydligare utgår samtalet ifrån följande frågor.

- Var i processen försvinner det energi som kan återanvändas?
- Hur stor är denna energi och vilken temperatur har den?

3.1.1 Avloppsreningsverk

Till reningsverket inkommer det ett konstant vattenflöde från avloppen som behöver renas och efter reningsprocessen transporteras vattnet ut i havet eller närliggande vattendrag. Vattenflödet som renats innehar en viss energimängd som delvis kommer från värmeproduktionsanläggningar i form av gråvatten. Sedan blandas gråvattnet med regnvatten och renas i anläggningen². Med hjälp av en värmepump kan denna energi förflyttas och användas till något bättre. Förutsättningarna för att implementera värmepumpslösningar vid ett reningsverk är goda då värmepumpar arbetar bra vid konstanta flöden.

3.1.2 Biogasreningsanläggning

Biogasreningsanläggningen har projekterats av Malmberg vilket gör att de har information angående anläggningens energiflöden. Malmberg har även tillgång till de datavärden på biogasen som krävs för att beräkna restvärmens storlek. Samtalet angående energikartläggningen vid

²Samtal med Stefan Blomqvist, VA-chef på Simrishamns kommun, 20 September 2022.

industrin utförs med Matilda Lundberg som är insatt processingenjör för anläggningen. Lundberg förklarar att innan biogasreningsprocessen påbörjas måste först gasen komprimeras. Detta är till följd av reningsprocessens utformning. Komprimeringen resulterar i en ökad temperatur på gasen vilket måste kylas bort innan gasen förs in i reningskammaren. Värmen som kyls bort upptas av ett vattenflöde via en värmeväxlare och vattenflödet leds bort till anläggningens kylsystem där energin fläktas ut till utomhusluften³. Produktionen av restvärme i biogasreningsanläggningen är helt beroende av reningsprocessens driftsperiod. Således blir flödet av restvärme okontinuerligt till värmepumpen vilket är mindre fördelaktigt. För att besvara den andra frågan som energikartläggningen utgår ifrån krävs djupare analys av de båda industriernas energiflöden.

3.2 Datainsamling

I det här avsnittet presenteras den data som arbetet utgår ifrån. Datan för avloppsreningsverket innehåller värden på flöde och temperatur på det reade vattnet vilket är tillräcklig information för att restvärmens storlek ska bli känd. Datan för biogasreningsanläggningen innehåller värden på temperatur, tryck, volymflöde, gaskomposition vilket gör att biogasens energiinnehåll kan beräknas. Energiinnehållet jämförs innan och efter en kylningsprocess av biogasen och därmed blir energidifferensen känd. Storleken på energidifferensen är lika med restvärmens energiinnehåll.

3.2.1 Avloppsreningsverk

Om restvärmens storlek ska bli känd behöver både temperatur och volymflöde på avloppsvattnet dokumenteras. I reningsverket återfinns mätinstrument som mäter dessa storheter i mynningen på vattenflödet. Följaktligen behöver ingen extern mätning ske. Datan dokumenteras av anläggningens driftpersonal en gång per timme och därefter omvandlas det till ett medelvärde för månaden, se tabell 3.1.

³Samtal med Matilda Lundberg, processingenjör på Malmberg, 19 Oktober 2022.

TABELL 3.1: Data för vattenflödet vid avloppsreningsverket.

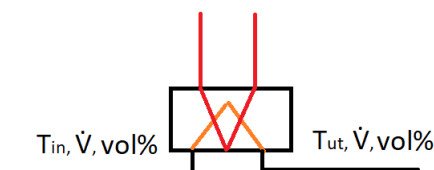
Månad	Medeltemperatur [°C]	Flöde [m ³ /h]
Januari	8.2	70
Februari	7.4	70
Mars	7.3	70
April	8.6	60
Maj	12.7	40
Juni	13	35
Juli	18.6	30
Augusti	18.4	25
September	16.6	20
Oktober	14	50
November	11.9	60
December	9.4	90

3.2.2 Biogasreningsanläggning

Vid biogasreningsanläggningen kyls biogasen i två omgångar via värmeväxlare innan reningsprocessen påbörjas. Behovet för kylningen är till följd av att gasen behöver komprimeras till ett övertryck på cirka 6,7 bar för att reningsprocessen ska fungera korrekt. Komprimeringen leder till att gasens temperatur ökar vilket är en effekt av termodynamikens lagar. Den varma gasen behöver kylas ned till cirka 12 °C innan den leds in i reningskammaren. Energin som lämnar gasen absorberas av ett vattenflöde via en värmeväxlare och förs bort till anläggningens kylsystem. För detta flöde dokumenteras temperatur och volymflöde ej i tillräcklig utsträckning för att beräkna den totala effekten som förs bort. De mätsystem som finns tillgängliga reglerar flöde och temperatur till kylmaskinen vilket styr processen så att kylvattnet som lämnar maskinen är inom godkänt temperaturområde. Konsekvensen av detta är att den totala effekten som kyla bort från biogasen beräknas enklast genom att undersöka biogasens energiinnehåll innan och efter värmeväxlarna. Mätdata som undersöks för ändamålet är: biogasens temperatur, volymflöde, tryck och komposition vilket loggas en gång i timmen dygnet runt. Perioden som undersöks i denna studie är 12 juli - 19 oktober 2022. Perioden har kontrollerats och är väl representerad för helårets produktionshastighet.

3.3 Hantering av data för biogasreningsanläggningen

Datan för biogasreningsanläggningen innehåller värden på biogasens volymflöde, temperatur, tryck och komposition. All nödvändig data för att beräkna energiupptaget i värmväxlare 1 (VVX1) finns tillgänglig direkt i datadokumentet och visas i tabell 3.2. Resterande värden som behövs för att beräkna energiinnehållet, som specifik värmekapacitet och densitet för respektive gas hämtas från relevanta källor. Samtliga beräkningar angående biogasens avgivna energi genom värmväxlarna redovisas i appendix A. Enheten på flödet i tabell 3.2 är *normalkubikmeter per timme* och innebär att flödet anges för gasens normaltillstånd. I detta fall är normaltillståndet 0 °C och 1 bar.

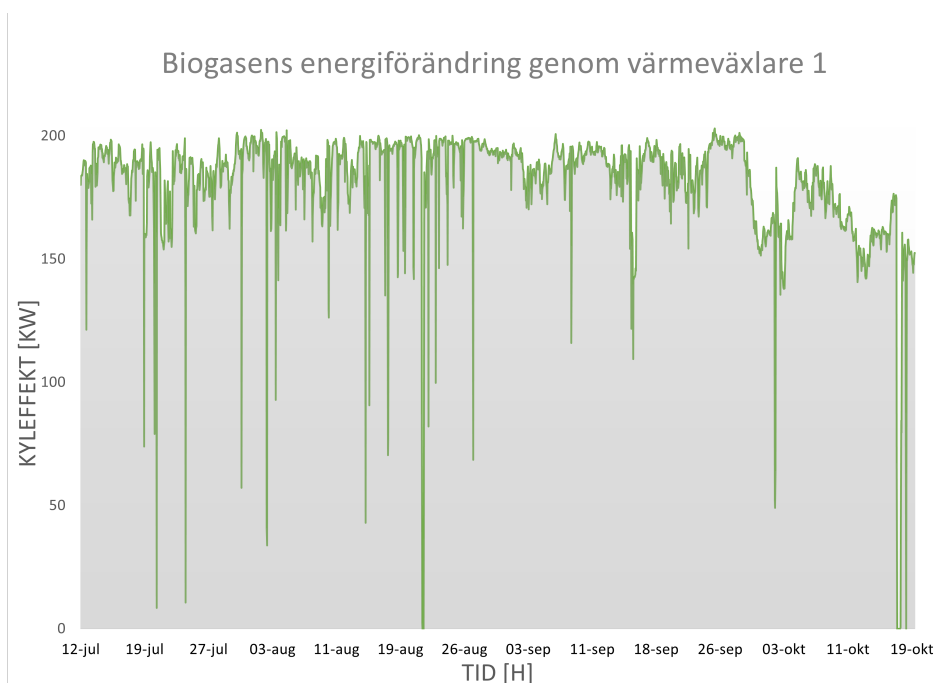


FIGUR 3.1: Illustrerar värmväxlare 1 och dess kända komponenter.

TABELL 3.2: Beräknade medelvärden för VVX 1, baserat på timvärdena, för respektive storhet under den uppmätta perioden.

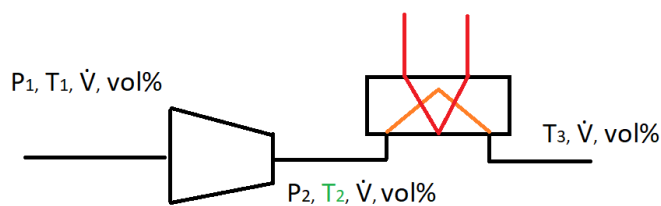
T_{in} [°C]	\dot{V} [Nm ³ /h]	$vol\%_{metan}$	$vol\%_{koldioxid}$	T_{ut} [°C]
115	2433	0,524	0,476	12

Biogasens energiförändring genom värmväxlare 1 visas i figur 3.2. Utifrån figuren kan produktionshastighetens mönster urskiljas. Om ingen energiförändring sker över värmväxlaren står produktionen still. Medelvärdet för biogasens energiförändring genom VVX 1 är 177,7 kW och består av två delar. En del kommer från biogasens minskade entalpi och en del kommer från den kondenseringsenergi som uppstår när vattenångan i flödet kondenserar. Den energi som kommer från biogasens entalpiförändring i det första kylningssteget (VVX1) kan beräknas med värdena i tabell 3.2 och används i ekvation 5a. Den energi som kommer från kondenseringen beror på biogasens vatteninnehåll och dagtemperatur. Kondenseringsenergin beräknas med ekvation 5b. Beräkningarna visas utförligt i appendix A.



FIGUR 3.2: Visar energiförändringen för bigasen till följd av att värmeväxlare 1 upptagit en del av gasens energi.

Energiupptaget i värmeväxlare 2 (VVX2) beräknas med samma metod som för VVX1 men då temperaturen in till värmeväxlaren, T_2 , inte dokumenteras direkt av anläggningens mätinstrument måste denna temperatur beräknas via termodynamiska förhållanden. Detta utförs genom att analysera biogasens komprimering i steget innan värmeväxlaren, se figur 3.3. Den data som finns tillgänglig för kompressorsteget är P_1 , P_2 , T_1 . Resterande värden som den isentropiska exponenten, $C_P/C_V = \gamma$, och densitet hämtas från relevanta källor. Kompressorns isentropiska verkningsgrad antas vara 0,8 då det är en kolvkompressor [29]. T_2 kan därefter beräknas enligt ekvation 7.



FIGUR 3.3: Illustrerar värmeväxlare 2 och dess kända komponenter. Grön symbol indikerar målvariabeln.

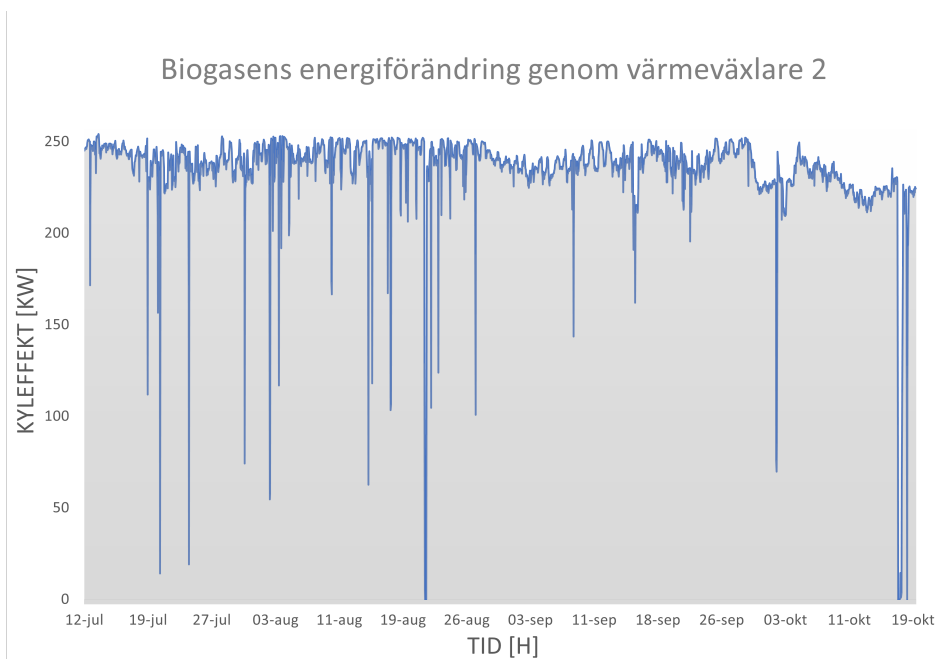
I figur 3.3 illustreras de kända parametrarna med svart text och den okända parametern med grön text. T_2 är den målvariabel som behöver beräknas för att gasens energiförändring genom

VVX2 ska bli känd. Medelvärdena för perioden visas i tabell 3.3 nedan och trycken är angivna som övertryck. Notera att volymflödet är större genom VVX2 än VVX1 på grund av återcirkulering.

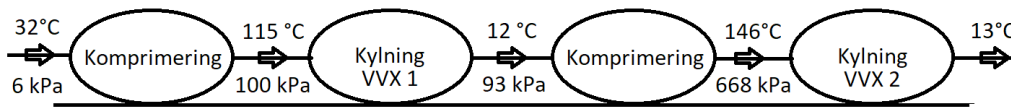
TABELL 3.3: Beräknade medelvärden för VVX 2 i biogasreningsanläggningen. T2 är därefter beräknat med ekvation 7.

P1 [kPa]	T1 [°C]	P2 [kPa]	T2 [°C]	T3 [°C]	\dot{V} [Nm ³ /h]	vol% <i>metan</i>	vol% <i>koldioxid</i>
93	12	668	146	13	3447	0,52	0,48

Biogasens energiförändring genom värmeväxlare 2 visas i figur 3.4. Utifrån figuren kan produktionshastighetens mönster urskiljas. Om ingen energiförändring sker över värmeväxlaren står produktionen still. Medelvärdet för biogasens energiförändring genom VVX2 är 235,4 kW och består av samma komponenter som energiförändringen för VVX1. Den energi som kommer från biogasens entalpiförändring i det andra kylningssteget (VVX2) kan beräknas med värdena i tabell 3.3 och används i ekvation 5a. Den energi som kommer från kondenseringen beror på biogasens vatteninnehåll och dagtemperatur som tidigare. Kondenseringsenergin beräknas med ekvation 5b. Beräkningarna visas utförligt i appendix A.



FIGUR 3.4: Visar energiförändringen för biogasen till följd av att värmeväxlare 2 upptagit en del av gasens energi.



FIGUR 3.5: Redovisar anläggningens nuvarande kylprocess.

I figur 3.5 redovisas de nuvarande förutsättningarna i biogasanläggningen. Övertrycket på biogasen startar vid 6 kPa och efter komprimeringen skapas ett övertryck på 100 kPa vilket resulterar i en temperaturökning från 32 °C till 115 °C. Temperaturen mäts av anläggningens system. I den andra komprimeringen trycksätts gasen från 93 kPa övertryck till 668 kPa övertryck vilket resulterar i att biogasen får en temperatur, T_2 , på 146 °C givet ekvation 7 och datan i tabell 3.2.

Energiförändringen som visas i figur 3.2 och 3.4 består av två delar som tidigare beskrivet. För att beräkna kondenseringsenergin behöver en djupare analys av biogasens innehåll utföras. Enligt Lundberg³ kan det antas att biogasen innehåller 100 % relativ fuktighet innan den första komprimeringen i figur 3.5. Givet den informationen samt att biogasens temperatur och tryck genom processen är känd kan fuktighetsgraden beräknas vilket utförs med ekvation 17 enligt följande:

$$\omega = \frac{M_v P_v}{M_b P_b} = \frac{M_v P_v}{M_b (P - P_v)} = \frac{M_v \Phi P_g}{M_b (P - \Phi P_g)}$$

där

$$P_g = P_{sat}@T = P_{sat}@32^\circ\text{C} = 4.76 \text{ kPa} [30]$$

$$M_b = \text{vol}\%_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + \text{vol}\%_{CO_2} \cdot M_{CO_2} = 0.524 \cdot 16.04 + 0.476 \cdot 44.01 = 29.35 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$$

$$M_v = 18.02 \text{ kg/mol}$$

$$P = 101,3 + 6 = 107,3 \text{ kPa}$$

$$\omega = \frac{18.02}{29.35} \frac{1 \cdot 4,76}{107,3 - 1 \cdot 4,76} = 0.0285 \frac{\text{kg vatten}}{\text{kg torr biogas}}$$

Värdet på fuktighetsgraden används för att beräkna massflödet av vattenånga vilket utförs med ekvation 10 och värdet beräknas till 90,1 kg/h. Därefter beräknas kondenseringsenergin med ekvation 5b. Kondenseringsenergin i vämeväxlare 1 motsvarar 60,1 kW av den energi som visas i figur 3.2. Beräkningarna visas i Appendix A.

³Samtal med Matilda Lundberg, processingenjör på Malmberg, 19 Oktober 2022.

Kondenseringsenergin som produceras i värmväxlare 2 kan beräknas med samma ekvation. Det antas att biogasen återigen har en relativ fuktighet på 100 % innan den andra komprimeringen. Biogasen har vid detta tillfälle en temperatur på 12 °C och ett övertryck på 93 kPa.

$$P_g = P_{sat}@T = P_{sat}@12^{\circ}\text{C} = 1.4 \text{ kPa} \text{ [30]}$$

$$P = 101,3 + 93 = 194,3 \text{ kPa}$$

$$\omega = \frac{18.02}{29.35} \frac{1 \cdot 1.4}{194.3 - 1 \cdot 1.4} = 0.0045 \frac{\text{kg vatten}}{\text{kg torr biogas}}$$

Värdet på fuktighetsgraden används för att beräkna massflödet av vattenånga vilket utförs med ekvation 10 och värdet beräknas till 20,2 kg/h. Därefter beräknas kondenseringsenergin med ekvation 5b. Kondenseringsenergin i värmväxlare 1 motsvarar 13,6 kW av den energi som visas i figur 3.4. Beräkningarna visas i Appendix A.

Systembeskrivning

Det system som ska upprättas för att omhänderta restvärmen vid de båda industrierna framställs först med en systembeskrivning. Energin från restvärmen skall omhändertas och sedan tillsättas ett fjärrvärmenät med temperatur på 20 °C. Efter att restvärmens energi överförs till fjärrvärmevattnet ska dess temperatur ökat till 50 °C. För att schematiskt beskriva lösningen illustreras den i figur 4.1 vilket beskriver vad det nya systemet ska åstadkomma. Avsnitt 4.1 behandlar lågtempererad spillvärme vilket kräver en värmepump för att energin ska kunna användas. Avsnitt 4.2 behandlar högtempererad spillvärme vilket innebär att värmeenergin kan föras över direkt till fjärrvärmenätet med värmeväxlare.



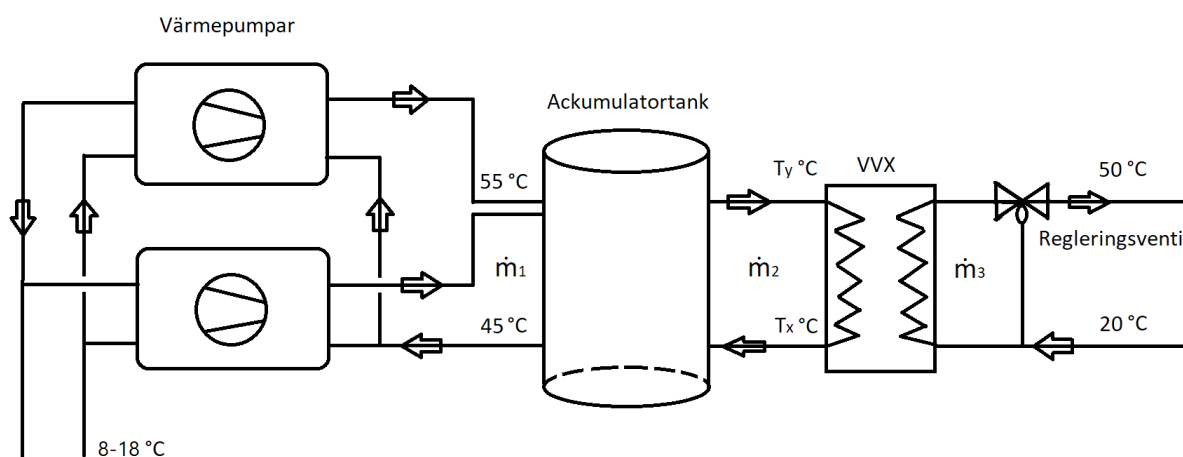
FIGUR 4.1: Illustrerar vad systemet för restvärmeåtervinningen ska åstadkomma.

4.1 Lågtempererad spillvärme

Värmepumpar arbetar bäst vid låga temperaturförhållanden mellan kondensorn och förångaren som tidigare beskrivet. Därmed är det önskvärt att implementera en lösning där värmepumpen ej behöver arbeta med stora temperaturdifferenser. De flesta värmepumpar för kommersiellt bruk är designade att arbeta med en temperaturhöjning omkring 10 °C och för att säkerställa att en leveranstemperatur på 50 °C uppnås till nätet bestäms det att värmepumpen ska producera en temperatur på 55 °C. Marginalen på 5 °C är godtyckligt vald och ska främst ta hänsyn till diverse värmeförluster som sker under processen. Följaktligen innebär detta att vattentemperaturen in till värmepumpen är 45 °C. Givet de temperaturintervall som beskrivits ovan är parallellkoppling av värmepumparna det mest optimala för systemet.

Huvudsyftet med ackumulatortanken är att balansera systemet genom att avskilja vattenflödet mellan värmepump och värmeväxlare. Detta gör att massflödet som passerar genom

värmepumpen inte nödvändigtvis behöver vara samma som det vattenflöde som passerar genom fjärrvärmväxlaren. Således kan massflödet på kondensvattnet genom värmepumpen väljas utifrån en driftoptimeringsaspekt och inte enbart utifrån den värmeeffekt som säljs till nätet, vilket hade varit fallet utan ackumulatortanken. Implementeringen av en ackumulatortank resulterar dessutom i att värmeöverföringen till fjärrvärmenätet kan ske snabbare vid behov. Den totala energin som lagras i tanken beror på hur mycket energi som sätts in och tas ut från den. Värmepumpen tillsätter energi till tanken när den tar ut ett vattenflöde på 45 °C och returnerar detta flöde 10 °C högre. Tanken töms på energi när vattnet förs bort till värmväxlaren, avger sin energi där och återcirkulerar sedan tillbaka till tanken. När energinnehållet i ackumulatortanken minskar till följd av att värmen säljs till fjärrvärmenätet kommer temperaturgivaren i tanken skicka en signal till värmepumparna att de ska starta. Valet av den här temperaturen, vid vilken signalen skickas, beror på vid vilken temperatur systemet ska avge sin värme till fjärrvärmvattnet och den illustreras i figur 4.2 som T_y . Det innebär att värmepumparna arbetar med en fast kondensation princip vilket krävs för den här typen av process. Poängen med denna lösning är att värmepumparna alltid ska värma kondensvattnet till en specifik temperatur vilket sedan värmer upp ackumulatortanken.

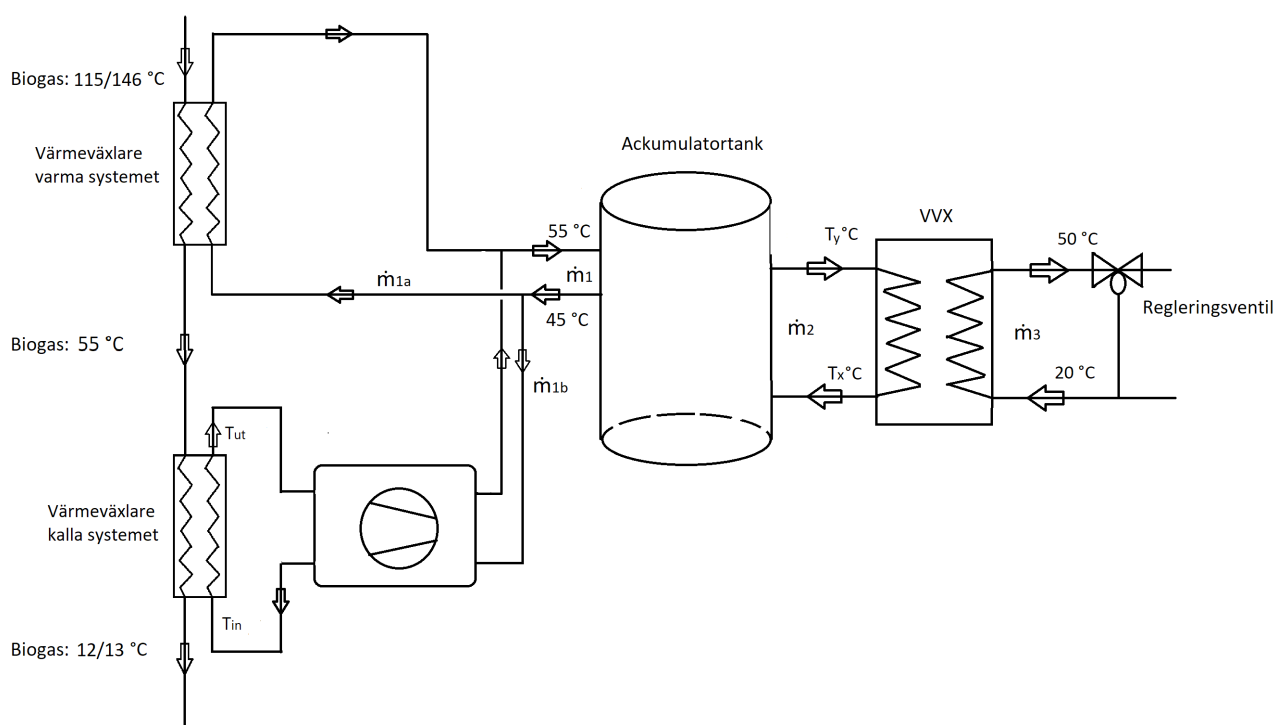


FIGUR 4.2: Illustrerar värmesystemet för att omhänderta lågtempererad restvärme vid avloppsreningsverket.

Lösningen ovan fungerar bra när restvärmen befinner sig i temperaturområde under 50 °C vilket är fallet för avloppsreningsverket då temperaturen på restvärmen är mellan 8-18 °C under året. Om systemet dessutom ska omhänderta högtempererad restvärme vilket återfinns i biogasreningsanläggningen behöver det utvecklas mer.

4.2 Högtempererad spillvärme

Kylningsbehovet av biogasen är till följd av att den behöver komprimeras eftersom reningsprocessen kräver ett övertryck på cirka 6,7 bar. Denna komprimering leder till ökad temperatur på gasen. Kylningen sker via värmeväxlare och ska sänka gasens temperatur från 115 °C till 12 °C respektive 146 °C till 13 °C, vilket illustrerades i figur 4.5. Med anledning av dessa förutsättningar har kylprocessen i anläggningen utformats med två temperatursteg där temperaturen mellan stegen har valts till 55 °C. Anledningen till att ingenjörerna valt att implementera kylningen i två temperatursteg är att den första värmeväxlaren ej behöver vara kopplad till ett kylsystem med köldmedium eftersom temperaturen på kylvattnet, som upptar energin från biogasen, är tillräckligt hög för att kylas av utomhusluften. Energin som försvinner ur gasflödet under den andra kylningen, när gasen går från 55 °C till 12 °C eller 13 °C för respektive värmeväxlare, absorberas energin av ett vattenflöde vilket ökar sin temperatur från 7 °C till 14 °C. Detta vattenflöde kan inte kylas av utomhusluften direkt och därför behövs en kylmaskin i detta steg. Anläggningens nuvarande kylsystem återanvänder ingen värme och all energi transporteras till luften utomhus. I det nya kylsystemet, vilket illustreras i figur 4.3, ska en värmepump och andra komponenter implementeras så att energin från biogasen inte går till spillo.



FIGUR 4.3: Illustrerar värmesystemet för att omhänderta restvärmen vid biogasanläggningen.

Systemets nuvarande utformning där biogasen kyls i två steg behålls eftersom det resulterar i en mer lönsam uppvärmning av ackumulatortanken jämfört med ett system där all energi som lämnar biogasen ska föras in till en värmepump. En anledning till det är att högtempererad värme har bättre kvalitet än lågtempererad vilket gör att systemet bör utformas med åtanke att i så stor grad som möjligt överföra biogasens energi till ett vattenflöde direkt via en värmeväxlare. Givet anläggningens förutsättningar kring kylprocessen kan det vara lämpligt att fortsätta kyla biogasen till 55 °C i första steget, samtidigt som kylvattnet ökar sin temperatur från 45 °C till 55 °C. Temperaturen på kylvattnet är då tillräckligt hög för att ledas in i ackumulatortanken direkt vilket är önskvärt. Detta system kallas nu för det varma systemet. Resterande energiinnehåll som försvinner ur gasflödet då temperaturen sjunker från 55 till 12-13 °C absorberas av ett vattenflöde vilket sedan leds in till förångaren i värmepumpen. Energin förs därefter över till kondensvattnet vilket lämnar värmepumpen med 55 °C och vattnet leds vidare till ackumulatortanken. Detta system kallas nu för det kalla systemet. Båda systemen visas i figur 4.3 ovan. Det kalla systemet har liknande förutsättningar som presenterades under rubrik 4.1. Därför antas det att informationen presenterad i det avsnittet gäller även för det kalla systemet i figur 4.3.

Beräkningsmodeller

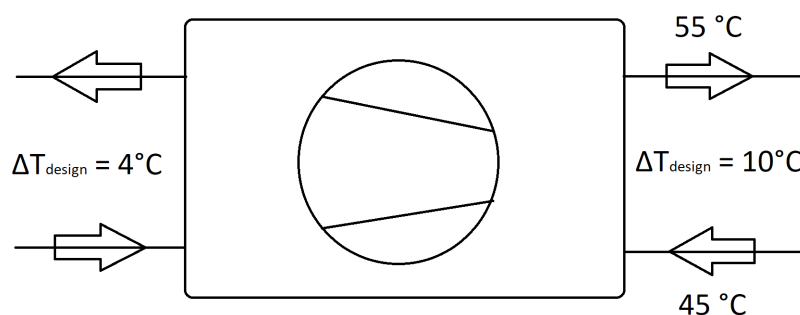
Nedan följer beskrivningar för de olika modeller som används i beräkningarna. Angivna värden är framtagna tillsammans med ingenjörerna på Malmberg.

5.1 Modell för värmepump

Temperatur på utgående kondensvatten bestäms vara 55 °C och temperaturskillnaden på kondenssidan är satt till 10 °C i enlighet med tidigare beskrivning. Temperaturdifferensen på förångningssidan är bestämd till 4 °C . Designparametrarna visas även i figur 5.1. Värmepumparnas COP-värde är bestämt till 4 för designpunkten vilket är normalt för denna typ av applikation.

Installationen använder sig av principen för fast kondensering vilket krävs givet processens förutsättningar. Energiföretaget som drifrar fjärrvärmenätet kräver vanligtvis att industrins restvärme måste uppnå en viss temperatur för att säljas till nätet vilket omöjliggör att värmepumparna kan arbeta med den flytande kondenseringsprincipen. Temperaturen på vattnet i tanken mäts så att det alltid kan transporteras tillräckligt varmt vatten till värmeväxlaren vid fjärrvärmeledningen. Värmepumpen startar när denna temperatur blir för låg vilket då fyller på ackumulatortanken med varmvatten direkt.

Värmepumpens drift kommer inte alltid vara exakt vid designpunkten och det krävs ytterligare förståelse för värmepumpens funktionsstyrning för att säkerställa att korrekt temperatur uppnås. Exakt hur de ingående temperaturer förhåller sig till varandra beror bland annat på temperaturgivarna i ackumulatortanken vilket förklaras i avsnitt 5.3.

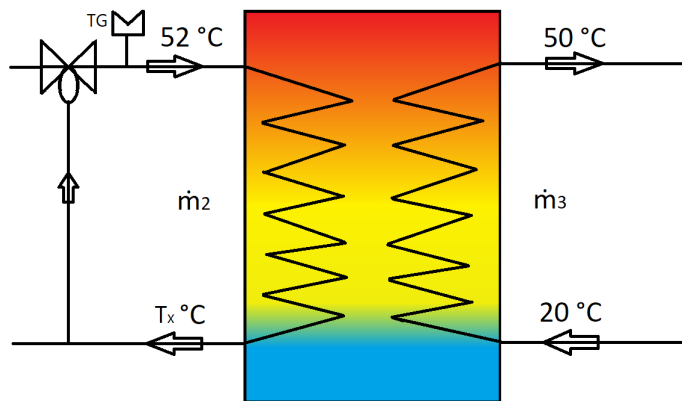


FIGUR 5.1: Illustrerar värmepumpens designparametrar.

5.2 Modell för fjärrvärmväxlare

I beräkningarna för modellen av värmewäxlaren används en motströms plattvärmewäxlare vilket är en vanlig teknik att använda vid dessa tillämpningar av värmeöverföring. Enligt teorin kan temperaturen på vattenflödet från tanken till värmewäxlaren, T_y , vara 52 °C för åstadskomma en fjärrvärmetemperatur på 50 °C [26]. Efter värmeöverföringen återcirkulerar flödet till tanken med en godtycklig temperatur på $T_x\text{ °C}$, samtidigt som fjärrvärmevattnet ökar sin temperatur från 20 till 50 °C . Givet dessa förutsättningar kan en stabil värmeöverföring åstadkommas.

Det placeras även en temperaturgivare, TG, i vattenflödet från tanken till värmewäxlaren som kontrollerar att flödet håller 52 °C . Om temperaturen är för hög öppnas shuntventilen och kallvatten från returflödet återcirkulerar till framledningen, se figur 5.2.



FIGUR 5.2: Visar de ingående flödenas temperaturer genom värmewäxlaren.

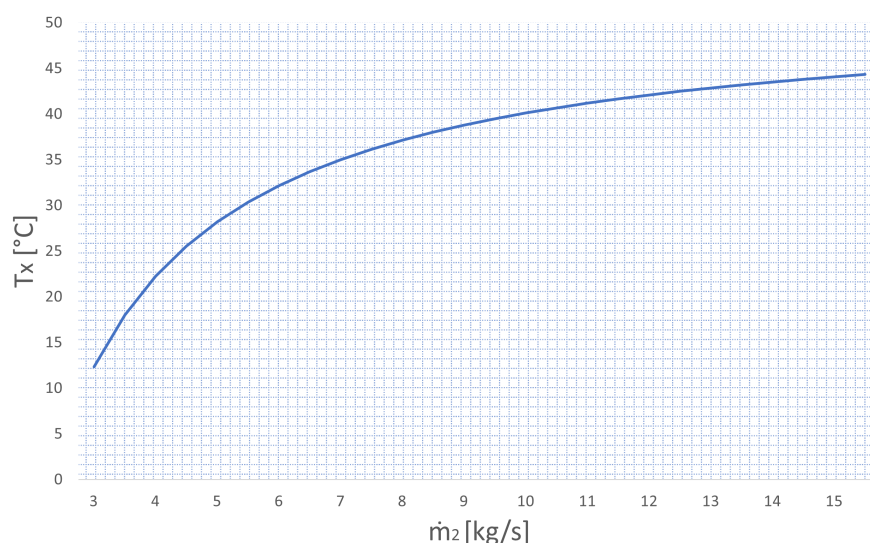
De två okända parametrarna, \dot{m}_2 och T_x , skall nu bestämmas. Energibalansen över värmewäxlaren ser ut som följande:

$$\dot{m}_2 \cdot C_p \cdot (52 - T_x) = \dot{m}_3 \cdot C_p \cdot (50 - 20) = Q$$

Q är den kända värmeeffekt som förs över till fjärrvärmenätet. Q kommer variera för respektive industri beroende på restvärmens storlek. För att beskriva modellen och de ingående parametrarna antas det att $Q = 500\text{ kW}$. För ett känt värde på $Q = 500\text{ kW}$ blir massflödet $\dot{m}_3 = 3,97\text{ kg/s}$.

$$\dot{m}_3 = \frac{Q}{C_p \cdot (50 - 20)} = \frac{500}{4,2 \cdot 30} = 3,97\text{ kg/s}$$

De två okända parametrarna, \dot{m}_2 och T_x , beror på varandra. En ökning av \dot{m}_2 genererar ett högre värde på T_x för ett konstant värde på Q . Förhållandet illustreras i figur 5.3 nedan.



FIGUR 5.3: Visar förhållandet mellan temperaturen T_x och massflöde \dot{m}_2 för en värmeeffekt $Q=500$ kW.

Utifrån de givna förutsättningarna beskriva ovan kommer fjärrvärmväxlaren operera längs med den blåa kurvan i figur 5.3. Det intervall som temperaturen T_x och massflödet \dot{m}_2 bör befinna sig inom är godtyckligt. De exakta driftpunkter systemet arbetar vid är något som kan bestämmas efter installation och utförs på plats i anläggningen.

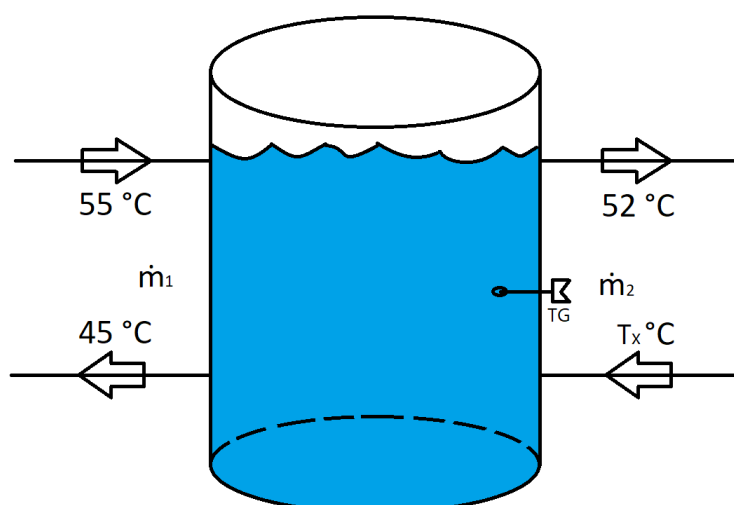
5.3 Modell för ackumulatortank

När värmepumparna tillsätter lika mycket energi som tas ut från tanken gäller följande förhållande:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \frac{\Delta T_2 \cdot C_p}{\Delta T_1 \cdot C_p} = \frac{52 - T_x}{55 - 45}$$

Massflödet som fördelar sig mellan värmepumparna, \dot{m}_1 , är större än massflödet genom värmväxlaren, \dot{m}_2 , om $T_x < 42$ vilket är önskvärt ur en aspekt på driftoptimering. Figur 5.4 beskriver förutsättningarna för ackumulatortanken då värmepumparna arbetar vid sin designpunkt.

Värmepumparnas drift styrs genom att mäta temperaturen i tanken med en givare, TG, vilket skickar en signal till värmepumparna om temperaturen blir för låg eller för hög. Med hjälp av givaren ska temperaturen ut från tanken mot fjärrvärmväxlaren alltid vara i det godkända temperaturområdet och bestäms till 52-55 °C. Således betyder det att när temperaturen understiger 52 °C ska värmepumparna starta och de skall stoppa när temperaturen överstiger 55 °C.



FIGUR 5.4: Illustrerar ackumulatortankens in- och utgående vattentemperaturer.

På grund av att värmepumpar stegrar effekten i intervall leder det till problem när inte en ackumulatortank finns. Om värmebehovet exempelvis är 75 kW men värmepumpen endast kan producera 50 eller 100 kW på grund av stegringseffektens intervall, kommer den fördela drifttiden jämnt mellan dessa två värmeeffekter om inte en ackumulatortank finns. Detta leder till många start- och stoppsekvenser för pumpen vilket inte är optimalt. Ett styrsystem som använder sig av en ackumulatortank möjliggör att värmepumparna får en jämnare driftstid då de kan köra på 50 kW en längre tid samtidigt som ackumulatortanken kontinuerligt skickar ut 75 kW. När tankens energinnehåll blir för lågt ökar värmepumpen effekten till 100 kW vilket fyller på ackumulatortankens energinnehåll under tiden som värmebehovet på 75 kW tillfredställs.

Resultat

Givet de energiberäkningar som utfördes i kapitel 3 kombinerat med de beräkningsmodeller som presenterades i kapitel 5 kan energiflödena in och ut från värmepumpsmodellen beräknas. Med systembeskrivningen presenterad i kapitel 4 är det även känt hur energiflödena tar sig från värmepumpen till fjärrvärmenätet. I följande kapitel presenteras resultatet för arbetet vilket inkluderar: beräkning av storlek på producerad energi samt förslag på komponentval som dimensioneras efter systembeskrivningen och beräkningsmodellerna. När komponentvalen är utförda kan investeringskostnad samt payback-tid beräknas. Kostnaderna för projekt likt dem som presenterats i rapporten kan variera mycket beroende på olika faktorer. Det är svårt att ge en korrekt summa för den totala investeringskostnaden utan att veta mer om industrin och Malmbergs underleverantörer vilket ligger utanför rapportens omfattning. I vanliga fall utförs en detaljerad offert av Malmberg som skickas till kunden vilket inkluderar kostnader på material, arbetstimmar och mycket annat. Innehållet i offerten är individuellt och de föreslagna komponenterna och dess kostnader som redovisas där skiljer sig mellan olika kunder. Kostnaderna i denna rapport kan inte presenteras enligt den standarden givetvis men för att ge en ungefärlig summa på vad projektet kostar väljs komponenterna från angivna marknadspriser.

6.1 Komponentval

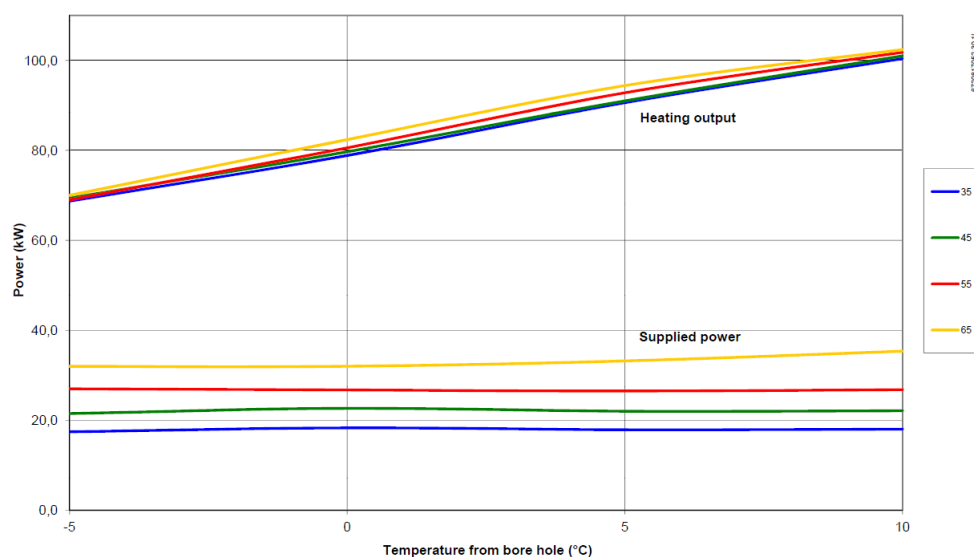
I följande avsnitt bestäms de ingående komponenterna som krävs för att realisera värmesystemet. Värmepumparna dimensioneras efter restvärmens storlek vid respektive industri. De produkter som väljs ut är anpassade enligt systembeskrivning och de förutsättningar presenterade i avsnittet för beräkningsmodellerna.

6.1.1 Värmepumpar för avloppsreningsverket

Fördelen med den tekniska lösningen som presenterats i denna rapport är att värmepumpen inte behöver producera varmvatten upp mot 120 °C vilket förklarades i rubrik 1.2. Detta möjliggör implementeringen av kommersiella värmepumpar i industrin vilket sänker kostnaderna på investeringen. Värmepumparna väljs från IVT på grund av att Malmberg tidigare använt dem som underleverantör och värmepumparnas specifikationsblad är lättillgängliga på

IVT:s hemsida. Baserat på den modellbeskrivning som rapporten tidigare berört i avsnitt 5.1 samt kännedom om restvärmens storlek kan det modellerade värmepumpsystemet dimensioneras utifrån verkliga produkter från IVT:s katalog. Dimensioneringen utförs med avsikt att bestämma värmepumpsystemets kostnad.

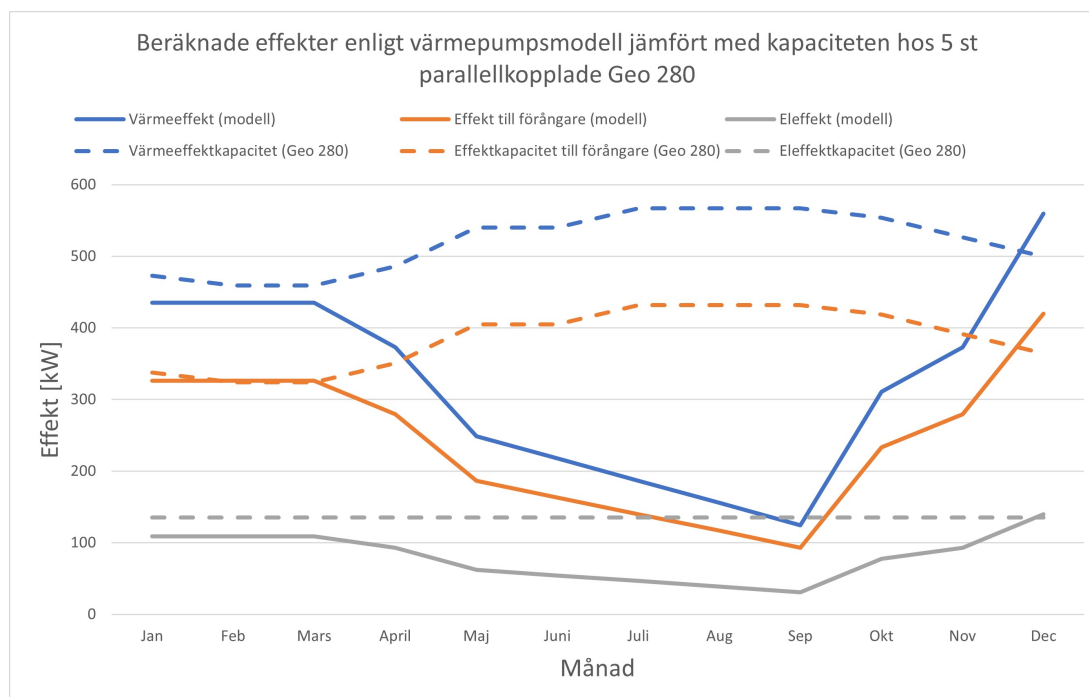
De största kommersiella värmepumpar som IVT har i sin katalog har en designad värmekapacitet på 80 kW (B0/W55) dock kan kapaciteten både öka och minska beroende på köldbärarens temperatur vilket visas i figur 6.1. Värmepumpen kan öka sin effekt när köldbäraren är över 0 °C och förutsättningarna vid avloppsreningsverket gör att temperaturen på avloppsvattnet varierar mellan 7,3-18,6 °C under året med en medeltemperatur på 12,2 °C, se tabell 3.1. Enligt kapacitetsdiagrammet motsvarar en köldbärartemperatur på 12,2 °C en värmeeffekt på cirka 105 kW om effektkurvan tillåts interpoleras utanför grafens gränser. I samma datablad där kapacitetsdiagrammet återfinns uttrycks det även ett temperaturområde för köldbäraren. Ingående temperatur på köldbäraren får max vara 30 °C och minst -5 °C vilket gör att temperaturen på avloppsvattnet är inom godkänt område för samtliga månader. [31]



FIGUR 6.1: Illustrerar kapacitetsdiagrammet för IVT Geo 280 värmepump. [31]

Givet datan i tabell 3.1 kombinerat med värmepumpens termodynamiska modell i kapitel 6.1 och kapacitetsdiagrammet ovan, kan grafen i figur 6.2 framställas. Skillnaden mellan modellens beräknade effekter och den verkliga värmepumpslösningens kapacitet bör minimeras då behovet av värme är som störst för att uppnå ett väldimensionerat system. Detta sker under vintermånaderna framförallt under januari och februari, se figur 6.2. Kapaciteten hos Geo

280 blir överdimensionerad för sommarmånaderna till följd av att tillgången på köldbärare avtar. I perioden juni-september har volymflödet minskat mellan 50 - 70% jämfört med perioden januari-mars. Däremot innehåller vattenflödet mer energi per volymenhet under sommaren till följd av de högre temperaturerna vilket gör att en lösning med seriekopplade värmepumpar kan vara lönsam. Detta medför djupare analys kring förhållandet mellan elpriset och fjärrvärmens energipris under året.



FIGUR 6.2: Värmepumpsinstallationens kapacitet jämfört med värmepumpsmodellen

Värmepumpsmodellens effektlinjer i figur 6.2 visar att högst tillgängliga effekt i köldbäraren under året återfinns i december och beräknas till 420 kW. Effekten upptas i värmepumparna vilket sedan överförs till ett vattenflöde på kondenssidan som totalt blir på 559 kW med avseende på värmepumpsmodellens COP på 4,0. Temperaturen på köldbäraren i december är 9,4 °C vilket motsvarar en värmeeffekt, Q_h , på cirka 100 kW per värmepump enligt kapacitetsdiagrammet i figur 6.1. Eleffekten, P_{el} , vid denna punkt är cirka 27 kW och det resulterande värdet på COP blir 3,7 enligt ekvation 4. Förutsättningarna innebär att 6 värmepumpar av modell Geo 280 från IVT behövs för att säkerställa att den tillgängliga energin i avloppsvattnet omhändertas i december. Investeringen i den sjätte värmepumpen är potentiellt ekonomisk ohållbar eftersom behovet av den existerar endast under december sett till grafen i figur 6.2. Ett lämpligare alternativ är att

investera i 5 st värmepumpar där samtliga maximerar sin kapacitet under perioden december-mars. En viss energiförlust sker i december eftersom all energi i restvärmen ej kan omhändertas. Kapaciteten för 5 stycken Geo 280 illustreras i figur 6.2 och detta system är bättre dimensionerat för restvärmens storlek under samtliga vintermånader. Värmepumpssystemets gemensamma COP-värde för perioden december-mars blir då 3,6, givet informationen i figur 6.1. Resultatet visas i tabell 6.1 nedan.

TABELL 6.1: Geo 280s COP-värde för perioden december-mars.

Månad	Vattentemperatur [°C]	Värmekapaciteteffekt [kW]	Elkapaciteteffekt [kW]	COP
December	9,4	100	27	3,7
Januari	8,2	98	27	3,6
Februari	7,4	95	27	3,5
Mars	7,3	95	27	3,5

$$COP = \frac{Värmeenergi}{Elenergi} = \frac{24(100 * 31 + 98 * 31 + 95 * 28 + 95 * 31)}{24(27 * (31 + 31 + 28 + 31))} = 3.6$$

Under perioden december-mars arbetar värmepumpssystemet med ett gemensamt COP på 3.6. Systemet består av 5 stycken parallellkopplade Geo 280 vilket förbrukar 27 kW / värmepump som beskrivet i tabell 6.1. Den totala värmeproduktionen blir då $5 \cdot 27 \cdot 3.6 = 486 \text{ kW}$ Under perioden april-november antas det att värmeproduktionen följer värmepumpsmodellen i figur 6.2. Detta är till följd av att värmepumpen Geo 280 har ett COP-värde på cirka 4,0 för perioden april-november eftersom köldbäraren är varmare jämfört med perioden december-mars. Denna information kan urskiljas från datan i figur 6.2 när värmeeffekten divideras med eleffekten vid respektive vattentemperatur för samtliga månader som återfinns i tabell 3.1. COP-värdet för respektive månad visas i tabell 6.2 nedan.

TABELL 6.2: Geo 280s COP-värde för perioden april-november.

Månad	Vattentemperatur [°C]	Värmeeffekt[kW]	Eleffekt [kW]	COP_h
April	8,6	98	27	3,63
Maj	12,7	107	27	3,96
Juni	13	107	27	3,96
Juli	18,6	114	27	4,22
Augusti	18,4	114	27	4,22
September	16,6	112	27	4,15
Oktober	14	110	27	4,07
November	11,9	105	27	3,89
Medelvärde	-	-	-	4,02

$$COP_{medel} = \frac{Värmeenergi}{Elenergi} = \sum_{n=1}^8 \frac{timmar \cdot dagar_n \cdot Värmeeffekt_n}{timmar \cdot dagar_n \cdot Eleffekt_n} = 4.02 \approx 4.0$$

Med informationen i tabell 3.1 som sedan används i värmepumpsmodellen kan köldbärareffekten bli känd med hjälp av ekvation 2. Därefter beräknas värmeeffekten och eleffekten med ekvation 3 och 4. Resultatet visas i tabell 6.3.

TABELL 6.3: Beräknade effekter för installationen av 5 stycken Geo280 under perioden april-november.

Månad	COP_h	Köldbärareffekt [kW]	Eleffekt [kW]	Värmeeffekt [kW]
April	3,63	279,7	106,3	386
Maj	3,96	186,5	63	249,5
Juni	3,96	163,2	55,1	218,3
Juli	4,22	139,9	43,5	183,4
Augusti	4,22	116,6	36,2	152,8
September	4,11	93,2	30,0	123,2
Oktober	4,07	233,1	75,9	309
November	3,89	279,7	96,8	376,5
Medelvärde	4,0	186,2	-	-

Medelvärdet för köldbärareffekten i tabell 6.3 är beräknad med ekvationen nedan. I ekvationen är n = månad, där april = 1, maj = 2 osv.

$$Q_f = \frac{\text{Köldbärarenergi}}{\text{timmar}} = \sum_{n=1}^8 \frac{\text{timmar} \cdot \text{dagar}_n \cdot \text{Köldbärarenergi}_n}{\text{timmar} \cdot \text{dagar}_n} = 186,2 \text{ kW}$$

Medelvärdet för eleffekten och värmeeffekten beräknas utifrån medelvärdet för COP och köldbärareffekten i tabell 6.3 och med ekvation 3 respektive 4.

$$P_{el} = \frac{Q_f}{COP_h - 1} = \frac{186,2}{4,0 - 1} = 62,1 \text{ kW} \quad (3)$$

$$Q_h = P_{el} \cdot COP_h = 62,1 \cdot 4,0 = 248,4 \text{ kW} \quad (4)$$

När samtliga effekter blivit kända kan massflöde \dot{m}_1 och \dot{m}_3 från figur 4.2 beräknas med ekvation 2. Medelvärdet för massflödena delas upp i perioden Dec-Mar och Apr-Nov.

För perioden Dec-Mar gäller följande värden:

$$\dot{m}_1 = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T_k} = \frac{486}{4,2 \cdot 10} = 11,6 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T_{f_{vvx}}} = \frac{486}{4,2 \cdot 30} = 3,9 \text{ kg/s}$$

För perioden Apr-Nov gäller följande värden:

$$\dot{m}_1 = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T_k} = \frac{248,4}{4,2 \cdot 10} = 5,9 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T_{f_{vvx}}} = \frac{248,4}{4,2 \cdot 30} = 2,0 \text{ kg/s}$$

där ΔT_k är temperaturdifferensen över kondensorn i värmepumpen och $\Delta T_{f_{vvx}}$ är temperaturdifferensen i fjärrvärmväxlaren.

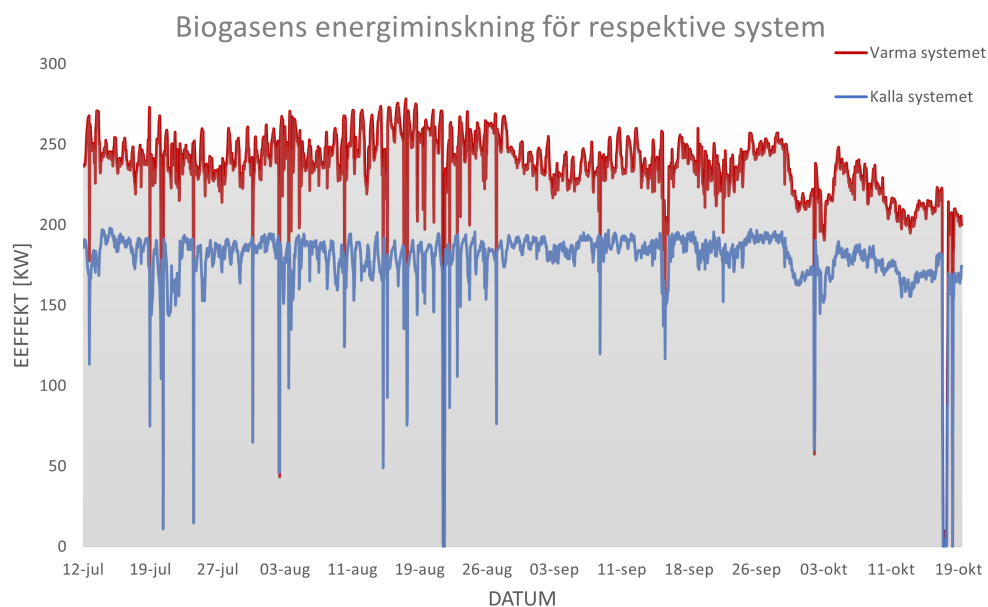
En sammanställning av resultatet för det nya systemet som omhändertar restvärme i avloppsreningsverket visas i tabell 6.4 nedan.

TABELL 6.4: Sammanställning av resultatet vid avloppsreningsverket.

Period	P_{el} [kW]	COP	Q_h [kW]	\dot{m}_1 [kg/s]	\dot{m}_3 [kg/s]
Dec-Mar	$27 \cdot 5 = 135$	3,6	486	11,6	3,9
Apr-Nov	62,1	4,0	248,4	5,9	2,0
Årsmedel	86,3	3,8	327	-	-

6.1.2 Värmepumpar för biogasreningsanläggningen

Lösningen för biogasreningsanläggningen kan framtas med ett liknande resonemang som ovan. Det totala kylningsbehovet för biogasen presenterades i figur 3.2 och 3.4 där gasen kyls från 115 °C till 12 °C respektive 146 °C till 13 °C. Enligt systembeskrivningen för det nya värmesystemet i biogasanläggningen är det nödvändigt att fortsättningsvis behålla uppdelningen av ett varmt och ett kallt system. Anledningen till det är att tydligt avgränsa vilken temperatur biogasen kan överföra sin energi till kylvattenflödet som transporteras in i ackumulatortanken jämfört med det kylvatten som måste in i värmepumpen. I figur 6.3 visas det kyleffektbehov biogasen kräver för respektive system. Anledningen till att det kalla systemets effekt enbart är ~50 kW lägre än det varma systemet, trots att temperaturdifferensen på biogasen är mycket högre i det varma systemet, beror på att vattenånga kondenseras i värmeväxlaren för det kalla systemet. Det här resulterar i en effekt på 73,7 kW enbart på grund av kondenseringen. Den effekt som ska föras in till förångaren i värmepumpen är enligt figuren den blå effektlinjen som illustrerar det kalla systemet. Medeleffekten som upptas i förångaren är således 178,4 kW med en topp effekt på 198 kW under den uppmätta perioden. Den medeleffekt som biogasen avger i det varma systemet är 234,1 kW med en topp effekt på 278,3 kW.



FIGUR 6.3: Illustrerar biogasens energiförändring genom värmeväxlaren för respektiva system.

Temperaturen på det vattenflöde som upptar energin från biogasen bestäms utifrån värmeväxlarens design och är en viktig aspekt för systemets dimensionering då den medför en specifik maxkapacitet för värmepumpen. Den nuvarande systemdesignen ger kylvattnet en temperatur på 14 °C

vilket resulterar i att en väl optimerad lösning är två värmepumpar av modell Geo 280 kombinerat med en Geo 254. Detta system kan hantera en restvärmeeffekt totalt på 205 kW restvärme och de kan maximalt producera en värmeeffekt på 278 kW; 210 kW från två Geo 280 och 68 kW från en Geo 254 vid en köldbärartemperatur på 14 °C [31]. Effektkapaciteten för detta system visas i figur 6.4 med den blå streckade linjen. De tre ihopkopplade värmepumparna får då ett gemensamt COP på 3.81 eftersom de kan producera 278 kW värme vid en konsumtion på 278-205=73 kW eleffekt. Givet datan i figur 6.3 kombinerat med datan för de tre Geovärmepumparna från IVT kan anläggningens producerade medelvärmeeffekt beräknas till 476 kW, där 241,9 kW kommer från det kalla systemet och resterande från det varma systemet[31]. Resultatet visas i figur 6.4 och tabell 6.5. All energi som produceras av värmepumparna förs in i ackumulatortanken och all energi som säljs till fjärrvärmenätet kommer från ackumulatortanken. Den totaleffekt som visas i figur 6.4 är således den värmeeffekt som säljs till fjärrvärmenätet.

När samtliga effekter blivit kända kan massflöde \dot{m}_{1a} , \dot{m}_{1b} och \dot{m}_3 från figur 4.3 beräknas med ekvation 2.

$$\dot{m}_{1a} = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T_{vsvxx}} = \frac{234,1}{4,2 \cdot 10} = 5,6 \text{ kg/s}$$

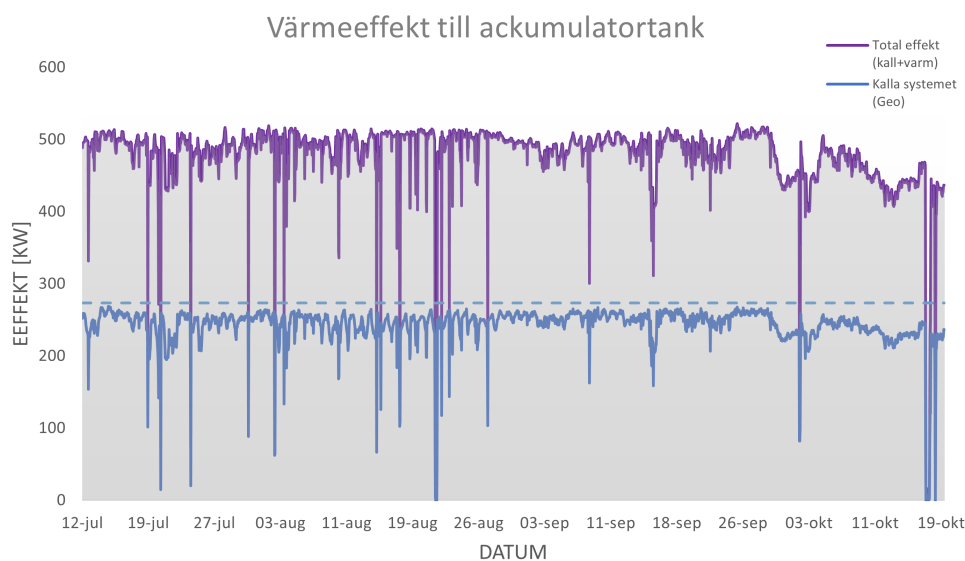
$$\dot{m}_{1b} = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T_k} = \frac{241,9}{4,2 \cdot 10} = 5,8 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T_{fvvx}} = \frac{476}{4,2 \cdot 30} = 3,8 \text{ kg/s}$$

där ΔT_{vsvxx} är temperaturdifferensen i varma systemets värmeväxlare som beskrivet enligt figur 4.3. ΔT_k är temperaturdifferensen över kondensorn i värmepumpen. ΔT_{fvvx} är temperaturdifferensen i fjärrvärmeväxlaren.

TABELL 6.5: Sammanställning av resultatet vid biogasreningsanläggningen.

System	Q_f [kW]	COP	P_{el} [kW]	Q_h [kW]	\dot{m}_1 [kg/s]	\dot{m}_3 [kg/s]
Varma systemet	-	-	-	234,1	$\dot{m}_{1a} = 5,6$	-
Kalla systemet	178,4	3,81	$\frac{178,4}{COP-1} = 63,5$	241,9	$\dot{m}_{1b} = 5,8$	-
Totalt	-	7,5	63,5	476	-	3,8



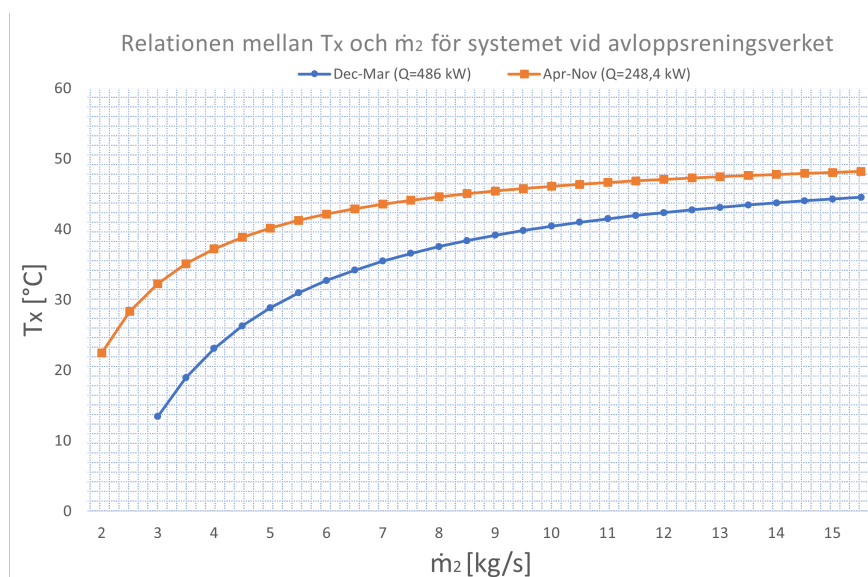
FIGUR 6.4: Illustrerar värmeeffekten till akkumulatortanken i biogasreningsanläggningen. Blå linje motsvarar effektdelen från värmepumparna.

6.1.3 Värmeväxlare

I modellbeskrivningen för fjärrvärmeväxlaren i kapitel 5.2 förklarades det att temperaturen T_x och massflöde \dot{m}_2 beror av varandra enligt figur 5.3. De här två parametrarna beror även på storleken av värmeeffekten som överförs genom värmeväxlaren och således kommer de vara olika för systemen i respektive anläggning.

6.1.3.1 Avloppsreningsverket

\dot{m}_2 och T_x är beroende av varandra och kan anta godtyckliga värden under förutsättning att energibalansen i systemet upprätthålls. För en värmeeffekt på exempelvis 500 kW blir förhållandet mellan \dot{m}_2 och T_x som beskrivet i figur 5.3. Givet de medelvärmeeffekter som presenterats i tabell 6.4 kan relationen mellan de två variablerna illustreras enligt figur 6.5.

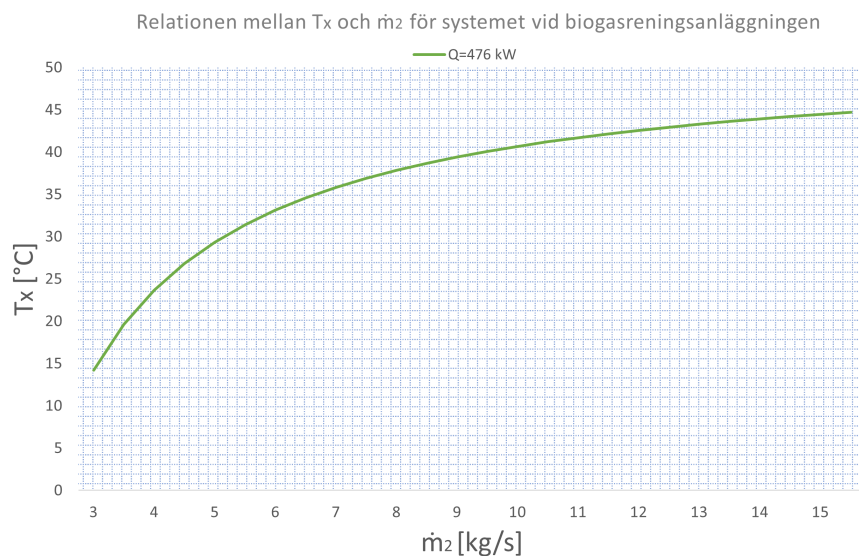


FIGUR 6.5: Visar relationen mellan \dot{m}_2 och T_x för de medelvärmeeffekter som beräknats för avloppsreningsverket.

6.1.3.2 Biogasreningsanläggningen

Biogasanläggningen har fyra stycken värmepumpar som kyler biogasen och energin överförs till ett kylvattenflöde som slutligen avges till utomhusluften. Dessa är av modell C200 805 från tillverkaren Funke och kommer behållas i det nya kylsystemet. Enligt designpunkten för dessa värmepumpar ska kylvattnet i det kalla systemet inkomma med en temperatur på 7 °C och lämna med en temperatur på 14 °C samtidigt som biogasen kyls från 55 till 15 °C. Givet dessa förutsättningar kan det antas att värmepumpens kapacitet kan utläsas från kapacitetsdiagrammet vid en köldbärartemperatur på 14 °C.

Den totala värmeeffekten som produceras vid biogasreningsanläggningen presenterades i tabell 6.5 och utifrån den informationen kan figur 6.6 framställas. Figuren visar förhållandet mellan \dot{m}_2 och T_x .



FIGUR 6.6: Visar relationen mellan \dot{m}_2 och T_x för systemet i biogasreningsanläggningen.

6.1.4 Ackumulatortank

Akkumulatortank införskaffas från Strömsnäspannan då Malmberg tidigare haft kontakt med dem. Deras största tank i standardproduktutbudet är 1000 liter och kostar 9250 kr.

6.2 Investeringskalkyl

Utöver de tre komponenter som rapporten hittills berört krävs även cirkulationspumpar, temperatursensorer och vattenrör för att realisera systemet. I denna del kommer även andra kostnader som montagekostnad och anslutningskostnad beröras. De redovisade komponenterna i följande avsnitt har framtagits i samtal med Malmberg och priset för dem återfinns i deras datorsystem.

Fjärrvärmväxlaren för respektive industri behöver hantera omkring 500 kW. Enligt det lokala kraftbolaget i Lund skulle en sådan värmväxlare kosta cirka 400 000 SEK och anslutningskostnaden, vilket inkluderar grävning och kulvertplacering, kan antas vara 10 000 SEK/m⁴.

6.2.1 Investeringskostnad för avloppsreningsverket

I följande avsnitt beräknas investeringskostnaden för avloppsreningsverket. I tabell 6.6 endan visas de kostnader som uppstår i samband med grundinvesteringen.

⁴E-post Kraftringen 2022-12-09

TABELL 6.6: Initiella kostnader i samband med investeringen för värmesystemet i avloppsreningsverket.

Artikel	Modell	Antal	Kostnad [SEK/st]
Värmepump	IVT Geo 280	5	169 837
Akkumulatortank	1000/3 TYP-C DN65	1	9 250
Fjärrvärmväxlare	Väljs av energibolaget	1	400 000
Cirkulationspump (tank → FJV VX)	-	1	20 000
Cirkulationspump (värmepump → tank)	WILO-Stratos 30/1-12	5	10 000
Temperatursensor	FST600-202 (L=100)	1	1870
Temperatursensor	FST600-202 (L=250)	1	2670
Rör i undercentral	-	-	100 000
Montagekostnad	-	-	500 000
Anslutningskostnad (200 m)	-	-	2 000 000
Total	-	-	3 932 975

Efter samtal med Malmberg angående liknande projekt krävs även ytterligare investeringar till följd av att komponenter går sönder under installationens livstid. Liknande projekt beräknas ha en livslängd på 50 år men eftersom dynamiska komponenter som värmepump och cirkulationspump antas ha en livslängd mellan 15-20 år behöver de ersättas 2 gånger under 50-årsperioden. I kommande uträkning för paybackperioden antas det att kostnaderna i tabell 6.7 fördelas jämnt över värmesystemets totala livslängd.

TABELL 6.7: Ytterligare kostnader under livslängden.

Typ av arbete	Antal	Kostnad [SEK/st]
Byte av samtliga värmepumpar	2	849 185
Byte av samtliga cirkulationspumpar	2	70 000
Besiktning och kontroll	1/år	10 000
Total	-	2 338 370

I tabell 6.8 beräknas det årliga inbetalningsöverskottet för ett exempelscenario där elkostnaden är 1,4 kr/kWh och försäljningspriset på värmen är 0,6 kr/kWh samt antas det att avståndet från industrin till närmsta fjärrvärmenät är 200 meter. Elkonsumtionen och värmeproduktionen är baserad på datan presenterad i figur 6.2 och tabell 6.4. Under perioden december-mars går värmesystemet på maximal kapacitet och elkonsumtionen är då 135 kW vilket genererar en värmeeffekt på 486 kW. Under perioden mars-november antas det att värmeproduktionen

kommer följa modellen väl och det resulterar i en eleffekt på 62,1 kW och en värmeproduktion på 248,4 kW.

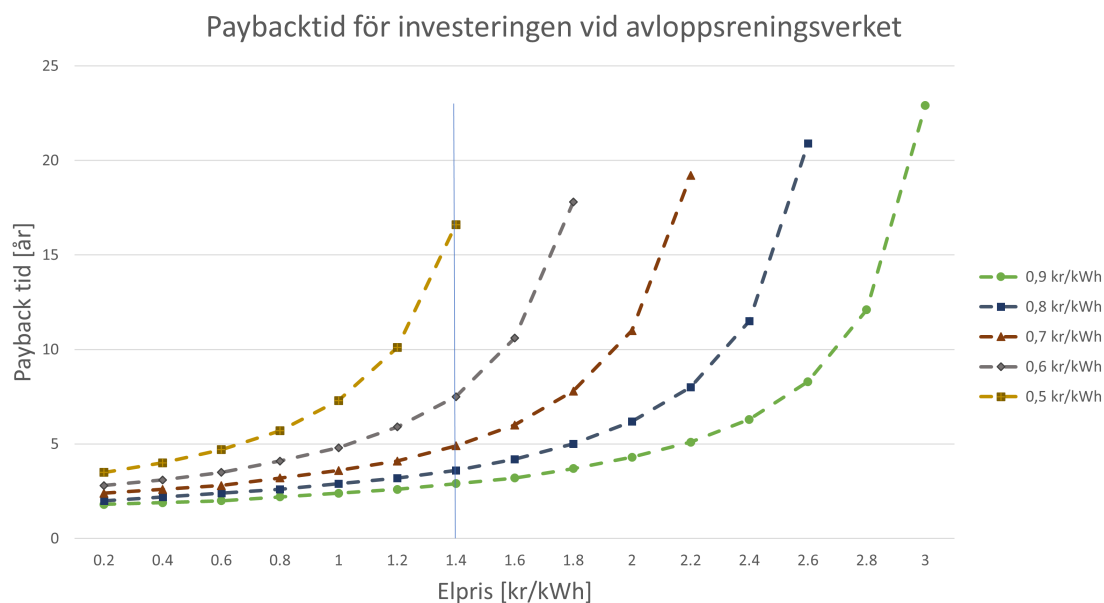
I tabell 6.8 nedan visas en exempeluträkning för värmesystemet i avloppsreningsverket där elkostnaden är 1,4 kr/kWh och försäljningspriset är 0,6 kr/kWh och en anslutningskostnad på 2 000 000 kr.

TABELL 6.8: Exempeluträkning på det årliga inbetalningsöverskottet för värmesystemet i avloppsreningsverket.

	Uträkning	Resultat [SEK/år]
Underhåll och kontroll	2 338 370/50	46 767
Elavgift (Dec-Mars)	$135 \cdot 24 \cdot 121 \cdot 1,4$	548 856
Elavgift (April-Nov)	$62,1 \cdot 24 \cdot (365 - 121) \cdot 1,4$	509 121
Inbetalning (Dec-Mars)	$486 \cdot 24 \cdot 121 \cdot 0,6$	846 806
Inbetalning (April-Nov)	$248,4 \cdot 24 \cdot (365 - 121) \cdot 0,6$	872 778
Inbetalningsöverskott	Inbetalningar - Utbetalningar	614 840

$$T = -\frac{\ln(1 - \frac{3932975}{614840} \cdot 0,04)}{\ln(1 + 0,04)} = 7,5 \text{ år} \quad (19)$$

I figur 6.7 nedan plottas paybacktiden för investeringen vid avloppsreningsverket med avseende på olika scenarion angående elpris och fjärrvärmepris.



FIGUR 6.7: Paybacktid för investeringen vid avloppsreningsverket med en kalkylränta på 4 %.

6.2.2 Investeringskostnad för biogasreningsanläggningen

TABELL 6.9: Initiella kostnader i samband med investeringen för värmesystemet i biogasreningsanläggningen.

Artikel	Modell	Antal	Kostnad [SEK/st]
Värmepump	IVT Geo 280	2	169837
Värmepump	IVT Geo 254	1	131075
Akkumulatortank	1000/3 TYP-C DN65	1	9250
Fjärrvärmväxlare	Väljs av energibolaget	1	400000
Värmväxlare (biogas-kylvatten)	FUNKE C200 805	4	0
Cirkulationspump (tank → FJV VX)	-	1	20000
Cirkulationspump (värmepump → tank)	WILO-Stratos 30/1-12	3	10000
Temperatursensor	FST600-202 (L=100)	1	1870
Temperatursensor	FST600-202 (L=250)	1	2670
Rör i undercentral	-	-	100000
Montagekostnad	-	-	500000
Anslutningskostnad (200 m)	-	-	2000000
Total	-	-	3534539

Även värmepumpslösningen vid biogasreningsanläggningen förväntas ha en livslängd på 50 år och vissa komponenter behövs ersättas under den tiden vilket visas i tabell 6.10 nedan.

TABELL 6.10: Ytterligare kostnader under livslängden.

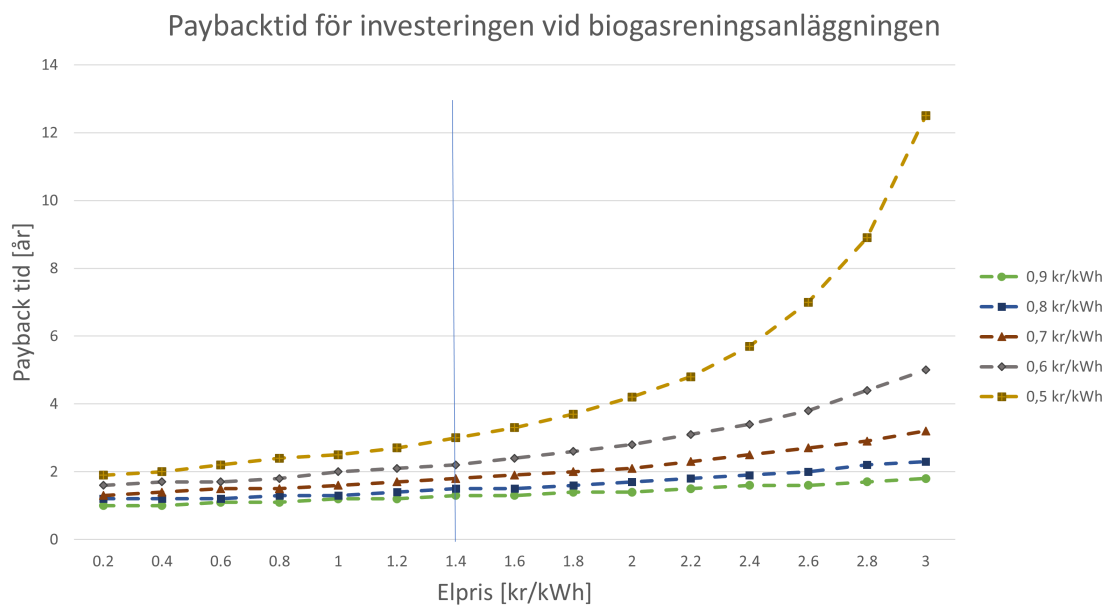
Typ av arbete	Antal	Kostnad [SEK/st]
Byte av samtliga värmepumpar	2	470749
Byte av samtliga cirkulationspumpar	2	50000
Besiktning och kontroll	1/år	10000
Total	-	1541498

TABELL 6.11: Exempeluträkning på det årliga inbetalningsöverskottet för värmesystemet i biogasreningsanläggningen.

	Uträkning	Resultat [SEK/år]
Underhåll och kontroll	1 541 498/50	30 830
Elavgift	$63,5 * 24 * 365 * 1,4$	778 764
Inbetalning	$476 * 24 * 365 * 0,6$	2 501 856
Inbetalningsöverskott	Inbetalningar - Utbetalningar	1 692 262

$$T = -\frac{\ln\left(1 - \frac{3534539}{1692262} \cdot 0,04\right)}{\ln(1 + 0,04)} = 2,2 \text{ år} \quad (19)$$

I figur 6.8 nedan plottas paybacktiden för investeringen vid biogasreningsanläggningen med avseende på olika scenarion angående elpris och fjärrvärmepris.



FIGUR 6.8: Paybacktid för investeringen vid biogasreningsanläggningen med en kalkylränta på 4 %.

Diskussion

7.1 Analys av resultat

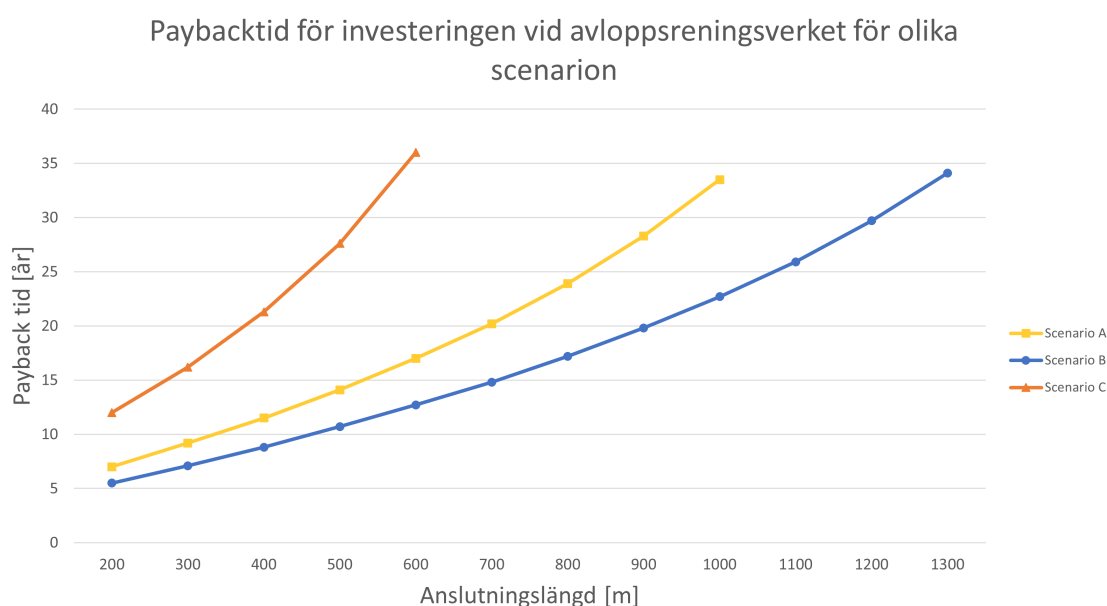
Investeringens lönsamhet beror främst på två faktorer: den första är vilka elpriser industrin kan förhandla sig till från elbolaget. Det beror på att elkostnaden är den absolut största delen, cirka 90 %, av totalkostnaderna under livslängden. Den andra faktorn som avgör investeringens lönsamhet är restvärmens försäljningspris och det återspeglas i andra rapporter som analyserat Sveriges fjärrvärmenät. Nils Holgersson-gruppen, med representanter från Bostadsrätterna, HSB Riksförbund, Hyresgästföreningen Riksförbundet, Riksbyggen och Sveriges Allmännyttan, redovisar årligen i sin rapport prisnivåer och prisskillnader mellan kommuner för bland annat fjärrvärme. I rapporten för 2022 skriver de att energieffektiviseringsåtgärdernas lönsamhet i fjärrvärmenätet kan variera stort mellan olika kommuner till följd av variationen i prisnivå och prismodellernas konstruktion [32]. Om fjärrvärmepriset antas korrelera med restvärmens försäljningspris kommer lönsamheten för dessa värmepumpsinvesteringar variera mellan kommuner. Därför är det viktigt att företag som planerar göra en värmepumpsinvestering är uppmärksamma på prisnivåerna för både el och fjärrvärme i sitt lokalområde. Enligt ny statistik från Prisdialogen kommer prishöjningar på fjärrvärme beräknas bli cirka 1,6 procent för 2022-2023 och 1,7 procent för 2024 [33]. Historiskt sett har fjärrvärmepriset ökat relativt konstant från 60-65 öre/kWh till 85-90 öre/kWh för perioden 2005-2020, se appendix B. De planerade prishöjningarna för 2023 och 2024 är i linje med trenden och inga trendbrytare har påträffats under arbetet med rapporten.

Det är svårt att göra en prognos av el- och fjärrvärmepriser över de kommande 50 åren, särskilt när energisektorn utvecklas väldigt snabbt. En acceleration i utbyggnaden av stamnätet och en påskyndad elektrifiering kan göra att elpriserna blir mycket lägre än idag. Analytiker och ekonomer från SBAB har tagit fram elprisprognoser för olika scenarion och tidsintervall där det kommit fram till att höga elpriser fram tills 2030 är att vänta. Detta innebär elpriser omkring 70-75 öre/kWh vilket är ett relativt lågt elpris jämfört med de elpriser Sverige haft från och med sommaren 2021 men sett över de senaste sju åren är ett elpris på 70-75 öre/kWh en markant ökning [34]. Osäkerheten i prognosen är dock stor med en spridning på cirka 50 öre/kWh. För långtidsprognosen som berör åren 2030-2045 förespråkar författarna att ett elpris omkring 30-40 öre/kWh är rimligt [34]. Inklusiv elnätsavgift på 21,16 öre/kWh (EON företagspris) och energiskatt på 39,2 öre/kWh blir totalpriset för el ungefär 1,35 kr/kWh fram till 2030 [35][36].

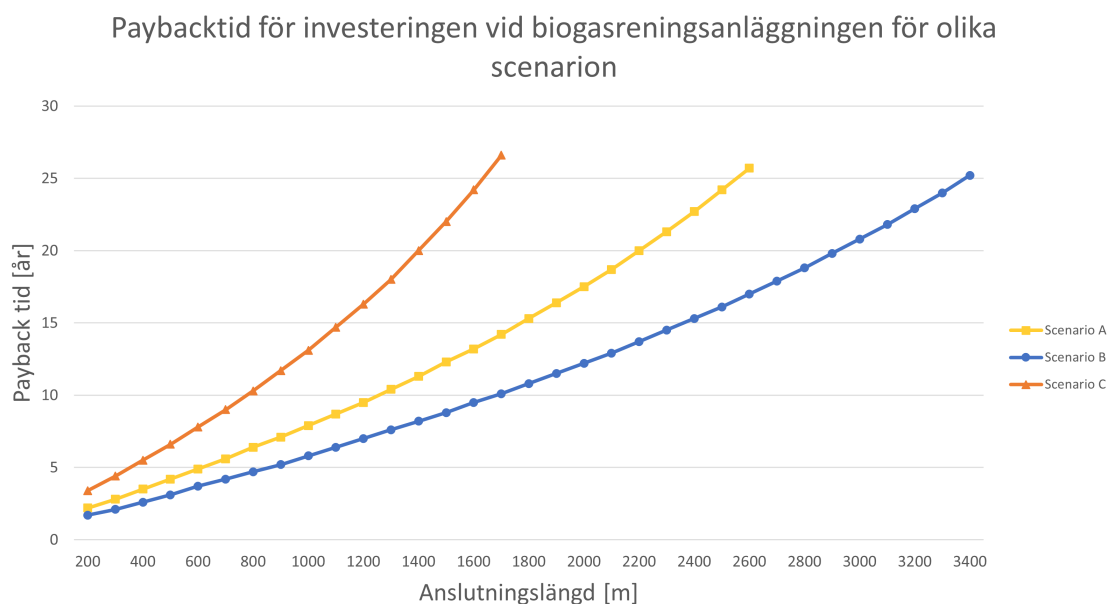
Om det även tas hänsyn till prognosens spridning varierar priset mellan 0,85 - 1,85 kr/kWh. Med bakgrund till den presenterade informationen ovan kommer följande avsnitt beröra tre olika scenarion för hur priset på el och fjärrvärme kan antas utveckla med anledning att utforska investeringens lönsamhet med olika förutsättningar.

För de två grundinvesteringarna på 3,9 Mkr och 3,5 Mkr vid avloppsreningsverket respektive biogasreningsanläggningen består en stor del av investeringen av anslutningskostnaden. 200 meter fjärrvärmeledning till ett pris av 10000 kr/m resulterar i en anslutningskostnad på 2 Mkr. Även om anslutningskostnaden är en stor del av den totala grundinvesteringen befinner sig många industrier längre än 200 meter ifrån närmsta anslutningspunkt till fjärrvärmenätet. I samtliga scenarion undersöks det därför om anslutningslängden kan öka samtidigt som investeringen är lönsam.

- I scenario A antas det ett elpris på 1,35 kr/kWh och ett fjärrvärmepris på 1 kr/kWh. Restvärmen säljs för 0,6 kr/kWh. (Prognosen)
- I scenario B antas det ett elpris på 1,9 kr/kWh och ett fjärrvärmepris på 1,5 kr/kWh. Restvärmen säljs för 0,8 kr/kWh. (Prishöjningar)
- I scenario C antas det ett elpris på 0,9 kr/kWh och ett fjärrvärmepris på 0,8 kr/kWh. Restvärmen säljs för 0,4 kr/kWh. (Prissänkningar)



FIGUR 7.1: Paybacktid för investeringen vid avloppsreningsverket för de tre scenariona A, B och C.



FIGUR 7.2: Paybacktid för investeringen vid biogasreningsanläggningen för de tre scenariona A, B och C.

I figur 7.1 och 7.2 ovan plottas paybacktiden som en funktion av anslutningslängd för de tre scenariona A, B och C för respektive investering. Det scenario som genererar bäst förutsättningar för en lönsam investering är scenario B vilket illustrerar fallet med prisökningar på både fjärrvärme och elektricitet. Prisökningen på fjärrvärme genererar högre intäkter på såld restvärme. Prisökningen på elektricitet resulterar i högre kostnader som uppstår i samband att värmepumpen konsumerar el. Värmepumpen producerar cirka fyra gånger mer värmeenergi än den elektriska energi som värmepumpen konsumerar vid drift enligt definitionen av COP. Således resulterar det i att prisökningen på fjärrvärme genererar högre intäkter än vad det ökade elpriset genererar högre elkostnader. Med samma resonemang kan det även förklaras varför scenario C är sämre än scenario A. Det låga försäljningspriset på restvärmen i scenario C resulterar i en sämre lönsamhet på investeringen jämfört med förutsättningarna i scenario A. Följaktligen påverkas lönsamheten mer av en förändring på restvärmens försäljningspris än elpris. Om en industri planerar att göra en investering i ett system för restvärmeåtervinning är det därför viktigt att företaget förhandlar sig till det högsta möjliga försäljningspris för restvärmen.

Investeringens livslängd förväntas vara 50 år och en återbetalningstid som är kortare än det resulterar i att investeringen är lönsam. Företag vill dock inte vänta långa perioder på att deras investeringar ska generera vinst och därför begränsas återbetalningstiden till 25 år. För investeringen vid avloppsreningsverket motsvarar det en anslutningslängd på 820 meter, 1080 meter och 470 meter för respektive scenario A, B och C enligt figur 7.1. Anslutningslängden motsvarar

det avstånd som är mellan avloppsreningsverket och närmsta fjärrvärmeledning. Avloppsreningsverk behöver vara placerade nära vattendrag eller kust eftersom det renade vattnet måste ledas ut till havet. Städer och byar är också ofta anlagda nära vattendrag eller vid kusten vilket varit fördelaktigt historiskt sett. Fjärrvärmenätet är dessutom mer utbrett i områden med hög befolkningstäthet vilket således är i städerna. Det finns därmed goda möjligheter att ett system för restvärmeåtervinning vid ett avloppsreningsverk kan ha en låg anslutningskostnad på grund av att avståndet mellan avloppsreningsverk och närmsta fjärrvärmeledning är kort. Således har investeringen för samtliga tre scenarion goda möjligheter att begränsa paybacktiden till 20 år.

Investeringen i värmepumpsystemet vid biogasreningsanläggningen är mest lönsam. Det kan illustreras genom att jämföra paybacktiden mellan de två industrierna i figur 6.7 och 6.8. På grund av att investeringen vid biogasreningsanläggningen är mer lönsam betyder det att avståndet mellan anläggningen och fjärrvärmenätet inte är lika avgörande för investeringens lönsamhet. I figur 7.2 illustreras de återbetalningstider som investeringen har med avseende på anslutningslängd och de olika scenariona. Vid en återbetalningstid på 25 år blir anslutningslängden 2550 meter, 3400 meter och 1630 meter för respektive scenario A, B och C. Den goda lönsamheten för investeringen vid biogasreningsanläggningen är till följd av att en stor del av energin från restvärmen kan föras över till kylvattnet och in i ackumulatortanken utan behov av en värmepump. Det principiella COP-värdet för hela värmesystemet i biogasanläggningen blir då 7,5 när det kan säljas värme på en effekt av 476 kW till nätet vid en elkonsumtion på 63,5 kW. De här förutsättningarna gäller främst industrier som kan producera restvärme i det högre temperaturintervallet (>55 grader). Följaktligen har den här typen av industri goda möjligheter att göra en lönsam investering för restvärmeåtervinning eftersom intäkterna är mycket högre än kostnaderna. En industri som producerar högt tempererad restvärme behöver således inte vara placerad på ett avstånd under 2550 meter till ett fjärrvärmenät om scenario A eller B stämmer. Om det skulle ske stora prissänkningar på både el och fjärrvärme, vilket inte är sannolikt i närtid enligt de prognoser som gjorts, måste anläggningen ligga inom en radie på 1630 meter till fjärrvärmenätet för att återbetalningstiden ska bli max 25 år.

Det finns även negativa aspekter kopplade till implementeringen av värmepumpar vid den undersökta biogasreningsanläggningen om biogasflödet varierar snabbt under korta tidsperioder. Alltför stora hastighetsändringar av biogasflödet kan leda till undermålig drift för värmepumparna vilket vill undvikas. Upplösningen på den data som varit tillgänglig för denna rapport har varit på timbasis vilket innebär att det är omöjligt att få reda på hur snabbt volymflödet accelereras och decelereras vid start- respektive stoppsekvenser, vilket illustreras väl av graferna i figur 3.2

och 3.4. En snabb förändring på flödet som pågår i några sekunder visas på samma sätt som en långsam förändring som pågår i exempelvis 50 minuter. För att säkerställa en trygg drift av värmepumparna behöver ytterligare arbete kring biogasproduktionens drifttid utföras.

7.2 Framtida möjligheter med värmepumpar i 5GDH

De värmesystem som framtagits i denna rapport grundar sig i att ett lågtempererat fjärrvärmenät på 50 grader finns tillgängligt i närområdet. Trots att dessa fjärrvärmesystem inte är en standard ännu undersöks det samtidigt om 5GDH som har ännu lägre temperaturer ned mot 10-20 grader. Målet är att skapa kortare lokala vattennät där flera byggnader är anslutna till nätet utan ett behov av en stor produktionsanläggning. Varje enskild byggnad skall ha en egen undercentral med värmepumpar som omvandlar energin i nätet till användbar värme för uppvärmning och tappvarmvatten [37]. Det nedkylda vatten som en värmepump i ett hushåll avger från förångaren skall föras in till fjärrkylasystemet och på så sätt kopplas det varma och det kalla vattensystemet ihop. Under vintermånader med stora värmebehov kommer energi behöva tillsättas systemet vilket görs via större luftvärmepumpar eller bergvärmepumpar som arbetar efter bestämda givartemperaturer i nätet [37]. Under sommarmånaderna kommer fjärrkylan maximeras vilket innebär att hushållen dumpar sin värme till vattensystemet som sedan förs in till det varma 5GDH-systemet. Här finns potential att använda termiska lagringsmöjligheter vilket sedan förs ut på systemet igen när det blir kallare frammåt hösten [38]. Dessutom finns det god potential att balansera energinnehållet i nätet genom att ägaren till nätet har god kännedom om konsumenternas behov. Exempelvis kan konsumenter som ofta behöver mycket kyla vara nödvändiga för 5GDH-systemet eftersom deras värmeenergi kan transporteras till konsumenter som behöver värme. Detta kan exempelvis vara en stor mataffär med många kyl- och frysdiskar eller en ishall.

7.3 Potentiella utvecklingsområden för arbetet

Kostnaden för att gräva och anlägga fjärrvärmenätet har bestämts till 10 000 SEK/m enligt uppgifter från Krafringen. Siffrorna gäller för 3GDH vilket fortsatt är standarden idag. I 4GDH kommer materialkostnaden bli lägre när delar av rörsystemet kan ersättas med plaströr istället för de befintliga metallrör. Dock kommer kostnaden för grävning förmodligen vara samma som

idag vilket är en av de större kostnaderna vid anläggning av fjärrvärmenät. Anslutningskostnaden kan minska för framtida fjärrvärmenät och det kommer behöva utföras ytterligare studier på det om återbetalningstiden ska beräknas korrekt.

I 4GDH kan värmepumpen också användas som en kylmaskin vid avloppsreningsverket om det möjliggjorts för värmepumpen under installationen. Då krävs en ytterligare fjärrvärmeväxlare, ett dubbelt så stort rörsystem samt cirkulationspumpar till det kylningssystemet. Kostnaderna blir alltså högre men det möjliggör också större intäkter när industrin även kan sälja kyla under varma tidsperioder. Under sommarmånaderna hanterar avloppsreningsverket vattentemperaturer omkring 13-18 grader vilket kan höjas ytterligare för att då kunna sälja kyla till ett fjärrkylanät om det finns tillgängligt i området. Intresset för komfortkyla har ökat i popularitet de senaste åren även i Sverige men fjärrkylanäten är fortsatt få och det är få industrier som kan producera kyla. Med anledning av detta har rapporten inte fokuserat på fjärrkyla.

Om ett arbete med liknande ämne ska beröras kan ett intressant fokus vara på utvecklingen av 4GDH i Europa. Där är inte 3GDH lika utbred som i Sverige och behovet av uppvärmning med fossilfria energikällor kommer vara fortsatt eftertraktade när många europeiska länder ska minska konsumtionen av naturgas och kol. Europas framtida energisystem kommer sannolikt inkludera mer fjärrvärme som förmodligen kommer fokusera på utbyggnaden av lågtemperaturnät vilket innebär goda möjligheter för att återanvända restvärme [4].

Slutsats

I den här avhandlingen har restvärmepotentialen i två industrier undersökts när de har tillgång till ett fjärde generationens fjärrvärmenät. Den låga temperaturen på det nya fjärrvärmenätet möjliggör den här typen av energieffektiviseringsåtgärd för de mindre industrierna som inte har ekonomin för dessa satsningar i dagens fjärrvärmenät. Den viktigaste slutsatsen från rapporten är att investeringens lönsamhet i hög grad beror på elpriset i relation till priset på såld restvärme eftersom det avgör hur stora årliga vinster investeringen ackumulerar under livslängden. Lönsamheten påverkas däremot mer av en förändring i priset på såld restvärme, jämfört med samma procentuella förändring i elpris, eftersom storleken på den värmeeffekt som säljs är större än den eleffekt som förbrukas. Således har scenario B godast lönsamhet.

Värmepumparnas roll i energisystemet kommer bli allt viktigare när olika energieffektiviseringsåtgärder kommer bli vanligare i företag och industrier som producerar restvärme. Detta kommer sannolikt leda till ett mer decentraliserat energisystem där lokala energinät skapas i anslutning kring en restvärmeproducent. Femte generationens fjärrvärmesystem är ett exempel på ett sådant energisystem där värmen produceras lokalt och där byggnaderna i samma område delar på ett vattennät.

Appendix A

TABELL A.1: Värden beräknade från peace software. [30]

Storhet	Värde
$\rho_{CH_4}(335K, 2bar)$	1,155 kg/m ³
$\rho_{CO_2}(335K, 2bar)$	3,199 kg/m ³
$Cp_{CH_4}(335K, 2bar)$	2,331 kJ/kg
$Cp_{CO_2}(335K, 2bar)$	0,890 kJ/kg
$\rho_{CH_4}(350K, 7, 68bar)$	4,264 kg/m ³
$\rho_{CO_2}(350K, 7, 68bar)$	11,920 kg/m ³
$Cp_{CH_4}(350K, 7, 68bar)$	2,396 kJ/kg
$Cp_{CO_2}(350K, 7, 68bar)$	0,927 kJ/kg
$\rho_{CH_4}(273, 15K, 1bar)$	0,708 kg/m ³
$\rho_{CO_2}(273, 15K, 1bar)$	1,951 kg/m ³

TABELL A.2: Givna storheter direkt från anläggningens mätdata.

Storhet	Värde
tempdiff. VVX 1	103
tempdiff. VVX 2	133
$vol\%_{CH_4}$	0,524
$vol\%_{CO_2}$	0,476
\dot{V}_1 [Nm ³ /h]	2433,16
\dot{V}_2 [Nm ³ /h]	3446,86

Värmeväxlare 1

$$Cp_{gasmix}(335K, 2bar) = \frac{Cp_{CH_4} \cdot \rho_{CH_4} \cdot vol\%_{CH_4} + Cp_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} \cdot vol\%_{CO_2}}{\rho_{CH_4} \cdot vol\%_{CH_4} + \rho_{CO_2} \cdot vol\%_{CO_2}} = 1,30 \frac{kJ}{kgK} \quad (9)$$

$$\dot{m}_{CH_4} = \dot{V}_1 \cdot \rho_{CH_4(273K, 1bar)} \cdot vol\%_{CH_4} = 2433,16 \cdot 0,708 \cdot 0,524 = 902,7 \frac{kg}{h} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{V}_1 \cdot \rho_{CO_2(273K,1bar)} \cdot vol\%_{CO_2} = 2433,16 \cdot 1,951 \cdot 0,476 = 2259,6 \frac{kg}{h} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{CO_2} = 3162,3 \frac{kg}{h}$$

$$\dot{m}_{vatten\ddot{a}nga} = \dot{m}_{tot} \cdot \frac{m_{vatten}}{m_{luft}} = 3162,3 \cdot 0,0285 = 90,1 \frac{kg}{h} \quad (10)$$

$$Q_{V VX1,biogas} = \frac{\dot{m}_{tot}}{3600} \cdot C_{p_{gasmix}} \cdot \Delta T_{gasmix} = \frac{3162,3}{3600} \cdot 1,30 \cdot 103 = 117,6 kW \quad (5)$$

$$Q_{V VX1,kondensering} = \frac{\dot{m}_{vatten\ddot{a}nga}}{3600} \cdot \Delta h_v = \frac{90,1}{3600} \cdot 2403 = 60,1 kW \quad (11)$$

Δh_v är förångningsentalpin för vattenånga vid 41,5 grader. Detta beror på att daggpunkten är vid 41,5 grader för vattenångan i värmeväxlare 1 enligt förutsättningarna som visas i figur 3.5. Värdet är beräknat med Dewpoint Calculator V3.2 som återfinns i Malmbergs datorsystem.

TABELL A.3: Beräknade storheter för VVX1.

Storhet	Värde
$C_{p_{gasmix}}(350K, 2bar)$ [kJ/kg K]	1,30
\dot{m}_{CH_4} [kg/h]	902,7
\dot{m}_{CO_2} [kg/h]	2259,6
\dot{m}_{tot} [kg/h]	3162,3
massflöde vatten (ångform) [kg/h]	94,2
Kyleffekt 1 biogas [kW]	117,6
Kyleffekt 1 kondensation [kW]	60,1

Värmeväxlare 2

$$C_{p_{gasmix}}(350K, 7.68bar) = \frac{C_{p_{CH_4}} \cdot \rho_{CH_4} \cdot vol\%_{CH_4} + C_{p_{CO_2}} \cdot \rho_{CO_2} \cdot vol\%_{CO_2}}{\rho_{CH_4} \cdot vol\%_{CH_4} + \rho_{CO_2} \cdot vol\%_{CO_2}} = 1,34 \frac{kJ}{kgK} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{CH_4} = \dot{V}_2 \cdot \rho_{CH_4(273K,1bar)} \cdot vol\%_{CH_4} = 3446,86 \cdot 0,708 \cdot 0,524 = 1278,8c$$

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{V}_2 \cdot \rho_{CO_2(273K,1bar)} \cdot vol\%_{CO_2} = 3446,86 \cdot 1,951 \cdot 0,476 = 3201,0 \frac{kg}{h} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{CH_4} + \dot{m}_{CO_2} = 4479,8kg/h$$

$$\dot{m}_{vatten\ddot{a}nga} = \dot{m}_{tot} \cdot \frac{m_{vatten}}{m_{luft}} = 4479,8 \cdot 0,0045 = 20,2 \frac{kg}{h} \quad (10)$$

$$Q_{V VX2,gas} = \frac{\dot{m}_{tot}}{3600} \cdot C_{p_{gasmix}} \cdot \Delta T_{gasmix} = \frac{4479,8}{3600} \cdot 1,34 \cdot 133 = 221,8kW \quad (5)$$

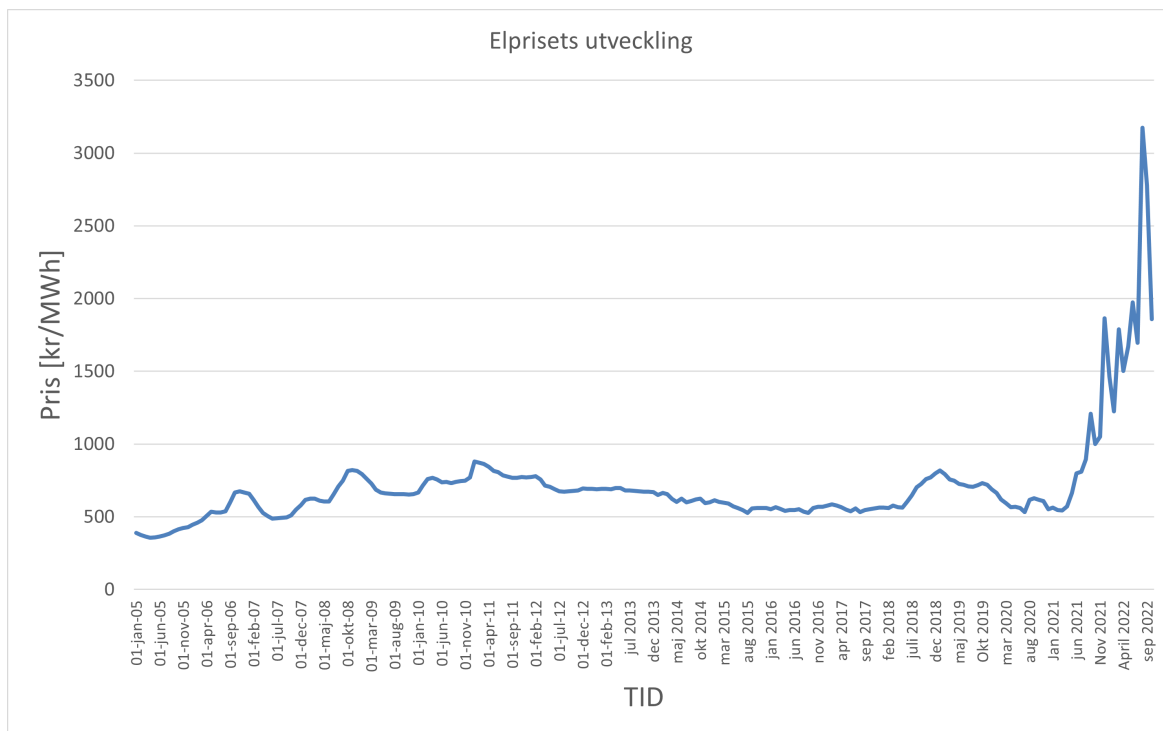
$$Q_{V VX2,kondensering} = \frac{\dot{m}_{vatten\ddot{a}nga}}{3600} \cdot \Delta h_v = \frac{20,2}{3600} \cdot 2419 = 13,6kW \quad (11)$$

Δh_v är förångningsentalpin för vattenånga vid 34,8 grader. Detta beror på att daggpunkten är vid 34,8 grader för vattenångan i värmeväxlare 2 enligt förutsättningarna som visas i figur 3.5. Värdet är beräknat med Dewpoint Calculator V3.2 som återfinns i Malmbergs datorsystem.

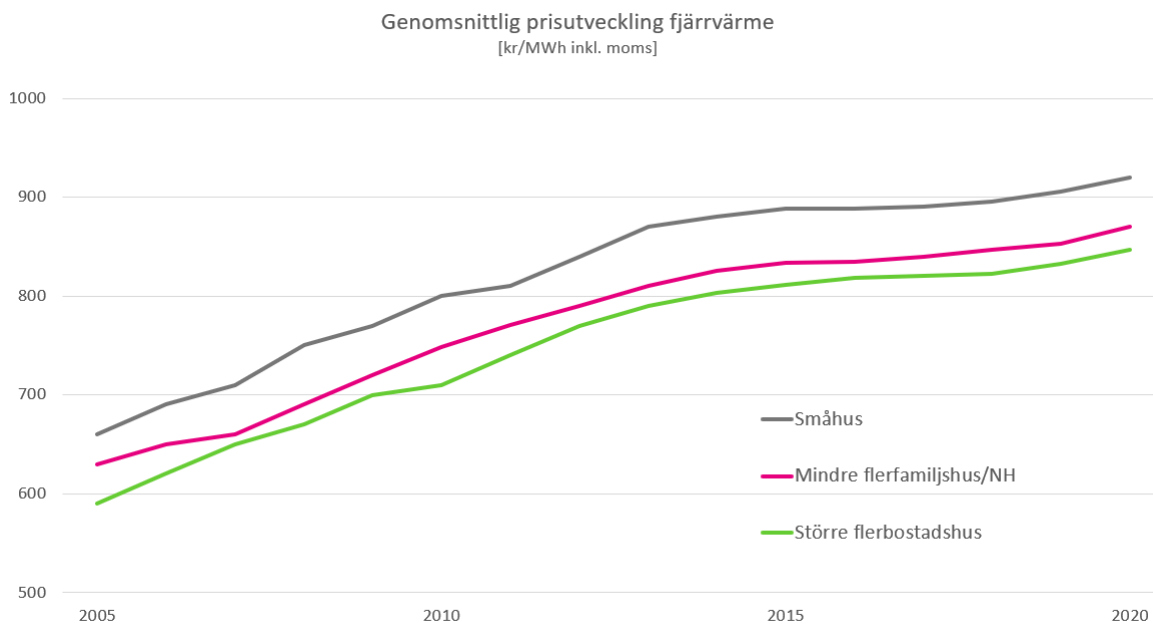
TABELL A.4: Beräknade storheter för VVX2.

Storhet	Värde
$C_{p_{gasmix}}(350K, 2bar)$ [kJ/kg K]	1,34
\dot{m}_{CH_4} [kg/h]	1278,8
\dot{m}_{CO_2} [kg/h]	3201,0
\dot{m}_{tot} [kg/h]	4479,8
massflöde vatten (ångform) [kg/h]	20,2
Kyleffekt 1 biogas [kW]	221,8
Kyleffekt 1 kondensation [kW]	13,6

Appendix B



FIGUR B.1: Elprisetsutveckling exklusive skatter enligt SCB. Datan gäller för typkunden som konsumerar 30000 kWh/år. [39] [40]



FIGUR B.2: Fjärrvärmens prisutveckling. [41]

Litteraturförteckning

- [1] Kristina Holmgren Louise Staffas Ida Adolfsson Maria Lindblad Jenny Arnell, Lisa Bolin. Förutsättningar för ökad nytta av restvärme. B2077:23–24, 2013. Hämtad från <https://www.ivl.se/publikationer/publikationer/forutsattningar-for-okad-nytta-av-restvarme.html> [2023-01-06].
- [2] Jernkontoret. *Jernkontorets energihandbok*. 2022. Hämtad från <https://www.energihandbok.se/tillvarata-lagvardig-energi>.
- [3] Energiföretagen. Fjärrvärmeproduktion. 2022. Hämtad från <https://www.energiforetagen.se/energifakta/fjarrvarme/fjarrvarmeproduktion/>.
- [4] Ann-Sofie Borglund. Framtidens fjärrvärme tar form. *Tidningen Energi*, 2020. Hämtad från <https://www.energi.se/artiklar/framtidens-fjarrvarme-tar-form/>.
- [5] Kraftringen. *COOL DH - lågtempererad fjärrvärme*. 2022. Hämtad från <https://www.kraftringen.se/om-kraftringen/om-oss/framtiden/brunnshog/cool-dh/>.
- [6] Helge Averfalk and Sven Werner. Novel low temperature heat distribution technology. *Energy*, 145:526–539, 2018. ISSN 0360-5442. doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.157>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544217322004>.
- [7] M. Fleming, T. Björkman, T. Dahlman, A. Eliasson, T. Hinrichs, P. Lundqvist, L. Palm, M. Pettersson, M. Ragnarsson, L. Trygg, and R. Agren. *Energieffektivisering av Sveriges industri*. pages 6–8, 2013. Hämtad från <https://issuu.com/iva-publikationer/docs/201308-iva-energieffektivisering-ra>.
- [8] J. Nunes, P. Lindqvist, and S. Tumlin. *Teknisk beskrivning Tillståndsansökan för Ryaverket BILAGA 2*. Technical report, Gryaab, 2017. Hämtad från <https://docplayer.se/71296900-Teknisk-beskrivning-tillstandsansokan-for-ryaverket-bilaga-2.html>.
- [9] Celsius Initiative. *Heat pumps using waste water in Gothenburg, Sweden*. 2020. Hämtad från <https://celsiuscity.eu/heat-pumps-using-waste-water-in-gothenburg-sweden/>.
- [10] Konsumenternas Energimarknadsbyrå. Vad är fjärrvärme? 2020. Hämtad från <https://www.energimarknadsbyran.se/fjarrvarme/vad-ar-fjarrvarme/>.

-
- [11] Polarpumpen. Hur fungerar en luftvärmepump? 2022. Hämtad från <https://www.polarpumpen.se/kunskapsbanken/varmepump-kunskapsbank/luftvarmepump-kunskapsbank/sa-fungerar-en-luftvarmepump/hur-fungerar-en-luftvarmepump/> [2022-09-26].
- [12] Thermia. Inuti en värmepump: Kylkretsen. 2022. Hämtad från <https://www.thermia.se/varmepump-kunskap/hur-fungerar-en-varmepump/inuti-en-varmepump/> [2022-09-26].
- [13] SWEP. Kondensorer. 2022. Hämtad från <https://www.swep.se/losningar/condensers/> [2022-09-26].
- [14] Engineering Toolbox. Heat pumps - performance and efficiency ratings. 2008. Hämtad från https://www.engineeringtoolbox.com/heat-pump-efficiency-ratings-d_1117.html.
- [15] Vattenfall. Vad är bergvärme? 2022. Hämtad från <https://www.vattenfall.se/varmepumpar/bergvarme/hur-fungerar-bergvarme/#:~:text=V%C3%A4tskan%20som%20pumpas%20runt%20i,upp%20av%20solen%20under%20sommaren.>
- [16] Seriekopplat system av värmepumpar, .
- [17] Parallellkopplat system av värmepumpar, .
- [18] Baxi. Bonus air 10. pages 13–14, 2017. Hämtad från https://www.baxi.se/wp-content/uploads/2021/06/bonus-air_manual_2017-09-12_webb.pdf.
- [19] Matteo Ciucci. *Energieffektivitet*. 2021. Hämtad från <https://www.europarl.europa.eu/factsheets/sv/sheet/69/energieffektivitet>.
- [20] Infrastrukturdepartementet. Planen repowerEU samt meddelande om el- och gasmarknaden. 2022. Hämtad från <https://www.regeringen.se/faktapromemoria/2022/06/202122fpm102/>.
- [21] Europeiska Kommissionen. Meddelande från kommissionen till europaparlamentet, europeiska rådet, rådet, europeiska ekonomiska och sociala kommittén samt regionkommittén: Planen REPowerEU. pages 3–6, 2022. Hämtad från https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:fc930f14-d7ae-11ec-a95f-01aa75ed71a1.0018.02/DOC_1&format=PDF.

- [22] Energimyndigheten. *Energiläget 2022 – En översikt*, 2022. Hämtad från <https://energimyndigheten.a-w2m.se/Home.mvc?ResourceId=208636>.
- [23] Naturvårdverket. *Energianvändning inom industrin*. 2018. Hämtad från <https://www.naturvardsverket.se/data-och-statistik/energi/energianvandning-industri/>.
- [24] Helge Averfalk; Bengt-Göran Dalman; Christer Kilersjö; Kristina Lygnerud och Sebastian Welling. *Analys av 4e generationens fjärrvärmeteknik jämfört med 3e generationens*. Technical Report 547, Energiforsk, December 2018. Hämtad från <https://energiforskmedia.blob.core.windows.net/media/25450/analys-av-4e-generationens-fjarrvarmeteknik-jamfort-med-3e-generationens-energiforskrap.pdf>.
- [25] Alfa Laval. *The theory behind heat transfer*. pages 4–5, 2004. Hämtad från https://www.alfalaval.com/globalassets/documents/microsites/heating-and-cooling-hub/alfa_laval_heating_and_cooling_hub_the_theory_behind_heat_transfer.pdf.
- [26] Alfa Laval. *Compact heat exchangers*. 2022. Hämtad från <https://www.alfalaval.com/microsites/increase-efficiency/products/compact-heat-exchangers/>.
- [27] tillra. *Payback-metoden*. 2022. Hämtad från <https://tillra.se/wiki/payback-metoden/>.
- [28] Yunus Cengel; Michael Boles. *Thermodynamics: An engineering approach*. pages 718–722, 2011. Hämtad från <https://www.arma.org.au/wp-content/uploads/2017/03/thermodynamics-an-engineering-approach-cengel-boles.pdf> [2023-01-25].
- [29] J.M. Campbell. *Gas conditioning and processing*. 2:197–200, 1992. <https://archive.org/details/122207008GasConditioningAndProcessingVolume2JohnCampbellCo/page/n213/mode/2up>.
- [30] Berndt Wischnewski. *peace software*. 2007. Hämtad från http://www.peacesoftware.de/einigewerte/einigewerte_e.html.
- [31] IVT. *Fördjupat datablad ivt geo 222-280*. 2018. Hämtad från https://backend.omnishare.net/gfx/Files/116/SE%20-%20Dokumentarkiv/Datablad/Varmepumpar/IVT%20Geo%20200/Datablad_Geo222-280_fordjupat.pdf.

- [32] Persson M.L. Berggren B. Sjöqvist D. Rosén M. och Wiederholm, J. Fastigheten Nils Holgerssons underbara resa genom Sverige. pages 12–13, 2022. Hämtad från <https://nilsholgersson.nu/rapporter/rapport-2022/>.
- [33] Sveriges Allmännyttta. Modesta prishöjningar på fjärrvärme de kommande åren. 2022. Hämtad från <https://www.sverigesallmannytta.se/modesta-prishojningar-pa-fjarrvarme-de-kommande-aren/#::~text=Ny%20statistik%20fr%C3%A5n%20Prisdialogen%20visar,1%2C7%20procent%20f%C3%B6r%202024>. [2023-02-03].
- [34] Robert Boije och Sten Hansen. Elkostnader: En rapport om elprisernas betydelse för sveriges småhusägare. *SBAB*, Insiktsrapport 5:23–25, 2022. Hämtad från <https://www.bixia.se/energi-i-fokus/framtidens-elmarknad-bixias-prognos-2022---2035> [2023-01-04].
- [35] EON. Våra elnätsabonnemang för företag. 2022. Hämtad från <https://www.eon.se/content/dam/eon-se/swe-documents/swe-prislista-foretag-lag-syd-230101.pdf> [2023-01-04].
- [36] Energiföretagen. Energiskatt - skattesatser och kostnader. 2022. Hämtad från <https://www.energimarknadsbyran.se/el/dina-avtal-och-kostnader/elrakningen/energiskatt-skattesatser-och-kostnader/> [2023-01-04].
- [37] Marwan Abugabbara. Modelling and simulation of the fifth-generation district heating and cooling. pages 39–41, 2021. Hämtad från <https://portal.research.lu.se/en/publications/modelling-and-simulation-of-the-fifth-generation-district-heating> [2023-01-03].
- [38] Marwan Abugabbara. Modelling and simulation of the fifth-generation district heating and cooling. pages 54–57, 2021. Hämtad från <https://portal.research.lu.se/en/publications/modelling-and-simulation-of-the-fifth-generation-district-heating> [2023-01-03].
- [39] Statistiska centralbyrån. Månadsvärden april 2013–oktober 2022. 2022. Hämtad från <https://www.scb.se/hitta-statistik/statistik-efter-amne/energi/prisutvecklingen-inom-energiomradet/elpriser-och-elavtal/>.

-
- [40] Statistiska centralbyrån. Årsvärden 1996–2004, samt månadsvärden april 2004–mars 2013. 2022. Hämtad från <https://www.scb.se/hitta-statistik/statistik-efter-amne/energi/prisutvecklingen-inom-energiomradet/elpriser-och-elavtal/>.
- [41] Energiföretagen. Fjärrvärmepriser. 2020. Hämtad från <https://www.energiforetagen.se/statistik/fjarrvarmestatistik/fjarrvarmepriser/>.