

KOMPAKT AKTIV TERMoeLEKTRISK VARMEGJENVINNER

COMPACT ACTIVE THERMOELECTRIC HEAT RECYCLER

KETIL TUNHEIM

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITENSKAP  
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI  
MASTEROPPGAVE 30 S.TP. 2012





## Sammendrag

Det ble bygget en kanal av isopor hvor det ble plassert moduler bestående av en termoelektrisk kjøler med en kjøleribbe på hver side. Vifter skapte en tvungen luftstrømning gjennom kjøleribbene. Kanalen var delt i en øvre og en nedre del, og luften ble ledet først gjennom den øvre og deretter gjennom den nedre delen. Kjølerne ble kjørt med forskjellig spenning, og temperaturer ble registrert underveis for å dokumentere varmeoverføring. Dette forsøket kunne dermed gi informasjon om ytelsen til en aktiv motstrøms varmeveksler. Resultatene viser for hvilke temperaturforskjeller og effekter denne kan fungere som varmpumpe, varmegjenvinner med netto oppvarming, kjøleanlegg eller varmegjenvinner uten netto oppvarming. For sistnevnte driftsmodus og en luftstrømning som kan tjene et typisk soverom etter nyeste byggt tekniske forskrifter, så vises en varmefaktor på over 3 selv for temperaturforskjeller på 40 grader. Muligheten for videre eksperimenter belyses i slutten av oppgaven.

## Abstract

A duct was built out of styrofoam, and several modules consisting of a thermoelectric cooler (TEC) and two heat sinks were placed parallel to the axis of air flow. Fans provided a forced air flow. The air flow was divided into an upper and a lower section, and the air was first led through the upper and then the lower section, passing through the heat sinks on both ways. The TECs were given different voltages, and temperatures were registered while these were running, to attempt to document heat flows. This experiment could thus reveal the power and efficiency characteristics of an active counter-flow heat exchanger. The results show for which temperature differences this apparatus can act as a heat pump, a heat recycler with net warming, an air conditioner or a heat recycler with no net warming. For the latter mode of operation, using an air flow that can supply a typical bedroom with adequate ventilation, a coefficient of performance (COP) of above 3 is achieved even at a temperature difference of 40 degrees celsius. Potential for further experiments is discussed at the end of the thesis.

# Forord

Arbeidet med denne oppgaven var svært spennende, og jeg er svært takknemlig for alle som ga meg hjelp og råd: førsteamenuensis ved UMB Petter Heyerdahl; direktør i Resonator Svein Hestevik; professor ved UiS Jan Kåre Bording; senioringeniør ved UMB Tom Ringstad; overingeniør ved UMB Bjørn Kasin; overingeniør ved UMB Arne Svendsen; lærling ved UMB Anton Alexander de Caspary; professor ved UMB Peder Tyvand; m.fl.

Ideen ble foreslått til meg av Petter H. Heyerdahl og Svein Hestevik, som jeg tidligere hadde snakket med om valg av masteroppgave. Jeg leste meg raskt opp på termoelektriske elementer og tenkte at dette ville bli en spennende oppgave. Jeg begynte å forberede denne oppgaven i Juni i 2012.

I de første månedene leste jeg grunnleggende teori om termoelektrisitet samtidig som jeg skaffet en oversikt over produsenter, utviklere og tilgjengelig teknologi. Jeg besøkte Jan Kåre Bording ved Universitetet i Stavanger, som også har tatt del i å forme den ideen som ble til min oppgave. Han var gavmild nok til å gi meg flere termoelektriske elementer slik at jeg raskt kunne begynne forsøket.

Byggingen av eksperimentet ble gjort i Oktober 2012, med mange gode ideer og mye hjelp fra blant andre Petter Heyerdahl, Tom Ringstad, Bjørn Kasin og Arne Svendsen. Temperatursensorer ble kjøpt inn, kalibrert og klargjort av Tom Ringstad. Det var klart for målinger tidlig i November.

Da alt kjørte som det skulle, så innså jeg at hver måleserie tok mye lengre tid enn jeg forventet. Jeg måtte innhente ekstra ressurser slik som lørdags- og søndagskvelder for å få inn nok data, og i en stund var hver måleserie et nytt mysterium. Jeg ville ikke godta hvor gode resultatene så ut til å være, før jeg hadde undersøkt alle feilkilder. Det var en spennende og utmattende periode som varte resten av November. De gjenværende dagene i Desember ble satt av til analyse av resultatene og til renskriving av selve oppgaven, med unntak av regelmessige perioder dedikert til søvn.

# Innhold

Sammendrag . . . . .	iii
Abstract . . . . .	iv
Forord . . . . .	v
Innhold . . . . .	vi
Nomenklatur . . . . .	viii
<b>1 Innledning</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstilling . . . . .	2
<b>2 Teori</b>	<b>5</b>
2.1 Termoelektriske fenomener . . . . .	5
2.2 Termoelektriske materialer . . . . .	6
2.3 Bruksområder for termoelektriske elementer . . . . .	11
2.3.1 Innen ventilasjon og varmpumping . . . . .	13
<b>3 Metode</b>	<b>15</b>
3.1 Analytisk-empirisk modell . . . . .	15
3.1.1 Utregning av TECs parametere . . . . .	16
3.1.2 Tilnærming av termisk motstand . . . . .	16
3.1.3 Uten bruk av TEC . . . . .	18
3.1.4 Ved bruk av TEC . . . . .	19
3.1.5 Svakheter i modellen . . . . .	20
3.2 Eksperimentelt oppsett . . . . .	21
3.2.1 Kalibrering av TEC-elementene . . . . .	21
3.2.2 Isoporkanal . . . . .	21
3.2.3 Kjøleribber . . . . .	23
3.2.4 Montering av vifter . . . . .	25
3.2.5 Montering av termistorer . . . . .	26
3.2.6 Datalogging . . . . .	29
3.2.7 Måling av lufthastighet . . . . .	30
3.2.8 Datanalyse i Matlab . . . . .	31
<b>4 Resultater</b>	<b>34</b>
4.1 Tidsutvikling av temperatur . . . . .	34
4.2 Utregning av andre størrelser . . . . .	34
4.3 Ytelseskart . . . . .	40

4.4	Relative temperaturforskjeller . . . . .	41
4.5	Samkjøring med modell . . . . .	42
<b>5</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>44</b>
5.1	Innsikt i måleseriens natur . . . . .	44
5.2	Gjenvinner eller varmpumpe . . . . .	45
5.2.1	TEVG som komplementær løsning . . . . .	47
5.3	Bruk av datamodel . . . . .	48
5.4	Forbedringer i design . . . . .	48
5.4.1	Valg av vifteteknologi . . . . .	48
5.4.2	Termisk kontaktmotstand . . . . .	48
5.4.3	Ekstra varmeledning . . . . .	49
5.4.4	Energitilførsel . . . . .	49
5.4.5	Kondens . . . . .	50
5.5	Livssyklusanalyse . . . . .	50
<b>6</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>51</b>
<b>7</b>	<b>Bibliografi</b>	<b>52</b>
	<b>Vedlegg</b>	<b>55</b>
<b>A</b>	<b>Datablad</b>	<b>56</b>
<b>B</b>	<b>Labview-blokkdiagrammer</b>	<b>61</b>
B.1	main.vi . . . . .	62
B.2	read_coeff.vi . . . . .	63
B.3	regn_temp.vi . . . . .	63
B.4	skrivfil.vi . . . . .	64
<b>C</b>	<b>Empirisk-analytisk modell</b>	<b>65</b>
<b>D</b>	<b>Grafer for alle brukte måleserier</b>	<b>69</b>

# Nomenklatur

$\alpha$	Seebeck-koeffisient (TEC)
$\delta$	Mindre temperaturdifferanse
$\Delta H$	Entalpiforskjell
$\Delta T_l$	Temperaturfall på langs av passiv gjenvinner
$\Delta T_t$	Temperaturforskjell i tverrsnitt
$\Delta T_{max}$	Maksimal temperaturforskjell over TEC
$\dot{m}$	Massestrøm av luft
$\gamma$	Varmeavgivelseskonstant for termistor
$\kappa$	Termisk konduktivitet (TEC)
$\Lambda$	Konstant verdi
$\nu$	Kinematisk viskositet i luft
$\Pi$	Peltierkoeffisient (TEC)
$\rho$	Elektrisk resistivitet
$\rho_l$	Massetetthet i luft
$\sigma$	Elektrisk konduktivitet (TEC)
$A_b$	Tverrsnittsareal av luftstrømning gjennom kjøleribbe
$A_f$	Kontaktareal mellom luft og kjøleribbe
$b$	Avstand mellom finner i kjøleribbe
$C_P$	Varmekapasitet i luft
$COP_H$	Varmefaktor for TEC
$F$	Andel av total temperaturforskjell
$f$	Varmegjenvinningsgrad
$H$	Total høyde av kjøleribbe
$h$	Varmeovergangskoeffisient mellom kjøleribbe og luft
$H_f$	Høyde av aluminiumsfinner
$I$	Elektrisk strøm
$I_{max}$	Maksimal strøm gjennom TEC
$k$	Termisk konduktivitet i luft
$L$	Lengde av kjøleribbe i strømningsretning
$NTU$	”Dimensjonsløs størrelse” av varmeveksler
$Nu_i$	Ideelt Nusselt-nummer for kanal
$P$	Elektrisk effekt
$p$	Perimeteren av kjøleribbe
$P_F$	Varme avgitt av termistor
$Pr$	Prandtl-tall for luft
$Q$	Varmestrøm



$Q_C$	Varmestrøm inn mot kald side av TEC
$Q_H$	Varmestrøm ut fra varm side av TEC
$q_J$	Varmestrøm grunnet elektrisk resistans
$q_P$	Varmestrøm fra Peltiereffekten
$q_\kappa$	Varmestrøm fra konduksjon
$R$	Elektrisk resistans i TEC
$r^2$	Determinasjonskoeffisient
$R_T$	Total termisk motstand i passiv varmegjenvinner
$R_{th}$	Termisk motstand
$Re^*$	Modifisert Reynoldstall for kanal
$T$	Temperatur
$T_C$	Temperatur kald side av TEC
$T_F$	Temperaturfeil pga. selvoppvarming
$t_f$	Tykkelsen av aluminiumsfinner
$T_H$	Temperatur varm side av TEC
$T_{IN}$	Innetemperatur
$T'_{IN}$	Nedkjølt temperatur av gammel luft
$T_{UT}$	Utetemperatur
$T'_{UT}$	Oppvarmet temperatur av frisk luft
$V$	Spenning
$v$	Strømningshastighet av luft gjennom kjøleribbe
$V_{max}$	Maksimal spenning over TEC
$W$	Bredden av kjøleribbe
$X$	Exergy
$Z$	Godhetstall
$ZT$	Dimensjonsløst godhetstall

# 1 Innledning

Av helsemessige årsaker behøver ethvert hjem tilstrekkelig utskiftning av luft. Ifølge byggforskriftene i Norge må alle nye boliger ha en tilstrekkelig luftutskiftningsrate som er fastsatt i lovverket.<sup>5</sup> En bolig med takhøyde på 2.4m må skifte ut 50% av lufta i et rom hver time. For en stue på 25m<sup>2</sup> kan dette bety et varmetap på over 300W når utetemperaturen er -10°C, eller et ukentlig tap på 60kWh. Dette tapet kan dekkes ved ekstra oppvarming, eller ved en form for varmegjenvinning.

Norske hjem holdes varme gjennom et høyt forbruk av elektrisitet. Panelovner, andre elektriske ovner eller varmekabler fantes i 70% av norske hjem i 2001.<sup>27</sup> I årene siden, og spesielt siden 2009, så har det blitt mer utbredt i Norge å bruke varmepumper for å varme opp rom.<sup>28</sup> En varmepumpe solgt på det norske markedet i dag, kan oppnå en varmefaktor på 5 ganger forbrukt energi under gunstige forhold<sup>9,8</sup>, og en årsvarmefaktor på over 3 ganger forbrukt energi.<sup>11</sup> Denne vil dermed forbruke kun en tredjedel av energien en panelovn ville ha brukt til å yte samme oppvarming. Tall fra Statistisk Sentralbyrå for et utvalg av hjem viser en gjennomsnittlig nedgang i strømforbruk etter installasjon av varmepumpe.<sup>28</sup> Samtidig har teknologien muliggjort økt og billigere komfort, og derfor har mange opplevd et økt forbruk. En typisk varmepumpe kan yte mellom 3-5kW levert varme.

Konvensjonelle varmepumper baserer seg på en termodynamisk syklus i fire steg, med kompresjon og ekspansjon av et arbeidsmedium i en lukket sløyfe, hvor den veksler varme med to temperaturreervoarer (feks. kald luft og varm luft). Det samme prinsippet, men på en langt mindre skala, kan ta sted inne i stillestående halvledere, et fenomen kalt termoelektrisk effekt. I tillegg til å kunne omforme varme til elektrisitet, så kan disse halvlederne også flytte varme når de får levert strøm, og de flytter mer enn de selv forbruker.

Disse kompakte varmepumpene er foreløpig ikke like sterke eller effektive som konvensjonelle varmepumper kan være, men de kan være bedre egnet

der det er vanskelig å bruke slike, for eksempel i mindre kjølebokser eller til kjøling av elektronikk. I tillegg vil de kreve langt mindre vedlikehold, de kan vare svært lenge, og de behøver ikke å bruke miljøskadelige arbeidsmedier. I tillegg kan et element med en varmeproduksjon på nærmere 100 watt koste under 50 kroner, og de kan dermed representere en billig måte å redusere energibruk.

## 1.1 Problemstilling

I denne masteroppgaven skal jeg vurdere om et nytt produkt, basert på termoelektriske elementer, kan gi en billig og energieffektiv varmegjenvinning, og/eller oppvarming av et rom. Hensikten er å vurdere selve muligheten for å skape et produkt basert på denne teknologien. Både på forhånd og underveis i oppgaven gjøres det et litteraturstudium på termoelektriske elementer og bruken av disse for å oppnå ventilasjon, varmepumping og energieffektivitet. Dette for å bedre forstå hva som har blitt gjort før, hva som er i ferd med å skje og hva som kan skje i framtida. Det legges også vekt på oversikten over markedsaktører innen termoelektriske elementer, skjønt en grundig økonomisk analyse vil ikke bli gjort i denne oppgaven.

Forsøket følger et overordnet mål om å redusere global energibruk, om enn bare et ørlite grann. Motivasjonen for dette ble oppsummert ganske konsist av Kofi Annan, tidligere generalsekretær i FN, på Zerokonferansen på Gardermoen i november i år:

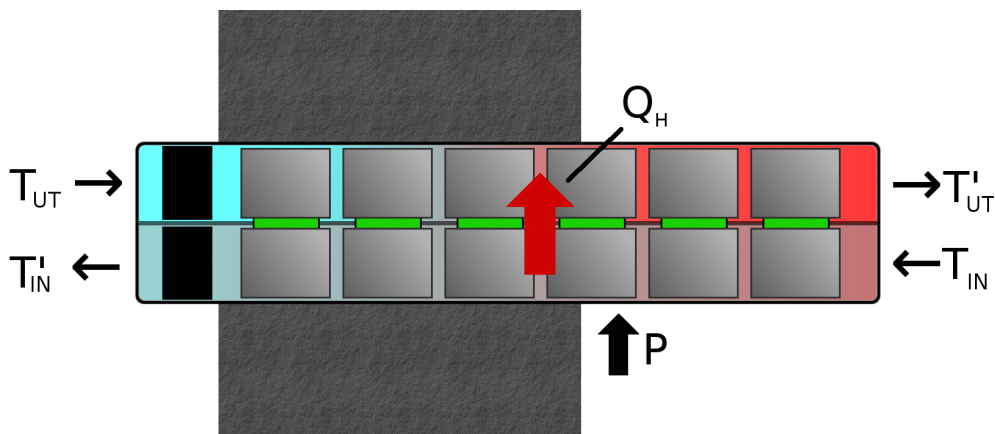
*"We need a revolution in how to generate and use energy. (...)  
Efficient use of energy is where we must begin."*<sup>1</sup>

Muligheten for en energieffektiviseringsgevinst ved å benytte produktet i eldre hjem, vil drøftes og vurderes opp mot resultatene av forsøket.

Et viktig desigmål er at produktet skal kunne passe inn i kanalen til en typisk kvadratisk lufteventil, av størrelse 15x15 cm. Forsøket begrenses i denne omgang til å dele denne kanalen i to mindre kanaler, hvor gammel luft trekkes ut i den ene delkanalen og frisk luft trekkes inn i den andre delkanalen.

Luftstrømmene passerer gjennom en seksjon med kjøleribber og TEC som fungerer som en varmeveksler, i dette tilfellet en motstrøms varmeveksler.

For å undersøke hvordan energigevinsten kan bli størst mulig, så er et av delmålene med forsøket å maksimere effektiviteten til hvert termoelektriske element, noe som skal gjøres ved å seksjonere varmeveksleren slik at hver TEC opplever en temperaturforskjell lavere enn den totale. Dette skal gjøres ved å fysisk dele opp kjøleribbene og plassere dem i en 2mm avstand for termisk isolasjon. Hver TEC skal altså ha to egne kjøleribber, og varmeledning mellom modulene skal være minimal. En prinsippskisse er vist i figur 1.1.



Figur 1.1: Gitt en elektrisk effekt  $P$  vil den aktive gjenvinneren overføre en varme  $Q_H$  slik at  $Q_H \leq P$ . Frisk luft vil bli dratt inn og varmet opp, gammel luft blir sendt ut og kjølt ned.

I denne oppgaven blir en generell termoelektrisk varmegjenvinner forkortet til TEVG. Typen som skal bygges i denne oppgaven vil jeg kalle en seksjonert TEVG, eller STEVG. Et produkt med termoelektriske elementer som brukes som en varmepumpe, ved å flytte varme fra omgivelsene ute til et rom innendørs, vil jeg kalle en termoelektrisk varmepumpe, eller TEVP. Konkrete mål for ytelse av samtlige inkluderer strømforbruk, varmegjenningsgrad, luftutskiftning og netto oppvarming av værelse. Oppgaven vil presentere målte verdier for dette, samt poengtere andre mulige forsøk, løsninger og potensiale for ytterligere forbedringer.

Varmegjenningsgraden  $f$  vil jeg definere som forholdet mellom tilført

## 1.1. PROBLEMSTILLING

---

varme og exergy i utgående luft,

$$f = \frac{\textit{Entalpiforskjell}}{\textit{Exergy}} \quad (1.1)$$

hvor  $\Delta H = Q_H$  er entalpiforskjellen lufta gjennomgår,  $X$  er exergy i varm-lufta som går ut, i forhold til omgivelsene ute,  $T_V$  og  $T_K$  er henholdsvis inne- og utetemperatur, og  $T'_V$  er temperaturen av oppvarmet frisk luft. Videre vil jeg definere varmfaktoren som

$$COP_H = \frac{\textit{Oppvarming}}{\textit{Elektriskeffekt}} \quad (1.2)$$

## 2 Teori

### 2.1 Termoelektriske fenomener

Varmeenergi overføres spontant fra et varmt område til et kaldt. Dette er termodynamikkens annen lov, og forklarer alle typer varmestrøm i naturen. Elektroner kan også lede varme, og når de samtidig er bærere av elektrisk strøm, så oppstår det vekselvirkninger mellom varmestrøm og elektromagnetisme, kalt termoelektriske (og termomagnetiske) effekter.

Av de nevnte effektene finnes det en hel rekke, som alle har til felles at varmestrøm kan skape elektriske og magnetiske felter, og vice versa. Mest interessante i denne omgang er Seebeckeffekten, hvor en spenningsforskjell skapes av en varmestrøm; og Peltiereffekten, som er motsatt og som starter en varmestrøm når en spenningsforskjell er påsatt. Se figur 2.1. For Seebeckeffekten definerer man en tilhørende koeffisient, Seebeck-koeffisienten, gitt ved

$$\alpha = \frac{dV}{dT}, \quad (2.1)$$

hvor  $V$  er spenningsforskjellen over det termoelektriske materialet, og  $T$  er temperatur. Tilsvarende defineres en Peltierkoeffisient

$$\Pi = \frac{I}{Q}, \quad (2.2)$$

hvor  $I$  er elektrisk strøm og  $Q$  er varmestrøm gjennom materialet. Videre er disse to forbundet ved følgende relasjon:

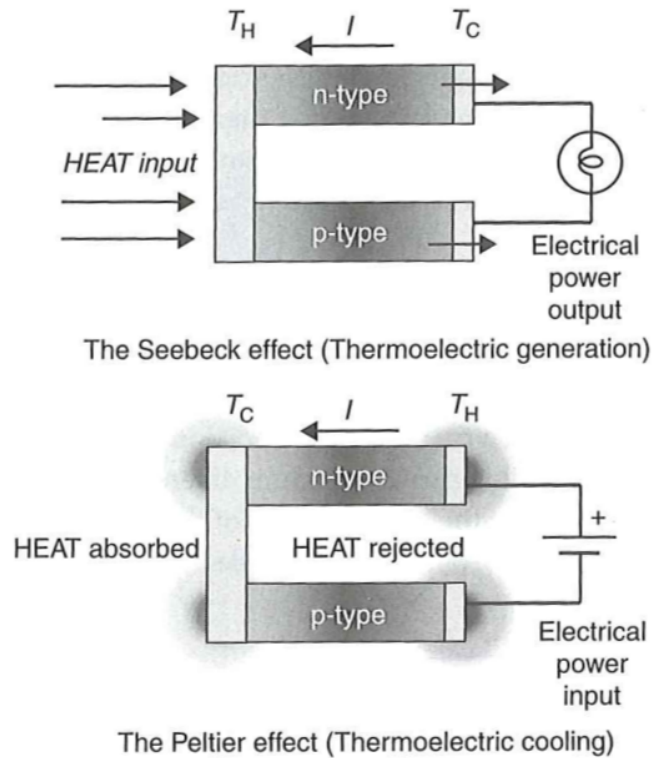
$$\Pi = \alpha T. \quad (2.3)$$

Relasjonen i (2.3) betyr at vi kan velge å bruke den koeffisienten som er enklest å regne ut, enten vi undersøker Seebeck- eller Peltiereffekten. Som regel brukes Seebeck-koeffisienten av nettopp denne grunn.<sup>12</sup> Koeffisienten

## 2.2. TERMOELEKTRISKE MATERIALER

---

kvantiserer en elektrisk potensialforskjell og gjelder derfor mellom to punkter i en elektrisk leder hvor dette potensialet oppstår.



Figur 2.1: En illustrasjon av Seebeck- og Peltiereffektene.<sup>25</sup>

## 2.2 Termoelektriske materialer

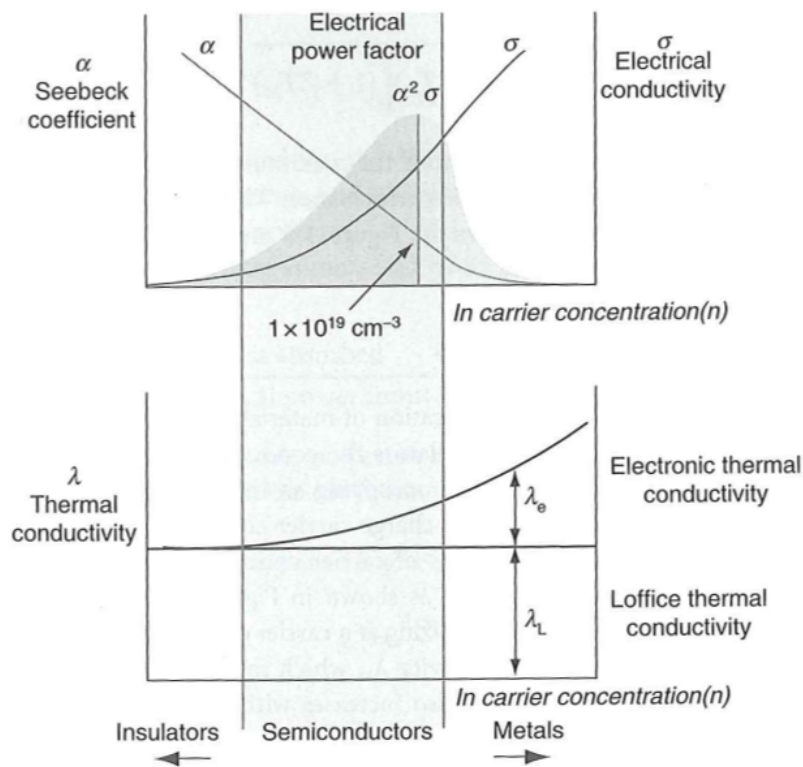
Enhver elektrisk leder kan demonstrere termoelektriske effekter, men halvledere viser den beste ytelsen, ved at de kan være gode elektriske ledere samtidig som de er dårlige varmeledere. Dette kvantiseres ved et godhetstall (figure-of-merit) gitt ved

$$Z = \frac{\alpha^2 \sigma}{\kappa}, \quad (2.4)$$

hvor  $\sigma$  er elektrisk ledningsevne og  $\kappa$  er termisk ledningsevne. Enda oftere brukes en dimensjonsløs variant som inkluderer driftstemperatur,

$$ZT = \frac{\alpha^2 \sigma T}{\kappa} = \frac{\alpha^2 T}{\rho \kappa}, \quad (2.5)$$

Se figur 2.2 for sammenhengen mellom disse materialkonstantene, og figur 2.8 for noen eksempler på godhetstall.

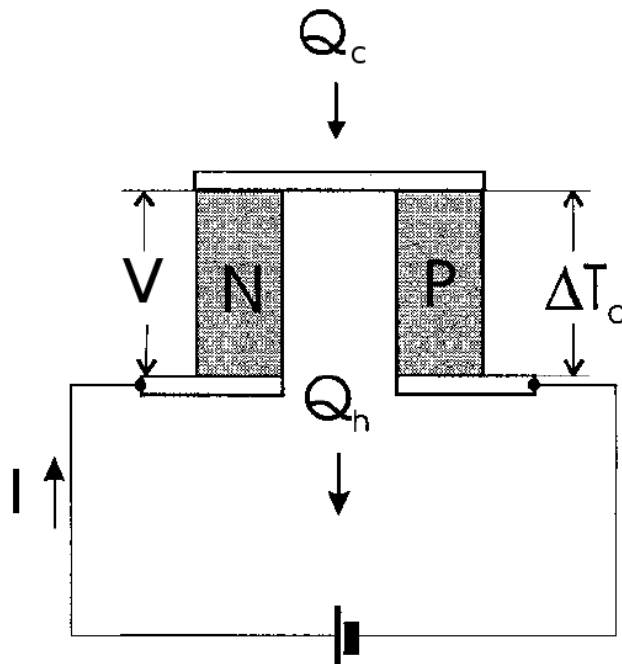


Figur 2.2: Illustrasjon av verdiene til godhetstallet i forskjellige materialer.<sup>25</sup>

Elektronene skaper en form for konveksjon av varme innad i materialet, og denne kan styres elektrisk til å gå i motsatt retning av den øvrige varmeledningen. Siden dette er en dominante formen for varmestrøm i materialet, så kan dette brukes i termoelektriske kjøleskap, evt. kjølebagger, og varmepumper. Til forskjell fra konvensjonelle varmepumper kan disse være svært kompakte og behøver ikke bevegelige deler.

For å utnytte Seebeck- og Peltiereffektene, så kan man lage et såkalt



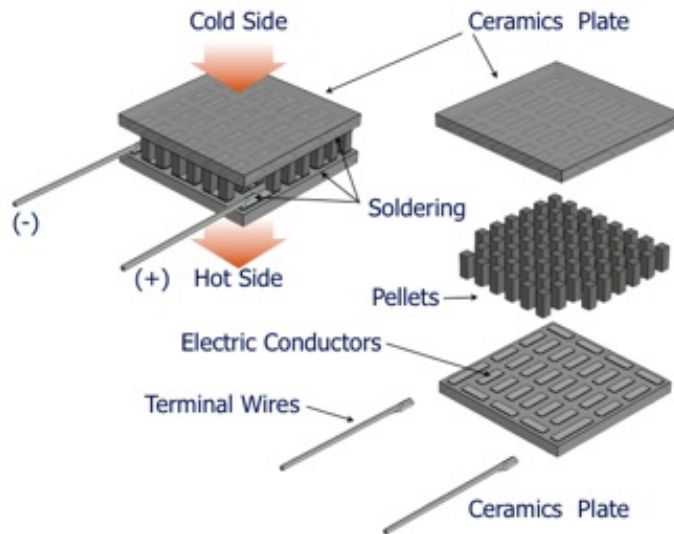


Figur 2.3: Illustrasjon av et termopar. N og P representerer n- og p-dopete materialer. De to er som regel koblet sammen med kobberledere.<sup>22</sup>

termopar, se figur 2.3. Dette er en seriekobling av to forskjellige materialer, ofte framstilt av samme halvledermateriale. Man øker spenningspotensialet mellom disse to bitene ved å øke ladningsbærertettheten på motsatt vis i de to. I den ene biten øker man antall valenselektroner ved å skyte inn andre atomer i materialet, og i den andre biten øker man antall elektronhull ved samme framgangsmåte. De to prosedyrene kalles gjerne p-doping (øke antall elektroner) og n-doping (øke antall elektrohull). Koblet sammen i en krets vil disse to bitene

Over de to endepunktene av et termopar vil det oppstå en spenningsforskjell hvis en varmetransport er til stede, og vice versa. Hvilket av fenomenene som driver det andre, avhenger av styrkene til disse og av Seebeck-koeffisienten. Altså kan samme termopar enten produsere strøm (Seebeckeffekt) eller produsere varme (Peltiereffekt).

I en termoelektrisk generator (TEG) eller en termoelektrisk kjøler (TEC) er mange termopar koblet sammen i serie og plassert mellom to elektrisk



Figur 2.4: Illustrasjon av bestanddelene i en termoelektrisk kjøler.<sup>21</sup>

isolerende plater, slik at termoparene leder varme parallelt. Se figur 2.4. I en TEC under drift finnes det flere bidrag til varmetransport. En av disse er oppvarming grunnet tap som skyldes den elektriske resistansen i materialet. Denne kan antas å skje uniformt i materialet, og halvparten av denne varmen vil slippe ut på hver side. Normen av hver av disse er lik

$$|q_J| = \frac{1}{2}RI^2, \quad (2.6)$$

Dessuten vil det alltid skje en begrenset varmeledning fra den varme sida av TECen til den kalde sida. Denne avhenger ganske enkelt av den termiske ledningsevnen  $\kappa$  og av temperaturforskjellen  $\Delta T = T_H - T_C$ , slik at

$$q_\kappa = \kappa(T_H - T_C) \quad (2.7)$$

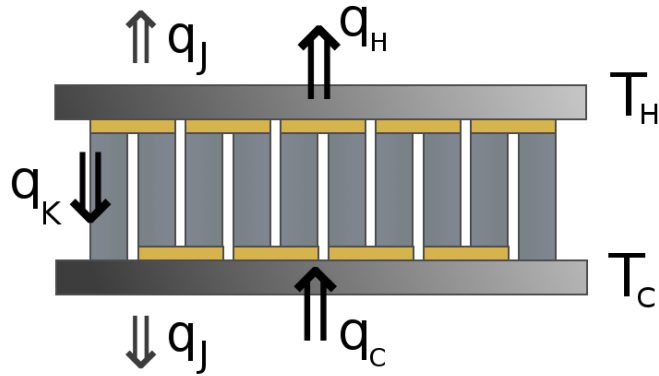
Mens den dominante formen for varmeledning i en god TEC, vil være den som direkte skyldes den termoelektriske effekten. Denne avhenger av Seebeckkoeffisienten, temperaturen i materialet og strømmen som passerer gjennom,

$$q_P = \alpha TI \quad (2.8)$$

## 2.2. TERMOELEKTRISKE MATERIALER

---

Siden temperaturen er (hensiktsmessig) forskjellig på de to sidene av TECen, noe som skyldes tilførselen av elektrisk effekt, så fører denne til to forskjellige varmebidrag  $q_H$  og  $q_C$ . En oversikt over alle disse bidragene kan ses i figur 2.5.



Figur 2.5: Oversikt over delbidrag til varmetransport gjennom en TEC.

Summen av disse, gitt konvensjonen at positiv strømning er mot og gjennom varm side av TEC, gir total varmestrøm gjennom kald og varm side av TEC, gitt ved

$$Q_C = \alpha T_C I - \frac{1}{2} R I^2 - \kappa (T_H - T_C) \quad (2.9)$$

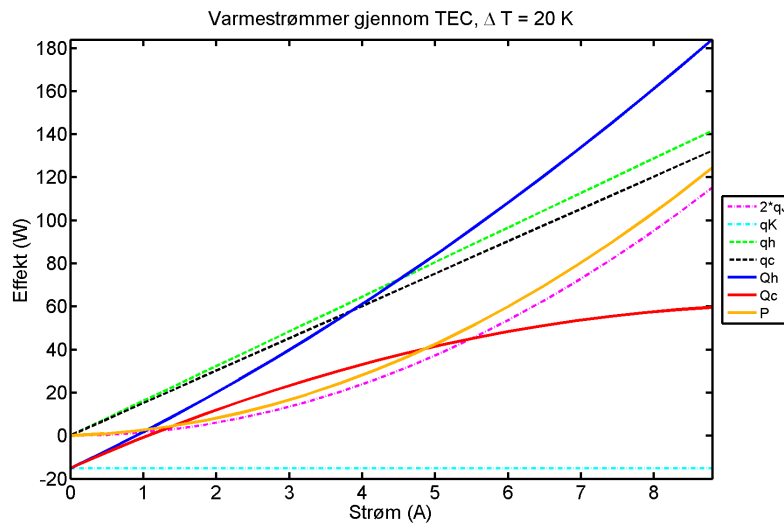
$$Q_H = \alpha T_H I + \frac{1}{2} R I^2 - \kappa (T_H - T_C) \quad (2.10)$$

hvor  $Q_C$  og  $Q_H$  er varmeledning gjennom henholdsvis kald og varm side av TEC-elementet. Konsumert effekt av TECen blir

$$P = Q_H - Q_C = \alpha I (T_H - T_C) + R I^2. \quad (2.11)$$

Grafene i figur 2.6 og 2.7 viser størrelsen til alle varmebidrag, sammen med summene  $Q_C$  og  $Q_H$  og  $P$ . Siden vi nå har definert varmestrømmer og strømforbruk, så kan varmefaktoren regnes ut ved

$$COP_H = \frac{Q_H}{P} = (1 - Q_C/Q_H)^{-1} \quad (2.12)$$



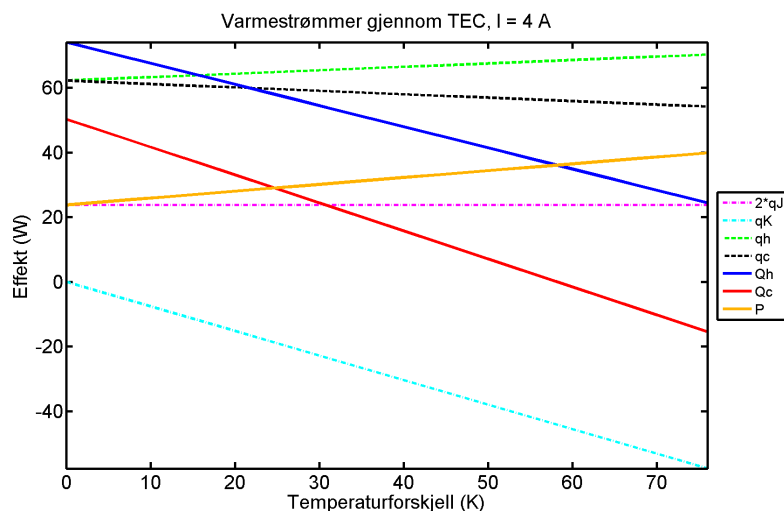
Figur 2.6: Varmestrømbidrag gjennom en TEC ved konstant temperaturforskjell.

som følgelig vil være høyere enn virkningsgraden oppgitt ved nedkjøling. I dette prosjektet benyttes ”spillvarmen”, og det gir derfor mening å bruke virkningsgraden for oppvarming. Denne brukes som et godt mål for ytelse, skjønt det er verdt å merke at produktet i seg selv ikke behøver å yte en tjeneste som varmepumpe, dvs. å flytte energi mellom omgivelsene og innendørs.

## 2.3 Bruksområder for termoelektriske elementer

Fra oppdagelsen av Seebeckeffekten i 1823 gikk det nesten et århundre før noen forutså bruksområder for de termoelektriske effektene. Altenkirch beskrev termoelektriske generatorer og termoelektrisk drevne kjøleskap i 1911. På denne tiden var det metaller som ble undersøkt, men etter Wiedemann-Franz-Lorentz’ lov er forholdet  $\kappa/\sigma$  konstant for metaller, og ytelsen ble bestemt av Seebeck-koeffisienten alene. I 1930-årene begynte man å bruke syntetiske halvledere, og i disse kan man påvirke forholdet mellom termisk og elektrisk ledningsevne og dermed øke godhetstallet  $ZT$  for det termoelektriske materialet. Dette lyktes i 1950-årene, og det ble funnet en rekke materialer godt egnet til termoelektriske applikasjoner.<sup>24</sup> Ett av disse er vismuttellurid

### 2.3. BRUKSOMRÅDER FOR TERMOELEKTRISKE ELEMENTER

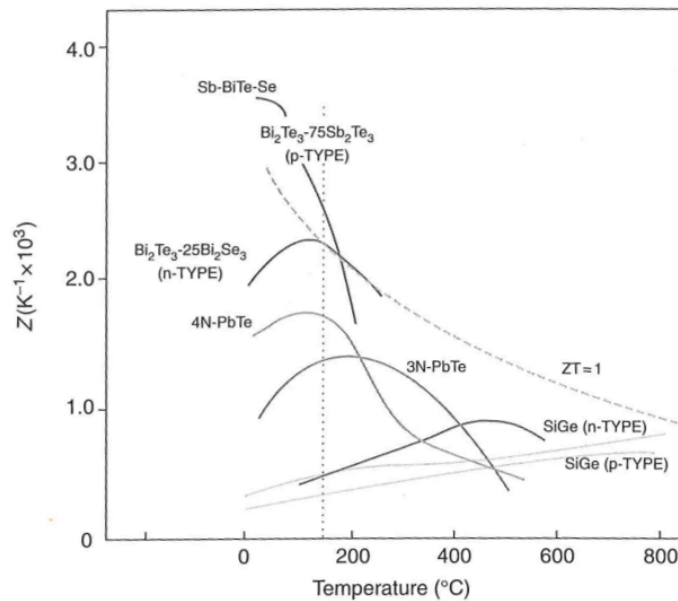


Figur 2.7: Varmestrømbidrag gjennom en TEC ved konstant strøm.

$(\text{Bi}_2\text{Te}_3)^{26}$ , som fortsatt i dag anses for å være den legeringen som gir høyest godhetstall.<sup>24</sup>

En av de første som tok kommersiell interesse i teknologien, var romfartsindustrien. Termoelektriske generatorer ble for eksempel brukt i alle Voyager-sondene som ble sendt opp i 1977, med en radioisotop som varmekilde. Dette ga sondene en kompakt energikilde uten bevegelige deler og uten behov for vedlikehold.<sup>24</sup> Senere har termoelektriske kjølere blitt mye brukt i kompakte og bærbare kjøleskap. En gren av produsentene fokuserer på kjøling av elektronikk og sensorer, hvor utviklingen av effektive TEC følger utviklingen av mer effektive kjøleribber, som begge nødvendigvis kreves av stadig mer konsentrert varmeproduksjon i stadig mindre mikroelektronikk. Bruken av termoelektriske generatorer til energiproduksjon fra spillvarme i industrien har også blitt undersøkt siden 1980-tallet.<sup>24,14</sup>

Det finnes en egen gren av utvikling for bruken av TEGer i biler, en teknologi kalt ATEG eller Automotive TEG. Disse elementene henter strøm ut av varmen i eksos fra motoren.<sup>10,7</sup> Siden elementene opererer ved høye temperaturer, så kan de, tross en lav effektivitetsgrad, produsere over 200 watt med elektrisk effekt.<sup>7</sup> Dette kan redusere belastningen på bilens alternator, eller fjerne behovet for denne ved å drive all elektronikk fra TEGene,



Figur 2.8: Oversikt over noen materialer og deres godhetstall.<sup>25</sup>

særlig for biler uten klimaanlegg. Mei et al.<sup>20</sup> har foreslått å kombinere TEG og solceller, og gjennom dette produsere en effekt på over 4 kW, noe som også kan drive klimaanlegget på varme dager. Selskapet Amerigon utvikler også setevarmere som bruker TEC-elementer, noe som kan redusere energiforbruket til disse.

TEG og solenergi kan også kombineres mer direkte, ved å konvertere varmestråling til elektrisitet gjennom en TEG.<sup>33</sup> Dette kan designes som en kombinert varme- og strømproduksjon, såkalt CHP, en mulighet som ble undersøkt ved UMB tidligere.<sup>18</sup>

### 2.3.1 Innen ventilasjon og varmepumping

Det er intet nytt å bruke termoelektriske elementer som varmepumper, de har lenge blitt brukt i kjøleskap. Flere selskaper har utviklet produkter som varmer eller kjøler vha. TEC, deriblant Amerigon, Kryotherm, TECA, Tellurex og Armfield. Kjølebokser i bil er et godt eksempel. Cowling og Sunderland<sup>4</sup> har vist at bruken av flerstegs termoelektriske elementer, som har flere lag av termopar, gjør lite for å bedre yelsen til varmepumper. Derimot tar de

### 2.3. BRUKSOMRÅDER FOR TERMOELEKTRISKE ELEMENTER

større plass og er dyrere. Dette gjør enkeltstegs TEC til det mest åpenbare valget for dette prosjektet.

Mindre forskning er blitt gjort på dimensjonering og bruk av slike varmepumper i større rom i boliger eller større bygninger, noe som kan skyldes suksessen til konvensjonell varmepumpe teknologi for disse bruksområdene.<sup>34</sup> Det pågår i skrivende stund forskning i Norge på bruken av TEC i varmepumper. Jan Kåre Bording, ved Universitetet i Stavanger, har konstruert en varmepumpe og undersøkt maksimering av COP.<sup>3</sup> En kombinasjon med vannbåren varme har blitt forsøkt i en masteroppgave ved UiS.<sup>32</sup> Utenfor Norge har det samme prinsippet blitt undersøkt av Gupta.<sup>13</sup>

I 2008 lagde Zhong et al. en prototyp av en aktiv varmegjenvinner med TEC.<sup>36</sup> Denne var en varmegjenvinner for et kompakt ventilasjonssystem. Prototypen inneholdt to kryssvekslere, en uten TEC og en hvor TEC og kjøleribber ble montert sammen i flere lag. Systemet var relativt kompakt, 300 x 310 x 260 mm, men forutsetter bruken av større vifter og et rørsystem. Selskapet Carrier Corporation har også tatt patent på en varmegjenvinner med TEC for bruk i et slikt ventilasjonssystem.

## 3 Metode

Før eksperimentet kunne bygges, så ble en datamodell skrevet for å best kunne forutsi hvilke komponenter som ville være ideelle. Med kunnskap fra denne modellen ble det kjøpt inn TEC-elementer, kjøleribber og vifter, og disse ble montert i en kanal bygd av isopor, som vist i figur 3.5. For å måle temperatur ble det vurdert å bruke termoelementer eller termistorer, og valget endte på termistorer, grunnet deres evne til å registrere svært små temperaturforskjeller.

### 3.1 Analytisk-empirisk modell

Denne modellen antok et åpent system bestående av to separerte volum med antiparallell luftstrømning. Disse to kanalene hadde perfekt termisk isolerende vegger og ingen luftlekkasjer seg imellom. Langs strømningsretningen var plassert et antall moduler bestående av et termoelektrisk element med en kjøleribbe på hver side. Disse modulene var ikke i termisk kontakt med hverandre.

Modellen ble gitt en rekke parametere som beskrev antall TEC, dimensjonene til kjøleribbene, temperatur og luftstrømning m.m. Et estimat av varmeovergangskoeffisienten  $h$  ble regnet ut basert på en semiempirisk modell av Teertstra et al.<sup>30</sup> og er en gjennomsnittlig verdi som antar oppvarming av lufta på langs av kjøleribba. Det ble brukt tabellverdier for luft ved en temperatur lik middeltemperaturen mellom utetemperatur og innetemperatur.<sup>23</sup> Termisk motstand i hver kjøleribbe ble regnet ut ved å behandle kjøleribbene som varmevekslere, etter metoden beskrevet av bl.a. Webb.<sup>35</sup> Dette åpne systemet antas å være stabilt og tidsuavhengig, dvs. ingen endringer i temperatur eller luftstrømninger. Resultatet er en rekke koblede førsteordens differenslikninger, som kan løses ved Gausseliminering.

Modellen simulerer også et system uten bruk av TEC, men med de samme



kjøleribbene montert sammen, uten termisk kontaktmotstand. Hensikten er å kunne identifisere når TECene kan yte en fordel for systemet; lavere effekt gir bedre virkningsgrad over selve TECene, men varmpumpeeffekten i elementene må være sterkere enn naturlig varmeovergang i aluminium. Modellen gir en advarsel når TECene hindrer varmeovergang på denne måten.

### 3.1.1 Utregning av TECs parametere

Basert på hva som er oppgitt i dataarket fra Thermonamic, så kan jeg estimere Seebeck-koeffisienten, elektrisk varmeledningsevne og termisk motstand gjennom de følgende uttrykkene, utledet av Lineykin<sup>19</sup>:

$$\alpha = \frac{V_{max}}{T_H} \quad (3.1)$$

$$\sigma = \frac{I_{max}}{V_{max}} \frac{T_H}{T_H - \Delta T_{max}} \quad (3.2)$$

$$\kappa = \frac{I_{max} V_{max}}{\Delta T_{max}} \frac{T_H}{2T_H} \quad (3.3)$$

Alle disse vil variere litt med temperatur, men i modellen antas de å være konstante. Gitt driftstall fra dataarket<sup>31</sup>, så blir verdiene som oppgitt i tabell 3.1.

Tabell 3.1: Utregnede verdier for TECene, basert på dataark og likningene (3.1)-(3.3)

$\alpha$	$\sigma$	$\kappa$
52.9 mV/K	673 mA/V	760 mW/K

### 3.1.2 Tilnærming av termisk motstand

Se figur 3.1 for navngivning av dimensjoner til kjøleribba. Etter modellen utledet av Teerstra et al.<sup>30</sup>, så kan man, for en generell kjøleribbe med parallelle

plater, angi varmeovergangskoeffisienten ved følgende likning:

$$h = Nu_i \cdot \frac{k}{b}, \quad (3.4)$$

hvor  $k$  er den termiske konduktiviteten til luft, og det idelle Nusselttallet  $Nu_i$  kan tilnærmes ved

$$Nu_i = \left[ \left( \frac{Re^* Pr}{2} \right)^{-3} + \left( 0.664 \sqrt{Re^*} Pr^{1/3} \sqrt{1 + \frac{3.65}{\sqrt{Re^*}}} \right)^{-3} \right]^{-1/3} \quad (3.5)$$

hvor  $Pr$  er Prandtl-tallet for lufta og  $Re^*$  er et modifisert Reynoldstall for kanalstrømning, gitt ved

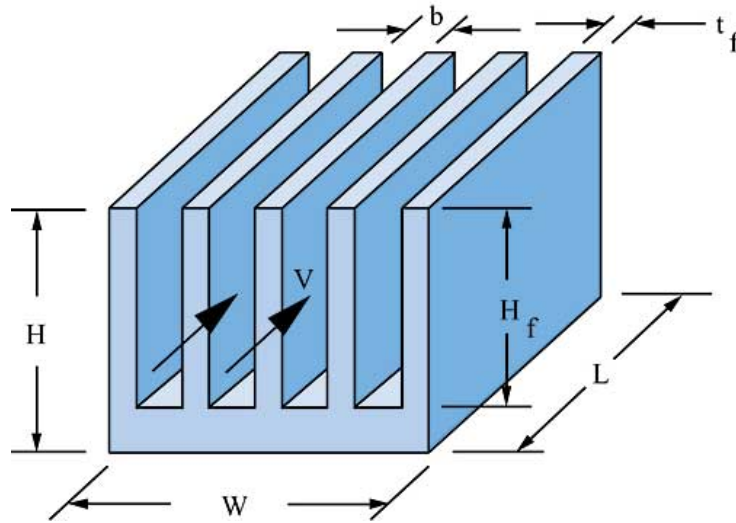
$$Re^* = \frac{vb}{\nu} \cdot \frac{b}{L} \quad (3.6)$$

hvor  $v$  er gjennomsnittlig strømningshastighet og  $\nu$  er den kinematiske viskositeten i lufta. Denne varmeovergangskoeffisienten er et gjennomsnitt på langs av kanalen og tar hensyn til effekten av oppvarming som skjer underveis. I tillegg er selve varmeovergangen blitt simulert med varmevekslerteori som foreslått av Webb<sup>35</sup> og oppsummert av Moffat.<sup>23</sup> Denne tilnærmer termisk motstand (kelvin per watt) ved

$$R_{th} = \frac{1}{\dot{m}C_P(1 - e^{-NTU})} \quad (3.7)$$

hvor  $\dot{m} = \rho_l Av$  er massestrømmen av lufta,  $C_P$  er varmekapasiteten i luft ved konstant trykk, og  $NTU$  er forholdstallet mellom konvektiv konduktans og varmestrøm,

$$NTU = \frac{hA_f}{\dot{m}C_P} \quad (3.8)$$



Figur 3.1: Navnekonvensjon for kjøleribbas dimensjoner.<sup>29</sup> I tillegg er  $A_b$  tverrsnittsarealet lufta kan strømme gjennom,  $A_f$  er totalt kontaktareal mellom kjøleribbe og luft, og perimeteren  $p = 2 * (L + t_f)$

### 3.1.3 Uten bruk av TEC

Dersom det ikke er TEC-elementer i kanalen, men kun kjøleribber, så vil temperaturforskjellen i et tverrsnitt av kanalen være lik

$$\Delta T_t = QR_T \quad (3.9)$$

hvor  $\Delta T_t$  er forskjellen i temperatur i de to adskilte kanalene, og  $R_T$  er termisk motstand. I tillegg har jeg følgende sammenheng for varmeavsetninga på langs av kjøleribba, antatt termisk isolering på endepunktene:

$$Q = \dot{m}C_P\Delta T_l \quad (3.10)$$

hvor  $\dot{m} = \rho Av$ . Fra (3.9) og (3.10) finner man løsningen for de ukjente temperaturene  $T'_K$  (oppvarmet luft) og  $T'_H$  (nedkjølt luft), som lyder

$$T'_{UT} = \frac{\Lambda T_{UT} + T_{IN}}{\Lambda + 1},$$

$$T'_{IN} = \frac{\Lambda T_{IN} + T_{UT}}{\Lambda + 1},$$

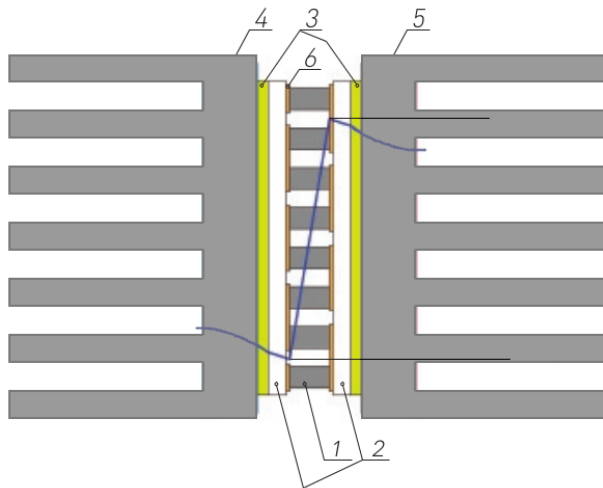
hvor  $\Lambda = R_T \dot{m} C_P$ . Med dette kan man regne ut interessante størrelser som varmestrømmen  $Q$  og varmegjenvinningsgraden,

$$f = \frac{\Delta H}{X} = \frac{T'_{UT} - T_{UT}}{T_{IN} - T_{UT}} \quad (3.11)$$

som også kan brukes i andre situasjoner, gitt temperaturene ute og inne og temperatur av innkommende frisk luft.

### 3.1.4 Ved bruk av TEC

Med TEC-elementer i kanalen vil temperaturgradientene bli noe mer kompliserte, se figur 3.2. Temperaturforskjellen over hver TEC vil vanligvis være



Figur 3.2: Temperaturgradient mellom to luftstrømninger adskilt med to kjøleribber og en TEC.<sup>17</sup> Denne viser termoelektriske elementer (1), isolerende substrat (2), termisk pasta (3) og kjøleribber på kald (4) og varm (5) side. Den blå linja representerer temperaturgradienten, og de to svarte linjene peker på temperaturene som inngår i Peltiereffekten.

høyere enn temperaturforskjellen i luftstrømmene. Hvor mye høyere, avhenger av termisk motstand i kjøleribber, samt termisk kontaktmotstand mellom TEC og ribbe, evt. gjennom termisk pasta eller andre medier. Generelt kan likningene (2.9) og (2.10) benyttes. Ifølge Goldsmid<sup>12</sup> vil det være mest nøyaktig å bruke et gjennomsnitt av  $\alpha$  regnet ut for kald og varm side, for

### 3.1. ANALYTISK-EMPIRISK MODELL

---

å regne ut denne varmestrømmen nøyaktig. Denne modellen benytter derimot kun verdien utledet fra dataarket til elementene. I tillegg er følgende sammenhenger brukt:

$$T_{CA,2} = T_{CA,0} + \beta Q_H, \quad (3.12)$$

$$T_{HA,0} = T_{HA,2} - \beta Q_C, \quad (3.13)$$

hvor  $T_{CA,i}$  er temperaturen i varm luft i posisjon  $i$ ,  $T_{HA,i}$  er temperaturen av varm luft i posisjon  $i$ , og  $\beta = (\rho A v C_P)^{-1}$ . Videre er

$$T_{HT,1} = T_{CA,1} + R_o Q_H, \quad (3.14)$$

$$T_{CT,1} = T_{HA,1} - R_i Q_C, \quad (3.15)$$

hvor  $T_{HT,1}$  er temperaturen på midten av TEC-elementet på varm side,  $T_{CT,1}$  er likeledes på kald side, og  $R_o$  og  $R_i$  er termiske motstander på de tilsvarende sidene.

For et generelt oppsett med  $N$  termoelektriske moduler på rekke, så gir (3.12)-(3.15), samt (2.9)-(2.10), et likningssett som kan løses ved Gausseliminering.

#### 3.1.5 Svakheter i modellen

I utregningen av materialkonstantene ble det brukt verdier fra databladet som gjelder for en gitt driftssituasjon og en viss temperatur (50 grader). De vil ikke ha de samme verdiene under enhver situasjon. I tillegg antar likningene (2.3), (2.9) og (2.10) at systemet er i termodynamisk likevekt. Det finnes mer rigorøse teorier for termoelektriske effekter utenfor termodynamisk likevekt, se f.eks Rowe<sup>25</sup>, men det ble ikke brukt tid på å implementere dette i modellen.

Termisk kontaktmotstand mellom TEC og kjøleribbe er en utfordring eksperimentelt, og er vanskelig å estimere analytisk uten detaljert informasjon om ujevnheter i ribbene og elementene.<sup>16</sup> Modellen antar et tynt lag av termisk pasta med lav termisk konduktivitet, og ujevnheter i materialene er antatt neglisjerbare. Dette kan vise seg å være en utilstrekkelig

tilnærming.

## 3.2 Eksperimentelt oppsett

Det ble brukt TEC-elementer av typen TEC1-12708 produsert av Thermoamic. Disse er kvadratiske med sidelengder på 40mm, og en høyde på 3.5mm. Kjøleribbene er produsert av HS Marston Aerospace Ltd, modellnummer er 890SP-03000-A-100. Viftene er produsert av Sanyo Denki, modellnummer SanAce 60S 9S0612F402(4021), og er aksialvifter i kvadratisk feste med sidelengde 60mm og dybde 25mm. Hver av dem har en driftseffekt på 0.96W og en oppgitt luftstrømningsrate på  $0.49m^3/min$ .

### 3.2.1 Kalibrering av TEC-elementene

For å enkelt kunne flytte TECene og endre antall som brukes samtidig, så ble det slått løs flere bøsninger fra et gammelt kretskort, og disse ble loddet på enden av ledningene på hver TEC sammen med en krympestrømpe. Loddingen ble utført av Tom Ringstad. Resultatet kan ses i figur 3.3.

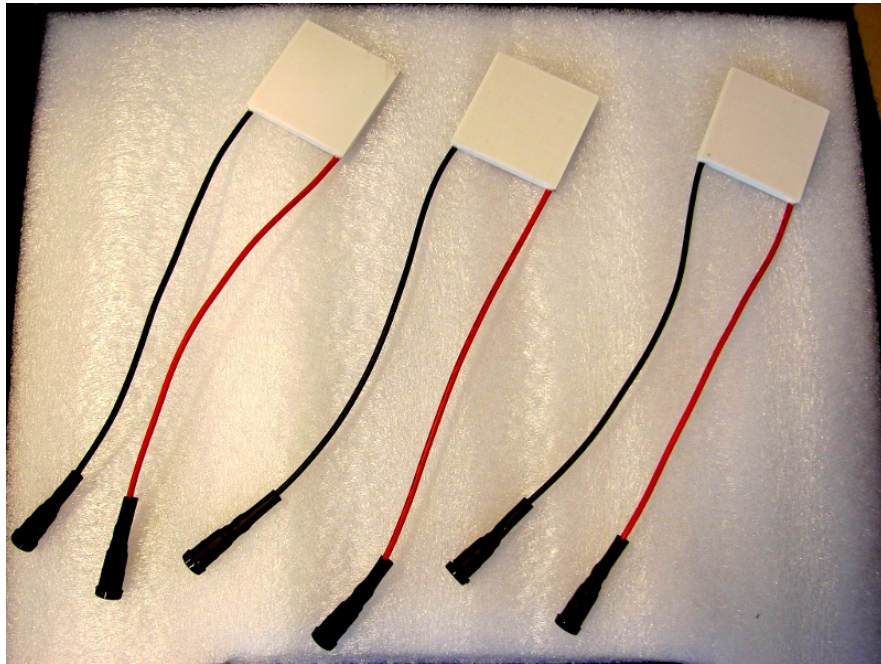
### 3.2.2 Isoporkanal

Isopor ble valgt som hovedmateriale grunnet lav termisk ledningsevne. Større plater av isopor ble skåret etter mål med sirkelsag for å danne gulv, vegger og tak i en lang kanal. Den ene veggen ble skåret i to for å kunne føre ledninger inn i kanalen. Taket ble skåret til å passe mellom veggene, og i flere biter, for å ha muligheten til å legge et jevnt trykk på hver TEC inne i kanalen. En liten bit ble skåret ut for hver TEC, og andre biter for å dekke resten av kanalen. Gulvet, den ene veggen og den nedre delen av den andre veggen ble limt sammen under trykk mens kjøleribber var plassert inni, dette for å minimere evt. luftlekkasjer på sidene. Alle andre deler forble løse under hele forsøket, og ble holdt fast vha. tvinger som vist i figur 3.6.

I bunnen av kanalen ble det lagt et underlag av polykarbonat, både for å skåne isoporen fra kjøleribbenes finner, men også for å kunne lede evt. kondens som kunne oppstå ved nedkjøling av lufta.

### 3.2. EKSPERIMENTELT OPPSETT

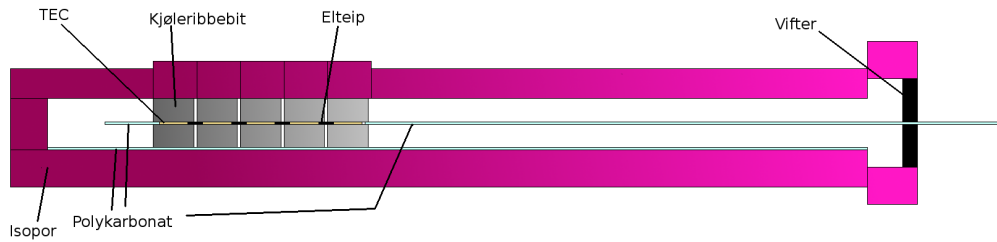
---



Figur 3.3: TECer klargjort for forsøket. Sidekantene er 40m, tykkelsen er 3.5mm og ledningene før lodding var 125mm lange.

Se figur 3.4 for en illustrasjon av denne kanalen, og 3.5 for et fotografi under byggingen. Kjøleribber og TECer kunne enkelt settes inn og tas ut for forskjellige målinger. Plater av polykarbonat delte kanalen i to strømningsretninger, i tillegg til å skåne isoporen fra kjøleribbenes finner. Disse var bredere enn selve kanalen, og det ble skåret i isoporen for å kunne plassere dem og samtidig holde kanalen tett. Under drift var kanalen åpen kun i den ene enden, hvor vifter var montert i hele åpningen, se 3.9. Den andre enden ble brukt som et lite temperaturreservoar, se figur 3.7. Ved normal drift var TECene ikke påført termisk pasta eller annet mellomlag, og var derfor utsatt for termisk kontaktmotstand grunnet ujevne overflater. Vekten av hver aluminiumsribbe ble målt til 300 gram, og presset derfor på TECene med en kraft på  $2.95N$ .

Moduler ble montert i kanalen som vist i figur 3.5. Disse ble termisk isolert fra hverandre ved å plassere dem i en avstand på 2 mm. Elektrisk teip ble brukt for å hindre luftlekkasje gjennom disse lufttrommene. Under alle målingene ble det brukt 5 TEC-moduler, altså sett med TEC og to kjølerib-



Figur 3.4: Diagram over isoporkanalen med TEC-moduler, plastskinner og vifter. Total lengde av kanalen, uten viftelokk, er 1.2 meter.

ber. Dette var et kompromiss mellom et sannsynlig antall moduler i ferdig produkt (jo flere, jo mere kompakt), og varmfaktoren, som blir bedre jo flere TEC som kan fordele den totale temperaturforskjellen. Dessuten gjorde dette det mulig å sammenligne alle måleseriene samtidig. Det ble besluttet å koble TECene i serie fra likestrømsforsyning, da hver TEC sannsynligvis ville trekke en forskjellig effekt. Etersom hver TEC kan få tilført el relativt høy spenning (15-17 V oppgis som maks spenning for disse, avhengig av temperatur), så trengtes det to strømforsyninger som kunne levere opptil 30 volt. Disse var av typen GPR-1810H, produsert av GW.

### 3.2.3 Kjøleribber

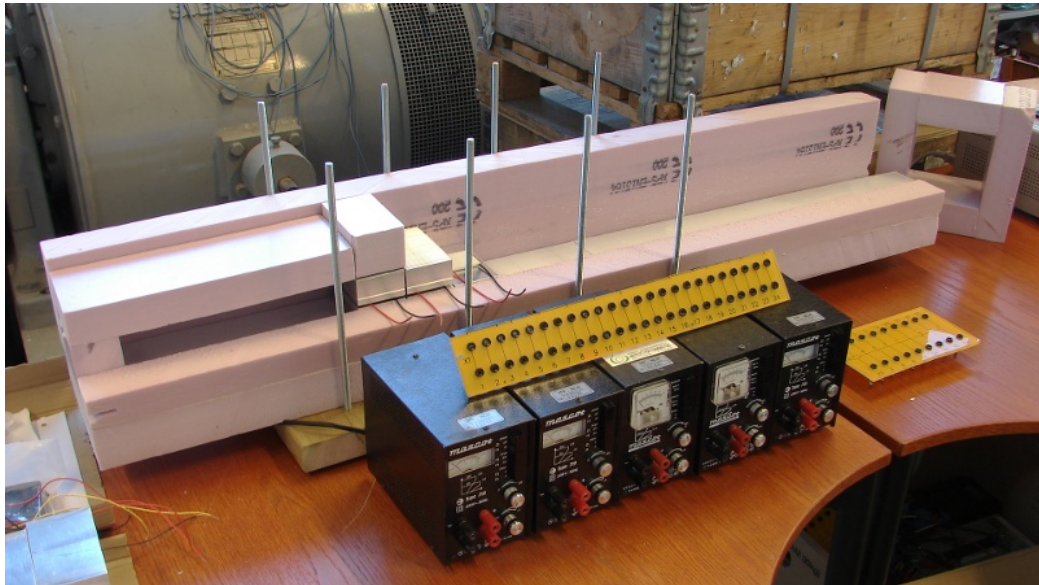
Det ble kjøpt inn fire kjøleribber, med en lengde på 300mm hver. Disse ble så delt opp i mindre lengder. Lengden til hver del ble valgt til 60mm som et kompromiss mellom antall, kompakthet, trykkfall og termisk motstand. Generelt vil en lengre ribbebit føre til bedre ytelse i systemet, mens bakdelen er størrelse, vekt og pris. I et ferdig produkt vil en mer hensiktsmessig lengde være 40mm, altså like lang som hver TEC, for å kjøle mest mulig innen et lite volum.

Noe aluminium ble tapt i kutting, og bitene hadde en typisk lengde på 57mm. Etter denne kuttingen ble det boret et hull i grunnflaten av hver ribbebit, helt inn til midten, for plassering av termistorer for temperaturmålinger. Hullene ble lagd med bor med en diameter på 4mm, dybden på hullet var 50mm. En av ribbebitene med hull kan ses i figur 3.8, og tabell 3.2



### 3.2. EKSPERIMENTELT OPPSETT

---



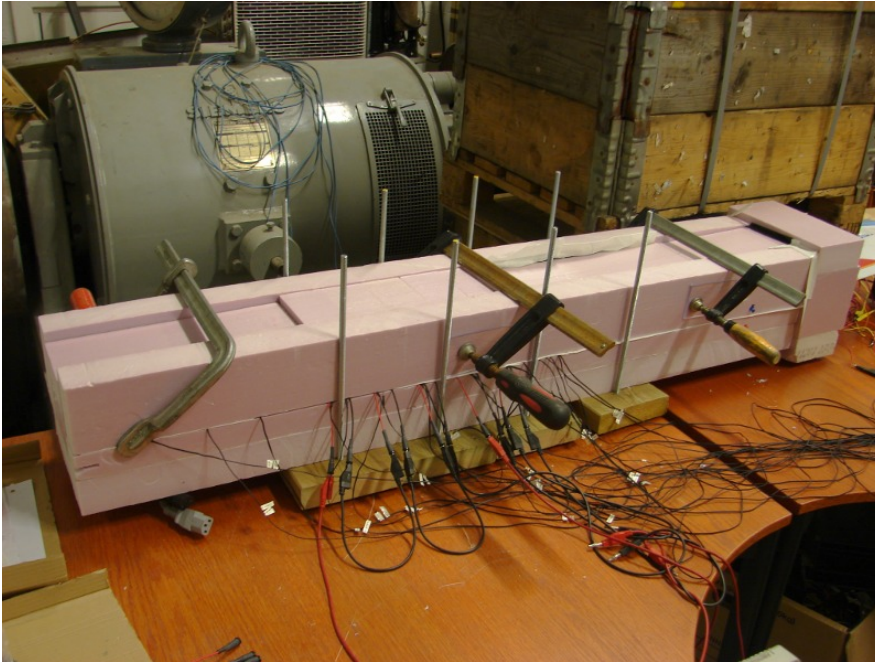
Figur 3.5: Isoporkanal brukt i alle målingene. Til høyre ses biten hvor viftene senere ble montert. I dette bildet ses ikke noen av midtdelerne som skilte de to kanalene (oppe og nede). Strømforsyningene er av typen som ble brukt til å drifte viftene. Bøssingene kom fra platen som ligger oppå dem.

oppsummerer dimensjonene.

Det er verdt å merke at temperaturene som måles i kjøleribbene, nødvendigvis må være forskjellige fra selve temperaturene over termoelementene, grunnet termisk motstand mellom disse punktene, og temperaturforskjellene som måles vil være mindre enn de faktiske temperaturforskjellene over hver TEC. Det betyr at resultatene ikke kan brukes til å bestemme TECenes materialkonstanter nøyaktig, og temperaturforskjellene kan ikke sammenlignes med modeller. Det blir regnet ut forholdstall  $F_x$  gitt ved

$$F_x = \frac{\Delta T_{TEC_x}}{\Delta T}, \quad (3.16)$$

men dette må altså ses som en tilnærming til det faktisk forholdstallet, og de faktiske verdiene av  $F_x$  vil være noe større.



Figur 3.6: TEVG-kanalen slik den var montert under kjøring. TEC-modulene er under de høye isoporbitene i midten. Hensikten med gjengestengene og treplankene er å kunne påføre en kraft mot TECene ved å skru fast plastslanger og trykksette disse med luft. Dette viste seg senere å bli for tidkrevende, og det ble ikke gjort måleserier for varierende påsatt trykk.

### 3.2.4 Montering av vifter

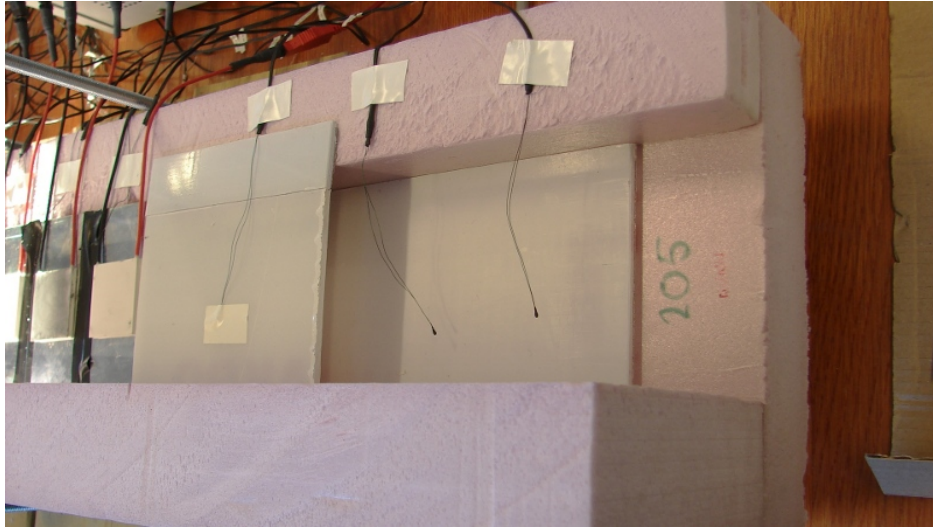
For å drive lufta gjennom isoporkanalen, så ble fire aksialvifter montert i enden. To av disse blåser innover og de to andre trekker utover. De måtte trykkes inn i åpningen, og sammen dekker de den helt. Viftenes ledninger ble også loddet på løse bøsninger, og alle fire ble koblet til en likestrømsforsyning, Mascot Type 719, som under drift holdt seg ganske konstant ved 12V og 0.31 A. Under de fleste målingene var viftene koblet i parallell, og det ble sørget for at alle viftene roterte likt. Senere ble koblingen gjort om en seriekobling,

Tabell 3.2: Dimensjonene til hver kjøleribbe som ble brukt, i mm og mm<sup>2</sup>. Se figur 3.1 for konvensjoner og figur 3.8 for et bilde av en av kjøleribbene.

$W$	$L$	$H$	$H_f$	$b$	$t_f$	$p$	$A_f$	$A_b$
101.8	57	32.5	24.3	1.5	1.5	103	2430	1270

### 3.2. EKSPERIMENTELT OPPSETT

---



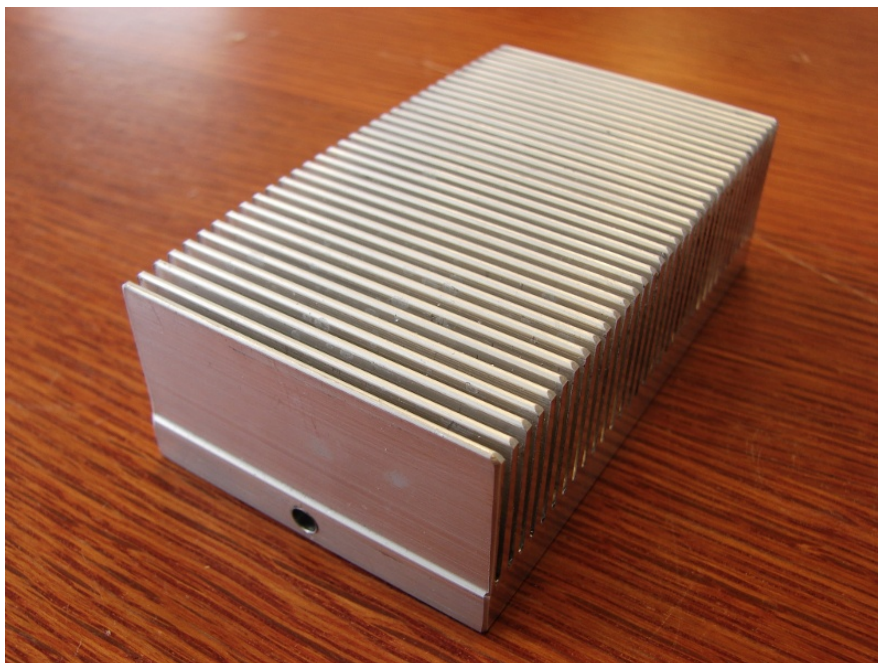
Figur 3.7: Enden av kanalen, hvor lufta snur og vender utover igjen i den nedre halvdel. Endestykket og en sidekant i kanelen er fjernet. Til venstre i bildet ses et av plaststykkene som ble brukt for å separere de to halvdelene. Under denne ses det lengre plaststykket som dekket hele bunnen av kanalen.

uten at dette endret på målingene av strømningshastighet inne i kanalen.

#### 3.2.5 Montering av termistorer

25 termistorer av typen RM16-6D502, produsert av Mitsubishi Materials Corp., ble lagt i et vannbad med et kjøleaggregat og et varmeelement med termostat. En temperatursonde ble brukt som referansetemperatur mens spenningen til samtlige termistorer ble registrert. Dette ble målt for 20 forskjellige temperaturer. Ved polynomregresjon viste en kubisk tilpasning seg å ha en svært god determinasjonskoeffisient, med  $1 - r^2 < 10^{-5}$ . Denne regresjonen ble gjort for hver av kurvene enkeltvis, og disse spenning-temperaturkarakteristikkene ga grunnlag for temperaturmålinger i eksperimentene siden. Noen av termistorene ga svært variable målinger og ble ikke brukt i forsøket.

Termistorene ble så loddet med krympestrømpe på 1.5m lange ledninger. Disse ledningene ble i tur loddet på en bit av kretskort som vist i figur 3.11. Her ble de montert i halvbro sammen med en motstand på 5.1k $\Omega$ . Dette



Figur 3.8: En av kjøleribbebitene med ferdig borret hull for montering av termistor. Dimensjonene er oppsummert i tabell 3.2.

arbeidet ble utført av Tom Ringstad. Senere i forsøket ble en av termistorene behandlet uvørent, og den ene av ledningene løsnet. Denne termistoren ble ikke brukt siden. Med termistorene klare til måling, så gjensto det bare å plassere dem i kanalen og sørge for at de var i kontakt med det mediet de skulle måle temperaturen av, og ikke noe annet. Første oppsett er vist i figur 3.12a, og etter å ha målt på denne måten en stund ble det klart at noen av termistorene ikke alltid målte det de skulle. Det viste seg at de var kommet i kontakt med feil medium. Disse termistorene ble ikke brukt til noen konklusjoner, og oppsettet i figur 3.12b ble brukt deretter. Her ble det gjort målinger på plastskinnene og i isoporen for referansens skyld.

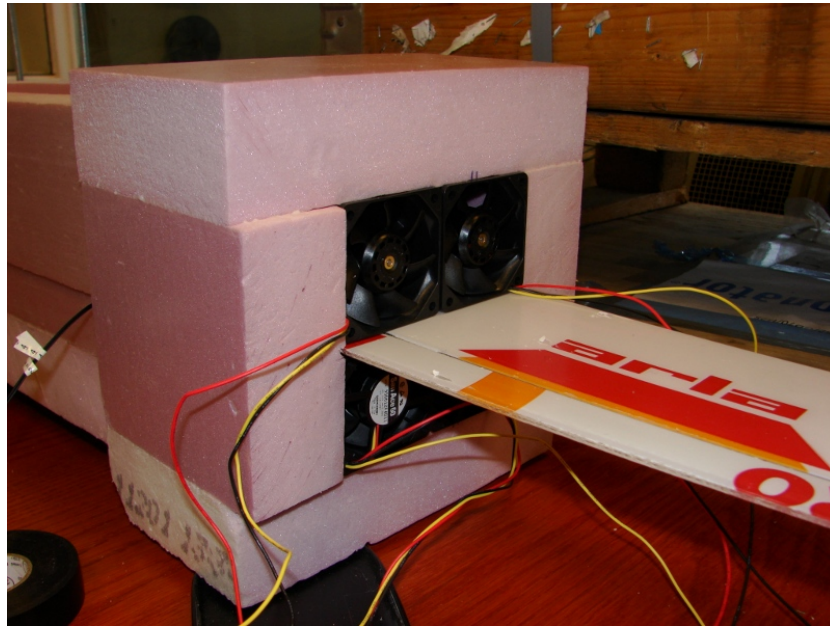
### Selvoppvarming av termistorene

I tillegg er selvoppvarming en tilbakevendende bekymring ved bruk av termistorer: for å måle trekker de en effekt som gir en ørliten oppvarming, som de igjen registrerer. Dette er en feilkilde som kan regnes ut, basert på en



### 3.2. EKSPERIMENTELT OPPSETT

---



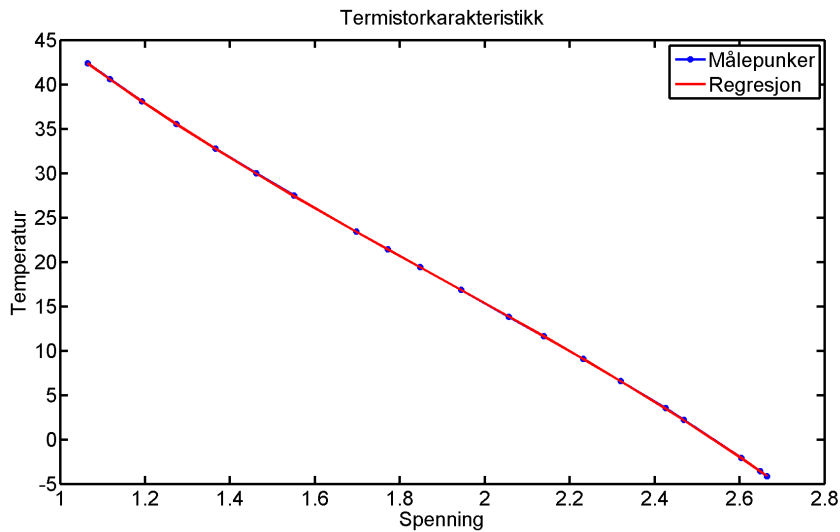
Figur 3.9: Viftene montert på enden av isoporkanalen.

varmeavgivelseskonstant  $\gamma$  som oppgis i databladet for termistoren (se vedlegg). Temperaturøkningen gis da ved

$$T_F = \frac{P_F}{\gamma} \quad (3.17)$$

For denne modellen oppgis  $k$  til å være lik  $0.6mW/^\circ C$ , en verdi som antas å gjelde for stillestående luft. Termistorene har en temperaturavhengig resistans, og derfor vil  $P_F$  og  $T_F$  avhenge av temperatur. Hadde dette ikke vært tilfelle, så hadde det ikke vært nødvendig å ta dette med i betraktning, ettersom resultatene i dette forsøket kun baserer seg på relative temperaturforskjeller.

Med en luftstrømning er det ikke sikkert at varmeavgivelseskonstanten er lik den som er oppgitt i databladet. Det ble likevel valgt å trekke fra  $T_F$  fra alle temperaturer tatt i luft, for å gi termistorene ved forskjellig temperatur en nødvendig grad av forskjellsbehandling. Størrelsen er uansett liten, som vist i tabell 3.3.



Figur 3.10: Regresjon av spenning-temperatur-karakteristikk for en av termistorene.

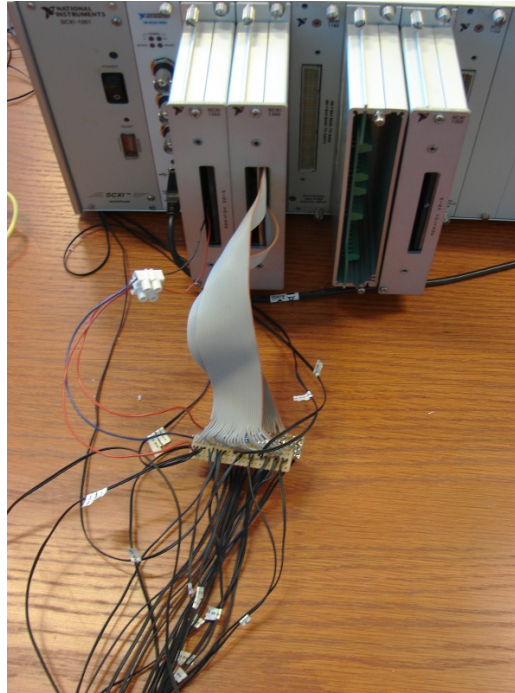
T	25°C	40°C
$T_F$	+1.0°C	+0.6°C

Tabell 3.3: To verdier  $T_F$  kan forventes å variere mellom.

### 3.2.6 Datalogging

En datalogger fra National Instruments, SXCI-1001, ble benyttet til å motta spenningsdata fra termistorene. I denne var det montert en modul SCXI-1300 som registrerte spenningene. En annen modul SCXI-1322 sørget for å eksitere termistorene vha. en spenning på 3.3 volt.

Dataloggeren kommuniserte via USB med en stasjonær datamaskin og med programvaren LabView 2010 på denne maskinen. Målefrekvensen var  $1\text{kHz}$ , og programvaren ba stykkvis om 1000 spenningsmålinger i hver omgang, for deretter å bruke gjennomsnittet av disse for hver termistor. Disse spenningene ble regnet om til temperatur via koeffisientene fra regresjonen av termistorenes karakteristikk. Disse verdiene ble så oppdatert kontinuerlig på en tid-temperatur-graf, og kan ses i figur 3.14. Et skjema over LabView-blokkdiagrammet finnes i vedlegget.



Figur 3.11: Alle termistorene montert

#### 3.2.7 Måling av lufthastighet

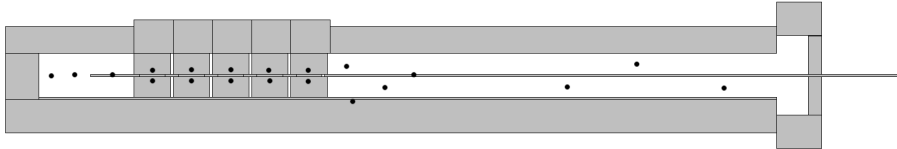
Det ble boret hull i siden av isoporkanalen for å føre inn et anemometer. Det ble brukt et anemometer produsert av TSI, modell 8345-M-S. Dette hadde blitt kalibrert senest i 1999, og kalibreringen viste et avvik på  $-0.01$  for målinger av størrelsen som ble tatt. Etersom dette var mindre enn den opplevde nøyaktigheten til anemometeret, så ble det ikke tatt i betraktning senere.

Målesensoren var plassert på en lang metallsylinder, som ble ført inn i kanalen vinkelrett på strømningsretningen. Sylinderen var utstyrt med en linjal, og det ble gjort hastighetsmålinger for 5 forskjellige dybder basert på denne. Resultater er vist i tabell 3.4. Gjennomsnittet av dette ble brukt som grunnlag for å regne ut varmestrømmer, gjennom sammenhengen

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T = \rho_l A_b v C_P \Delta T \quad (3.18)$$



(a) Første termistoroppsett. Her måles lufttemperaturen mellom kjøleribbene. To av TEC-modulene har ikke termistorer i kjøleribbene.



(b) Andre termistoroppsett. Alle kjøleribber har nå termistorer. Her måles eksplisitt temperaturen i plastskinnene og i isoporen.

Figur 3.12: De to termistor-oppsettene som ble brukt i tidlige (3.12a) og senere (3.12b) målinger.

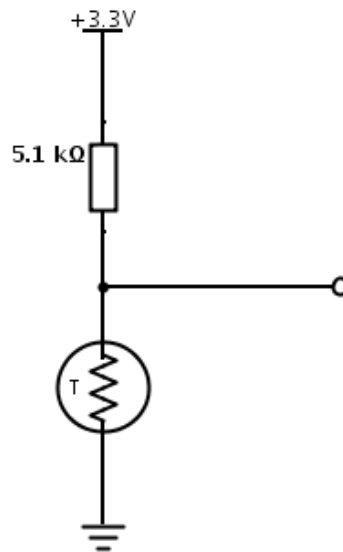
d	16	12	10	8
v	0.83	1.07	1.10	0.76

Tabell 3.4: Hastighetsmåliner i nedre halvdel av kanalen. Arealet er kjent og er lik  $3.31 \cdot 10^{-3} m^2$ .

### 3.2.8 Datanalyse i Matlab

Tid- og temperaturdata ble lagret til en tekstfil via LabView og deretter importert til Matlab. Her ble det gjort en grundigere analyse som hentet ut temperaturforskjeller, regnet ut varmestrøm og til slutt oppga en driftsvarmefaktor, eller lokal COP. Hver måleserie ble avbrutt først når disse temperaturforskjellene og COP hadde konvergert til stabile verdier, unntatt når dette viste seg å være svært tidkrevende, da ble de avbrutt når stigningen hadde avtatt betydelig. Lengre måleserier viste at temperaturforskjeller og COP ville nå et minimums- eller maksimumspunkt, og deretter vise en dempet oscillasjon innen 5% av denne verdien. Se figur 4.6. Oscillasjonen var sterkere når måleseriene ble begynt ved jevne temperaturer. Samtidig ble det registrert endringer i forbrukt elektrisk effekt som gjør at de fullstendige grafene ikke er helt korrekte langt utenfor endepunktene. Effektdringer ble registrert ved de kraftigste oscillasjonene som tyder på at reell COP holdt



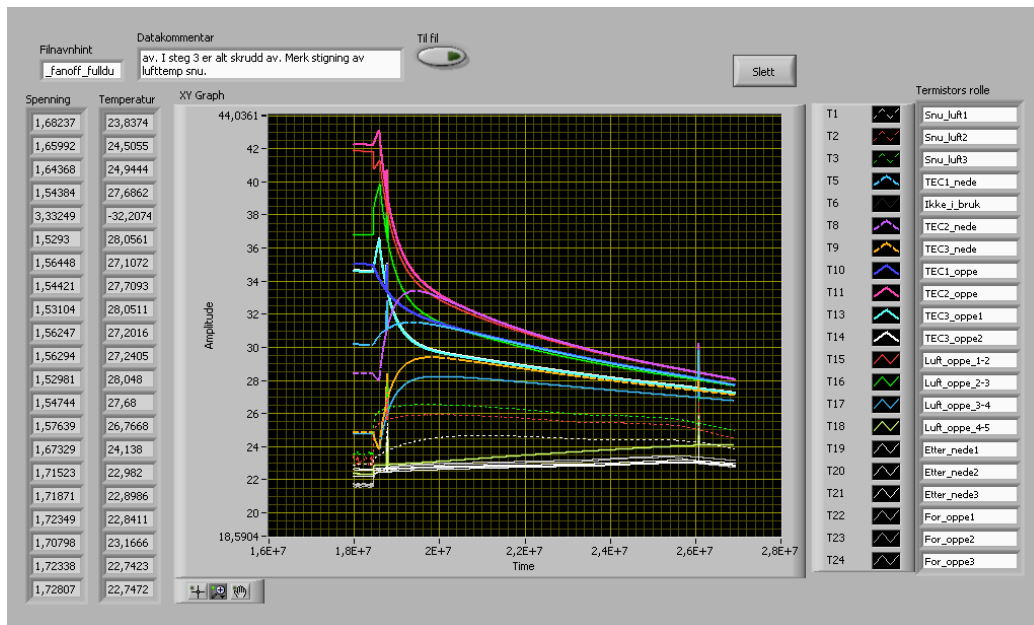


Figur 3.13: Kretsdiagram for hver termistor.

seg mer stabil. På grunnlag av dette er mange utregnede verdier basert på et gjennomsnitt over slike maks- eller minimumspunkter.

De alle første måleseriene viste tegn på luftlekkasjer, ved at lufttemperaturene verken steg eller sank. Kanalen ble deretter limt bedre, samt tettet og holdt under press horisontalt under hver nye måleserie. Ved å plassere vekter over kanalen ble det også observert at et høyere trykk påvirket målte temperaturer, men dette ble ikke kvantisert i dette forsøket.

I Matlab ble det regnet ut gjennomsnittsverdier for temperaturforskjeller, varmestrøm og varmfaktor for et definert tidsutsnitt, ofte opptil en 15 minutter eller mer hvor målingene var stabile. Dette ble skrevet ut til skjerm og brukt i grafene i figur 4.7 og 4.8. Ved å tolke måledata gjennom situasjonene (1) og (4) kunne jeg estimere grensene til ytelsesområdene vist i figur 5.1.



Figur 3.14: Et eksempelbilde av LabView-kontrollpanelet under drift.

## 4 Resultater

Tabellene 4.1 og 4.2 viser en oversikt over måleserier som ble brukt. Vedlegg D inneholder samtlige grafer over tidsutviklingen av hver temperaturmåling, utregnede temperaturforskjeller, varmestrømmer og varmfaktor. Noen interessante grafer også gjengitt nedenfor, og vil bli kommentert i seksjon 5. Fordelingsfaktoren  $F$  er definert som

$$F = \frac{1}{N} \sum_n \frac{\Delta T_{TECn}}{\Delta T_l} \quad (4.1)$$

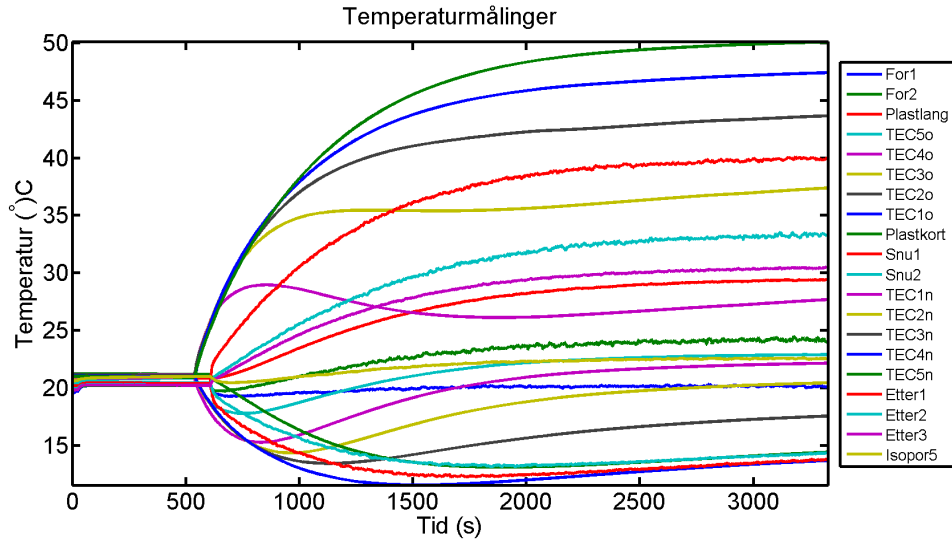
hvor  $n$  summeres over hver TEC. Dette er altså den reduserte temperaturforskjellen som TECene opplever ved å stå på rekke.

### 4.1 Tidsutvikling av temperatur

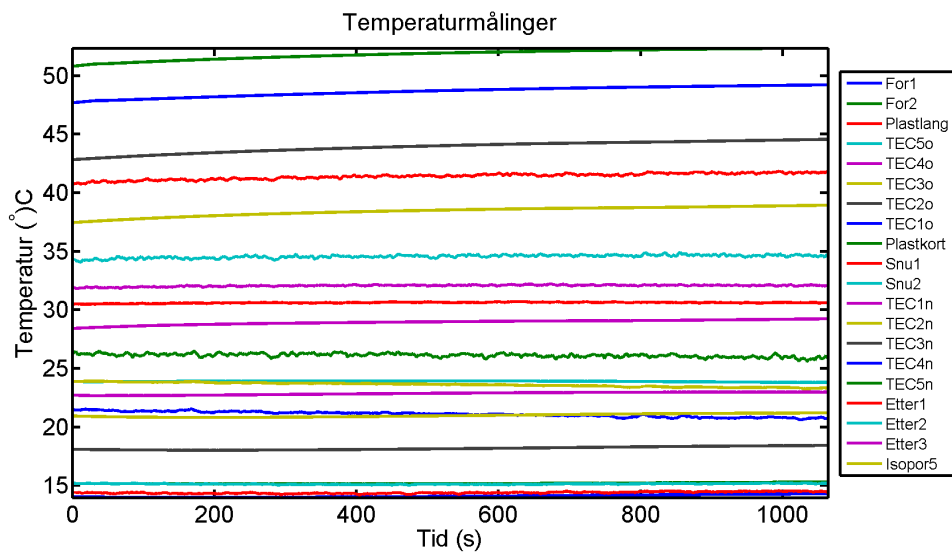
Se figurene 4.1, 4.2 og 4.3 for de tre forskjellige tidsutviklene målingene kunne ha. Opp- og nedjustering av effekt ga resultater raskest.

### 4.2 Utregning av andre størrelser

Se figurene 4.4 og 4.5 for grafer over temperaturforskjeller og varmfaktor. Se figur 4.6 for et eksempel på utvikling av varmfaktor over lang tid.

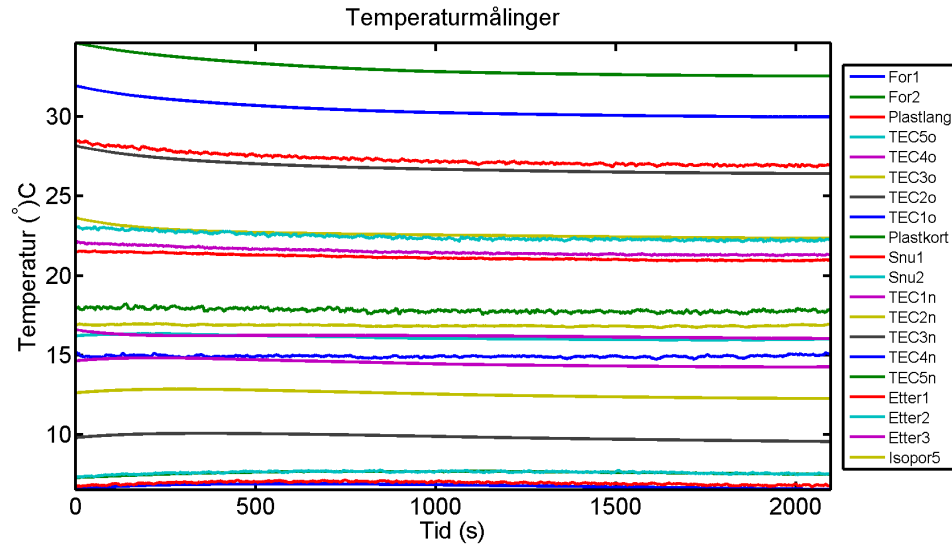


Figur 4.1: Eksempel på måleserie begynt ved termisk likevekt. Se også figur D.1.

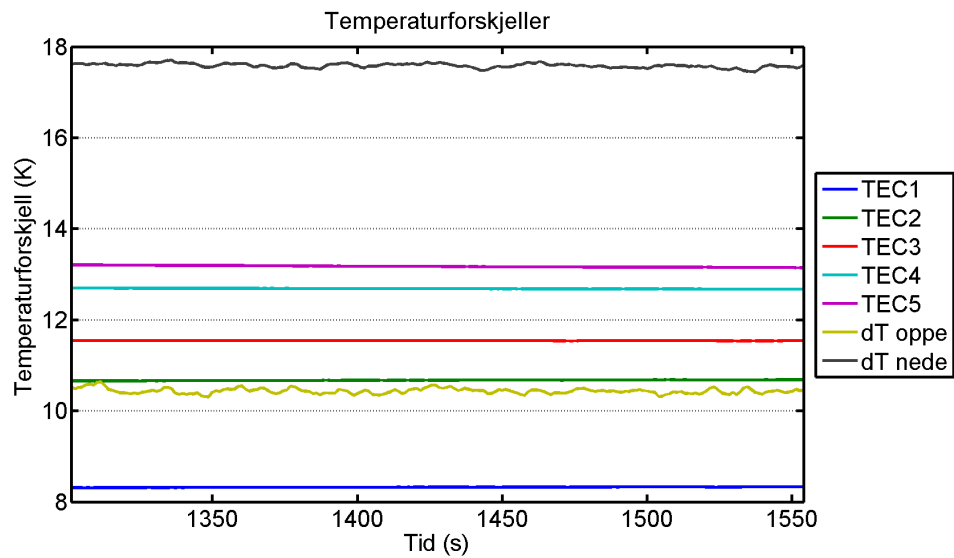


Figur 4.2: Eksempel på måleserie med oppjustert effekt fra forrige måleserie. Se også figur D.13.

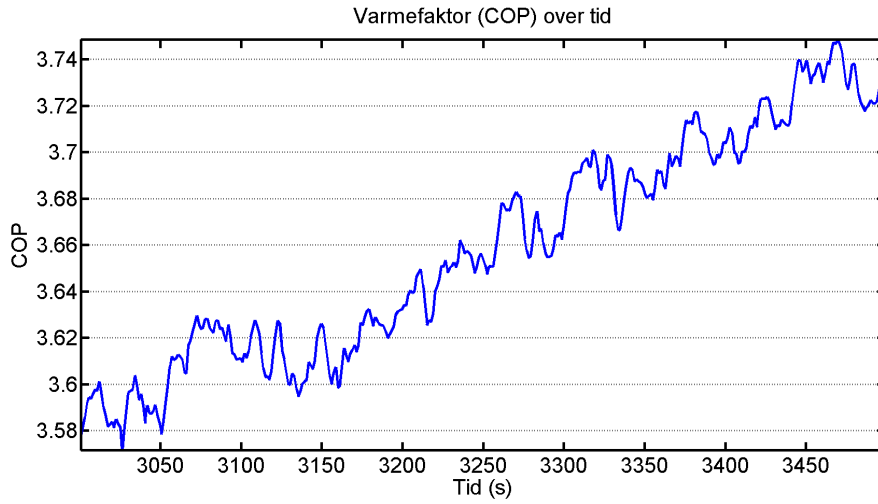
#### 4.2. UTREGNING AV ANDRE STØRRELSER



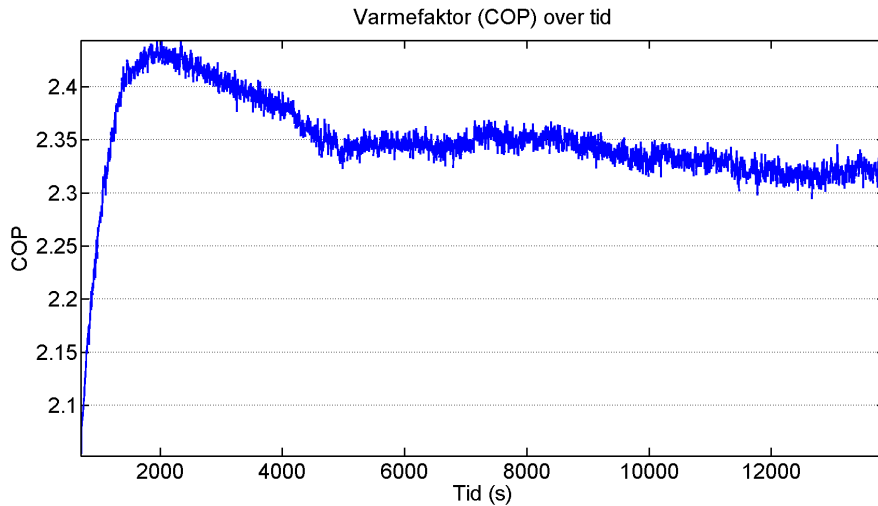
Figur 4.3: Eksempel på måleserie med nedjustert effekt fra forrige måleserie. Se også figur D.4.



Figur 4.4: Eksempel på plott over temperaturforskjeller. Se også figur D.5.



Figur 4.5: Eksempel på plott over COP. Se også figur D.22.



Figur 4.6: Utviklingen av COP over lang tid ved konstant effekt.

Tabell 4.1: I alle tilfeller er TEC1 og TEC2 koblet i serie til DC1, mens TEC3, TEC4 og TEC5 er koblet i serie til DC2.  $P_{el}$  inkluderer effekten fra viftene, som var lik 3.84 W. Deltabell (a) viser måleserier hvor kjøling ble gjort først, mens deltabell (b) inneholder måleseriene hvor oppvarming ble gjort først. Differansen  $\delta = Q_H - (Q_C + P)$ .

(a) Kjøling først

Tidsstempel	Tid (min)	V DC1	I DC1	V DC2	I DC2	$P_{el}$	$Q_H$	$Q_C$	$\delta$
2012.11.23-19.10.54	55.48	15.00	1.80	10.50	1.60	47.50	96.80	39.60	9.63
2012.11.24-15.22.24	93.94	13.00	1.60	9.50	1.50	38.80	90.50	42.20	9.55
2012.11.25-16.06.55	63.47	11.50	1.50	8.40	1.32	32.10	82.50	42.00	8.41
2012.11.25-16.47.00	34.95	10.50	1.40	7.75	1.20	27.70	76.10	40.60	7.80
2012.11.25-18.25.58	25.92	9.00	1.20	6.50	1.05	21.30	68.40	40.60	6.46
2012.11.25-18.59.49	23.46	8.00	1.05	6.00	1.00	18.10	62.60	38.70	5.69
2012.11.25-19.27.48	23.57	6.50	0.90	5.00	0.80	13.60	52.90	35.50	3.86
2012.11.25-19.56.01	23.16	5.00	0.70	4.00	0.60	9.60	43.00	31.10	2.34
2012.11.26-09.17.17	90.42	4.00	0.58	3.55	0.53	7.90	35.10	26.50	0.77
2012.11.26-10.06.25	43.71	2.90	0.40	2.25	0.35	5.70	24.90	21.30	-2.05
2012.11.26-11.03.47	52.78	2.00	0.30	1.75	0.20	4.70	17.40	15.50	-2.73
2012.11.26-14.57.12	231.12	13.00	1.60	9.50	1.40	37.80	87.70	41.50	8.35
2012.11.26-16.03.33	32.19	14.00	1.70	10.50	1.60	44.30	95.00	44.00	6.76
2012.11.26-16.29.47	17.73	15.00	1.80	10.25	1.70	48.10	99.00	41.30	9.55
2012.11.26-17.24.53	49.07	16.00	1.90	12.00	1.80	55.70	102.30	39.20	7.33
2012.11.26-17.45.03	15.23	17.00	2.00	12.50	1.85	60.80	103.70	34.50	8.40
2012.11.26-18.12.42	20.00	18.00	2.10	13.00	1.90	66.20	106.10	33.30	6.61
2012.11.26-18.33.57	20.85	19.00	2.20	14.00	2.00	73.50	109.40	30.30	5.63

(b) Oppvarming først

Tidsstempel	Tid (min)	V DC1	I DC1	V DC2	I DC2	$P_{el}$	$Q_H$	$Q_C$	$\delta$
2012.11.15-14.46.21	116.93	1.00	7.50	0.90	5.50	16.17	59.15	61.24	-18.26
2012.11.17-19.07.43	197.87	2.00	15.00	1.80	10.75	53.07	164.00	158.30	-47.39
2012.11.18-21.13.31	48.21	0.30	2.00	0.25	1.75	4.76	16.22	17.32	-5.86
2012.11.21-12.16.23	59.80	1.85	13.25	1.60	9.50	43.43	145.70	139.50	-37.22
2012.11.21-15.35.27	148.92	1.60	12.50	1.50	8.75	36.84	133.90	129.20	-32.21
2012.11.27-13.22.44	52.01	6.50	0.80	5.00	0.80	12.92	62.90	62.72	-12.74
2012.11.27-14.21.32	106.64	8.00	1.00	6.00	1.00	17.72	76.64	75.90	-16.98

Tabell 4.2: Fortsettelse av tabell 4.1 med flere verdier relatert til hver måleserie. Siste søyle forteller hvor stor andel av den totale temperaturforskjellen som i gjennomsnitt ble opplevd av hver TEC.

(a) Kjøling først

Tidsstempel	$\Delta T_{oppe}$	$\Delta T_{nede}$	$\Delta T$					COP	$F$
			TEC1	TEC2	TEC3	TEC4	TEC5		
2012.11.23-19.10.54	10.70	26.00	13.99	19.74	23.18	25.05	26.73	2.04	0.87
2012.11.24-15.22.24	11.20	23.90	12.04	16.62	18.82	21.21	22.84	2.33	0.86
2012.11.25-16.06.55	10.90	21.40	10.52	14.31	16.00	17.62	18.68	2.57	0.88
2012.11.25-16.47.00	10.50	19.70	9.45	12.73	14.13	15.73	16.60	2.75	0.87
2012.11.25-18.25.58	10.40	17.60	8.32	10.67	11.54	12.68	13.17	3.20	0.89
2012.11.25-18.59.49	9.90	16.00	7.27	9.19	9.80	11.07	11.40	3.45	0.88
2012.11.25-19.27.48	9.10	13.50	5.86	7.24	7.56	8.58	8.64	3.90	0.88
2012.11.25-19.56.01	7.90	10.90	4.49	5.39	5.47	6.34	6.25	4.47	0.88
2012.11.26-09.17.17	6.80	9.00	3.70	4.33	4.28	5.21	4.99	4.46	0.86
2012.11.26-10.06.25	5.50	6.40	2.54	2.80	2.61	2.83	2.53	4.39	0.94
2012.11.26-11.03.47	4.00	4.50	1.65	1.75	1.58	1.88	1.63	3.73	0.90
2012.11.26-14.57.12	11.10	23.50	12.94	17.39	19.58	21.34	22.74	2.32	0.88
2012.11.26-16.03.33	11.90	25.60	13.80	18.67	21.08	23.63	25.51	2.14	0.87
2012.11.26-16.29.47	11.20	26.80	14.91	20.45	23.24	26.11	28.40	2.06	0.87
2012.11.26-17.24.53	10.70	27.80	16.02	22.19	25.31	28.21	30.68	1.84	0.87
2012.11.26-17.45.03	9.40	28.40	17.16	24.11	27.68	30.52	33.18	1.70	0.87
2012.11.26-18.12.42	9.10	29.10	18.28	25.76	29.61	32.13	34.82	1.60	0.88
2012.11.26-18.33.57	8.40	30.30	19.69	27.90	32.16	34.80	37.75	1.49	0.88

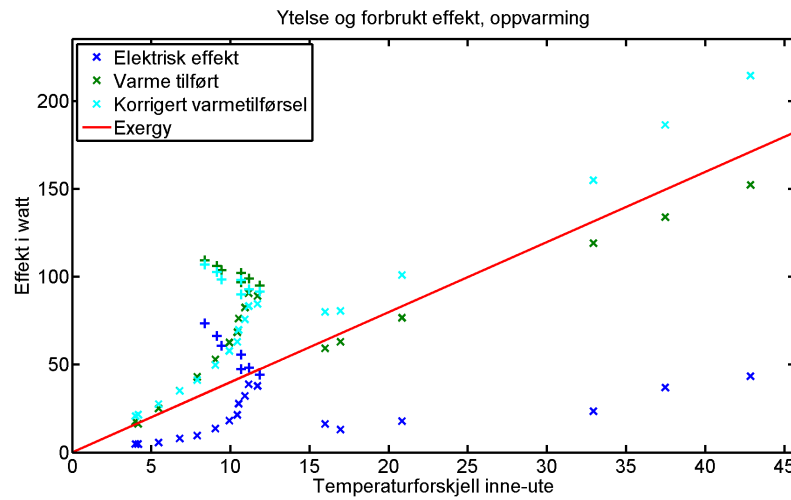
(b) Oppvarming først

Tidsstempel	$\Delta T_{oppe}$	$\Delta T_{nede}$	$\Delta T$					COP	$F$
			TEC1	TEC2	TEC3	TEC4	TEC5		
2012.11.15-14.46.21	15.98	16.54	7.70	8.25	6.53	-	-	3.66	0.36
2012.11.17-19.07.43	45.70	44.12	14.56	16.03	12.45	-	-	3.09	0.46
2012.11.18-21.13.31	4.17	4.46	1.76	1.82	1.56	-	-	3.41	0.32
2012.11.21-12.16.23	40.90	39.15	11.35	12.88	8.90	-	-	3.35	0.25
2012.11.21-15.35.27	37.48	36.18	11.83	13.42	9.97	-	-	3.63	0.27
2012.11.27-13.22.44	16.95	16.91	6.49	6.57	5.18	5.50	3.55	4.87	0.32
2012.11.27-14.21.32	20.84	20.64	8.19	8.28	6.60	6.52	4.11	4.32	0.32

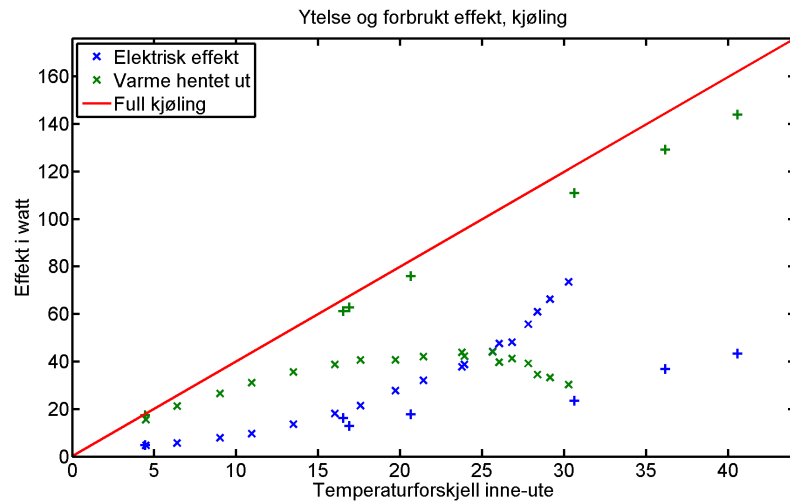


## 4.3 Ytelseskart

Se figurene 4.7 og 4.8. Den røde linja viser exergy i utgående luft, altså varme som kan gå tapt. Grønne punkter viser oppvarmet effekt, mens mørkeblå punkter er total effekt forbrukt av TEVGen.



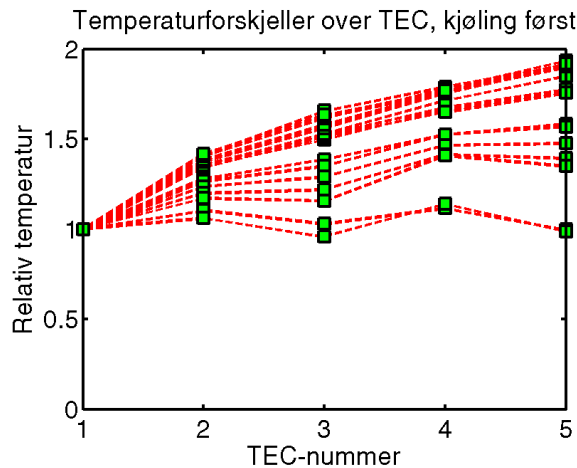
Figur 4.7: Målepunkter tolket som oppvarming (scenariene 2 og 3 kombinert). Korrigert varmetilførsel er en enkel addisjon av  $Q_H$  og  $\delta$ .



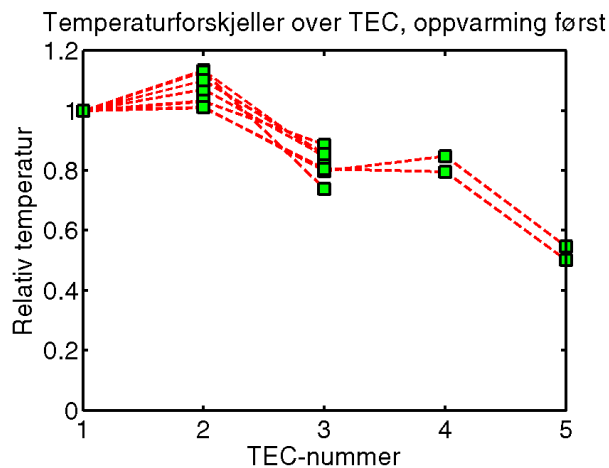
Figur 4.8: Målepunkter tolket som kjøling (scenariene 1 og 4 kombinert).

## 4.4 Relative temperaturforskjeller

Se figurene 4.9 og 4.10. Disse viser forholdstallene mellom temperaturforskjellen over hver TEC. En stiplet linje mellom punktene betyr at de er fra samme måleserie.



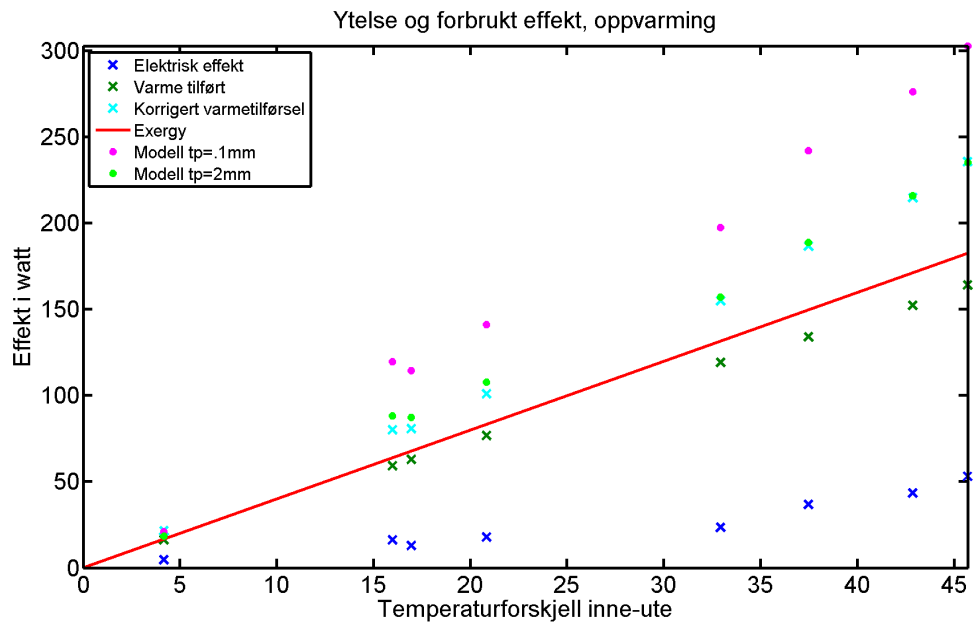
Figur 4.9: Forholdet mellom TECenes temperaturforskjeller. Alle temperaturforskjeller er blitt normaliserte med forskjellen over TEC1, som var lengst inne i kanalen.



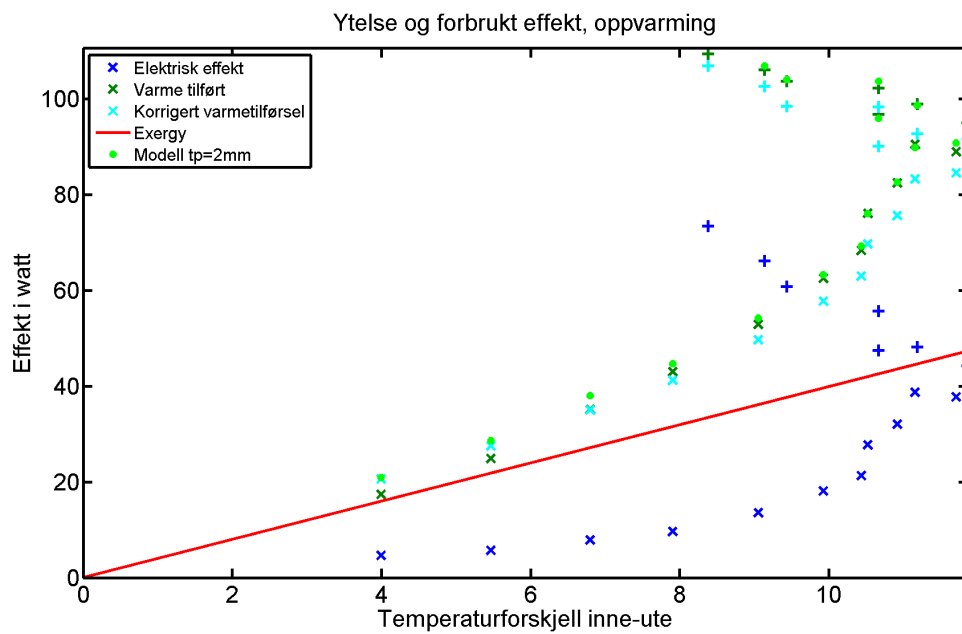
Figur 4.10: Forholdet mellom TECenes temperaturforskjeller. For de fem måleseriene var tre tatt med første termistoroppsett, og det ble ikke gjort målinger i kjøleribbene ved de to siste TECene.

## 4.5 Samkjøring med modell

Se figur 4.11. Temperaturforskjeller fra måleseriene ble brukt i modellen, og effekten justert til den stemte overens med effekten i grafen (blå kryss). Modellen antok et svært tynt lag med termisk pasta, noe som ikke var tilfellet i målingene. For å prøve å tilnærme bedre, så ble tykkelsen på dette laget økt inntil resultatene delvis overlappet de korrigerede verdiene fra måleseriene. Deretter ble denne samme verdien for tykkelsen brukt for å teste modellen på andre resultater, dette er vist i figur 4.12.



Figur 4.11: Samsvaret mellom modell og målinger. Korrigert varmeeffekt er en enkel addisjon av  $Q_H$  og  $\delta$ . Dette er målinger gjort ved oppvarming først.



Figur 4.12: Samsvaret mellom modell og målinger. Korrigert varmeeffekt er en enkel addisjon av  $Q_H$  og  $\delta$ . Dette er målinger gjort ved kjøling først.

## 5 Diskusjon

### 5.1 Innsikt i måleseriens natur

Valget av eksperimentelt oppsett, hvor kanalen snur i stedet for å ha to temperaturreervoarer, viste seg å ha flere fordeler enn først antatt. Mens luftstrømningen alltid gikk samme vei, så kunne TECene belastes på to motsatte måter: enten ble lufta varmet opp først, eller så ble den kjølt ned først. Hvert av disse tilfelle kunne så representere forskjellige reelle situasjoner:

#### Kjøling først

1. *Endepunkt i kanalen representerer innetemperatur.* Innetemperatur er lavest, og dette representerer derfor kjøling av innelufta. Utelufta varmes opp til varmere enn omgivelsene, så dette er snakk om en varmepumpeeffekt i tillegg til ventilasjonen.
2. *Endepunkt i kanalen representerer utetemperatur.* Her gjenvinnes nøyaktig all varmen i utgående gammel luft. Frisk luft kommer inn varmere enn omgivelsene, og TEVGen gir derfor en netto oppvarming i rommet. Siden nøyaktig all varmen fjernes, så er disse data på grensa til et område hvor TEVGen fungerer som en varmepumpe for oppvarming.

#### Oppvarming først

3. *Endepunkt i kanalen representerer innetemperatur.* Under disse målingene, som tok betydelig lengre tid, så var temperaturforskjellen liten ved åpen side av kanalen. Netto oppvarming var altså lavere enn kjølingsscenarioet i (2), selv hvis det korrigeres for usikkerheten  $\delta$ .
4. *Endepunkt i kanalen representerer utetemperatur.* Dette representerer nedkjøling av inneluft, men ufullstendig, siden innkommende luft alltid er litt varmere enn utgående.

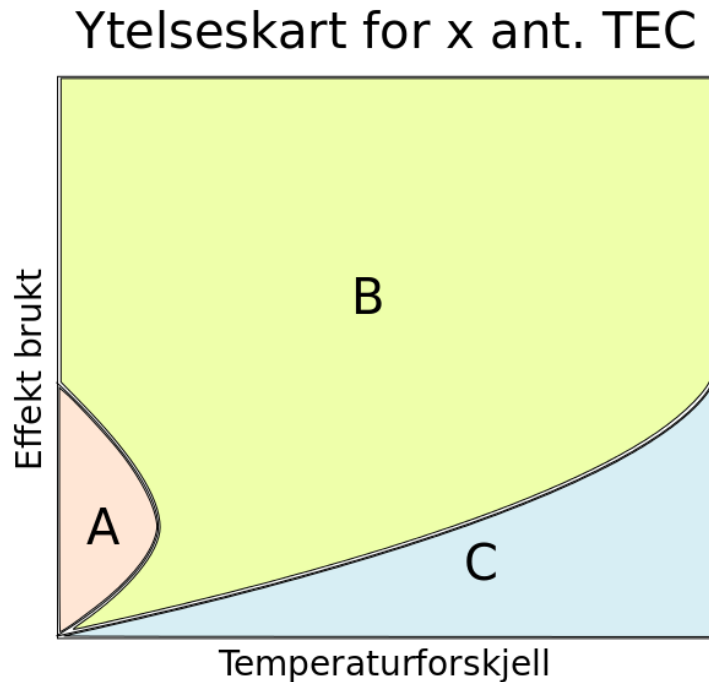
For de to driftstypene, dvs. kjøling først og oppvarming først, kunne det ses ganske forskjellige tidsavhengigheter. Ved å kjøle først kunne stabile temperaturer oppnås etter litt over en time fra termisk likevekt, eller mellom 20 og 30 minutter ved justering fra en lavere eller høyere effekt. Når det derimot ble varmet opp først, så ble det sjelden observert stabile temperaturer, men istedet jevnt stigende og svakt konvergerende temperaturer i flere timer i strekk.

Attpåtil kunne måleseriene av typen (3) og (4) vise en besynderlig oppførsel: lufta kom ut av kanalen kaldere enn den kom inn. Dette burde ikke være mulig ettersom tap i kretsene alltid vil føre til at  $Q_H > Q_C$ , og lufta burde bli varmere. Dette skjedde sannsynligvis da kjøleribbene lagret en del av varmenergien i begynnelsen av målingene. Etter en stund ville temperaturen nemlig stige og bli høyere enn da den kom inn.

Slik kanalen er konstruert, så dikterer energibevaring at  $Q_H = Q_C + P_{el}$ , nemlig at den forbrukte effekten i TECene direkte fører til en netto oppvarming. Varmeledning gjennom isopor kanalens overflate ble estimert til 3.8 W totalt ved en temperaturforskjell på 40 grader, så denne vil ikke bidra til store tap. Differansen  $\delta$  vist i tabell 4.1 er forskjellen mellom forventet og reell  $Q_H$ , og viser største verdi for de målingene som ikke var stabile. De to eneste måleseriene i øverste tabell som har fått negative verdier av  $\delta$ , er de to eneste som ble målt ved en nedjustering av forbrukt effekt fra forrige måleserie. Dersom luftlekkasje antas konstant, så er  $\delta$  dermed en tilnærming av varme som blir tatt opp eller avgitt innen systemet, mest sannsynlig i kjøleribbene.

## 5.2 Gjenvinner eller varmepumpe

Som vist i figur 5.1, så kan denne TEVGen også fungere som en varmepumpe, ved å tilføre rommet ganske oppvarmet luft samtidig som den kjøler ned utgående luft til å bli kaldere enn lufta er ute. Også utenfor dette området kan den bidra med varm luft som høyner gjennomsnittstemperaturen i innelufta. Samtidig er det problematisk fra et ventilasjonsperspektiv at innkommende frisk luft er såpass varm. Foruten at lufta kan være ubehagelig varm, så fører



Figur 5.1: Generalisert ytelseskart basert på figurene 4.7 og 4.8. Det antas at TEVGen brukes til oppvarming. Innenfor område B gir TEVGen en netto oppvarming av rommet gjennom å tilføre varm luft. Innenfor område A blir TEVGen også en TEVP, den varmer opp innendørs ved å kjøle ned omgivelsene, lik en varmepumpe. I område C er varmegjenvinningen under 100%.

dette ofte til at lufta forblir i et sjikt øverst ved taket og ikke blander seg med gammel luft. Ventilasjonen kan bli kortsluttet ved at det hovedsaklig er denne friske lufta som føres ut igjen, og rommet får i praksis utilstrekkelig ventilasjon og oppvarming. For ventilasjonens skyld er det derimot ønskelig, spesielt med hensyn til at ventiler ofte plasseres høyt oppe på veggen, at varmegjenvinningen ikke er helt fullstendig, men at den friske lufta er litt kaldere enn den gamle lufta. Dette vil gi bedre sirkulasjon og derfor en bedre ventilasjon.<sup>2</sup>

Altså er en TEVG ikke nødvendigvis et optimalt produkt for oppvarming av et rom, selv om det er mulig å benytte den til dette. For å skape tilstrekkelig sirkulasjon ved en slik oppvarming, så bør det brukes et mer komplisert rørsystem. Varmen kan også føles ubehagelig dersom produktet

ikke designes riktig. TEVGen kan være enda bedre egnet til aktiv varmegjenvinning alene, siden det samme produktet kan gi ønsket grad av varmegjenvinning over et spenn av forskjellige utetemperaturer. Sammenlignet med en kombinasjon av åpen ventil og elektrisk ovn for å kompensere for varmetapet, så vil en TEVG bruke mindre energi, ettersom hver TEC flytter varme lik en varmepumpe.

### 5.2.1 TEVG som komplementær løsning

Som det ble nevnt i seksjon 5.2, så vil en netto oppvarming fra TEVGen føre til dårlig sirkulasjon og dermed dårlig ventilasjon. Altså er ikke denne egnet til oppvarming eller kompensasjon for andre varmetap. Derimot kan den eliminere varmetapet ved ventilasjon for bredt spekter av utetemperaturer med en lav energikostnad. Dette kan være tilstrekkelig for et hus bygd etter passivhusstandard, og TEVGen kan erstatte dyrere og mer plasskrevende løsninger. For eldre boliger vil det dermed være behov for flere løsninger for å opprettholde en akseptabel komforttemperatur. Dersom en panelovn allerede er installert, så vil det kreve minst inngrep å beholde denne. Med varmegjenvinningen som TEVG yter, så vil denne bli belastet mindre enn ved naturlig ventilasjon.

Et mer energieffektivt alternativ er å benytte en varmepumpe. Et mindre rom, feks. et soverom, kan være egnet til bruk av en termoelektrisk varmepumpe, som vil være mer kompakt, billigere og som kan dimensjoneres til mindre rom enn konvensjonelle luft-til-luft-varmepumper. En kombinasjon med vannbåren varme vil være det mest energieffektive, men en luft-til-luft termoelektrisk varmepumpe vil også være en mulighet. Foruten forskningen som foregår på dette feltet, så finnes det allerede produkter av denne typen, men disse opererer som oftest med lav virkningsgrad og er ikke nødvendigvis ideelle for norske forhold.



## 5.3 Bruk av datamodell

I dette forsøket tok målingene svært lang tid. Med resultatene dette ga, kunne jeg raskt tilpasse datamodellen til å gjengi resultatene. Etter dette kan datamodellen simulere nye målesituasjoner på langt kortere tid enn de faktiske målingene ville ha tatt. En slik framgangsmåte kan være tidsbesparende under utviklingen av et produkt, og det er i tillegg mulig å anslå effekten av forbedringer og endringer som lavere termisk kontaktmotstand eller andre typer kjøleribber.

## 5.4 Forbedringer i design

### 5.4.1 Valg av vifteteknologi

Det ble valgt å bruke aksialvifter i dette forsøket, da disse kunne yte en høy volumstrøm, noe som ville redusere termisk motstand i systemet og øke virkningsgraden. Disse ga derimot ikke den luftstrømningen som ble oppgitt som deres driftsyttelse. Dette kan skyldes tettheten og antallet av kjøleribbene, som vil forårsake et trykkfall langs strømningsretningen. En tidligere versjon av datamodellen tok ikke høyde for dette, og det ble ikke tatt med i beslutningen om valg av vifter. De aksiale viftene ga også merkbart støy. På grunnlag av disse erfaringene kan radialvifter være et bedre valg, da disse fungerer bedre i situasjoner med mottrykk, og dessuten kan være mer stillegående.

### 5.4.2 Termisk kontaktmotstand

Det ble dessverre ikke satt av tid til å måle forskjellen i ytelse ved bruk av termisk pasta. Dette grunnet vansker med å påføre denne pastaen i et tilstrekkelig tynt lag og på to flater samtidig, noe som ikke var ideelt slik forsøksriggen var bygget. Det ble fryktet at pastalaget kunne ende opp med å bli såpass tykt at det ville hemme varmeovergangen heller enn å forbedre den.

Heller ikke ble det undersøkt hvilken sammenheng som fantes mellom

påført kraft og ytelse. Under én enkelt måleserie ble det plassert tunge vekter oppå isoporen som lå over TEC-modulene, og det ble registrert en økning i COP på om lag 10%, noe som viser at det kan finnes et optimalt eller et tilstrekkelig trykk som kan redusere kontaktmotstand. Et framtidig forsøk kunne ha undersøkt hvilken kombinasjon av termisk pasta og/eller trykk som gir best ytelse.

### 5.4.3 Ekstra varmeledning

Det viste seg at polykarbonatplatene kunne lede varme i en betydelig grad, noe som har blitt en feilkilde i måleseriene. I den delen av kanalen som vender mot utgangen, strekker denne midtdeleren seg over en lengde som er dobbelt så stor som lengden av alle TEC-modulene til sammen. Flere termistorer ble plassert over og under denne midtdeleren, og de registrerte stigende og fallende temperaturer i tråd med en varmeledning. Etter å ha gjort noen estimater av hva som burde ledes gjennom, ble det konkludert at denne midtdeleren var ansvarlig for temperaturendringer på opptil 7 grader. Etter dette ble det bare brukt temperaturdata for termistorene som var nærmest kjøleribbene, men målingene kan ikke sis å ha den nøyaktigheten som var ønskelig. Under framtidige forsøk burde det velges et mer isolerende materiale for å dele kanalen, og termistorene burde plasseres så nær kjøleribbene som mulig.

For å hindre luftlekkasje i luftgapene som isolerte hver ribbebit, så ble det valgt elektrisk teip. Denne er tynn og vil også lede varme. Dette er derimot ikke et stort problem dersom hensikten med produktet er varmegjenvinning. Brukes det derimot til airconditioning og nedkjøling, så vil dette gjøre at produktet yter dårligere. Altså burde et produkt med begge disse mulighetene ha et medium som er tykt og termisk isolerende, som fyller disse luftgapene.

### 5.4.4 Energiltførsel

Energiltførsel til produktet er en utfordring og en potensiell tapskilde. En høyere temperaturforskjell i lufta vil trenge en høyere spenning for å trekke nok effekt til å gjenvinne all varmen. En mulig løsning er å benytte puls-

bredde-modulering, nemlig å sette en fast spenning og heller skru TEVGen av og på i tidsintervaller. Dette vil være et billig alternativ, men TEVGen vil alltid kjøres ineffektivt, og kan faktisk ha den høyeste effektivitetsgraden når det er kaldest ute og TEVGen er på kontinuerlig: måleseriene viser klart at COP stiger jevnt inntil systemet er i termisk likevekt. Hvis dette aldri skjer fordi TEVGen skrur av i intervaller, så vil COP alltid være under høyeste verdi og energibruken vil øke.

### 5.4.5 Kondens

Kondens vil forekomme når en TEVG benyttes i en reell situasjon. Dette kan gjøre at produktet yter dårligere. En måte å hindre dette er å snu retningen på strømmen i kretsen, og bytte hvilken side av TECene som kjøler og varmer. Den delen av kanalen som tidligere fikk kondens pga. kald luft innenfra, vil istedet varme opp kald luft utenfra med lavere luftfuktighet, og kondensen vil fordampe. En slik prosess kan også brukes for å tine evt. ising som har forekommet på kjøleribbene, selv om luftstrømmen er stoppet helt opp. Samtidig kan lagret varme i kjøleribbene føre til en høy forbrukt effekt i hver TEC, og dersom strømningsretningen skiftes ofte, så kan det øke forbruk og redusere varmfaktor over tid. Et slikt produkt burde benytte kjøleribber av lav vekt og varmelagringskapasitet.

## 5.5 Livssyklusanalyse

Termoelektriske elementer har fått en fornyet interesse delvis på grunn av økt fokus på forebygging av klimaendringer og energieffektiviseringen som nødvendigjøres av dette. Sett i denne sammenhengen, altså implementert som en klimaløsning, så bør man gjøre en livssyklusanalyse av produktet. Dette har hittil ikke blitt gjort, men Ecoinvent-databasen har informasjon relatert til utvinning av tellur,<sup>6</sup> og en livssyklusanalyse har blitt gjort for lod-detinn som inneholder vismut.<sup>15</sup> De resterende materialene har også rådata tilgjengelig, og en livssyklusanalyse burde derfor være mulig.

## 6 Konklusjon

Gjennom dette forsøket har de potensielle bruksområdene for en TEVG blitt vurdert. Resultatene viser en varmeeffekt over 3 for varmegjenvinning, selv for temperaturforskjeller på opptil 40 grader. Det gjenstår derimot å teste dette med uavhengige temperaturreservere. En test burde gjøres over de temperaturforskjellene som kan forventes for et slikt produkt. Det burde legges vekt på kvaliteten av ventilasjonen, altså hvor godt den friske lufta fordeles i rommet, samt opplevelse av komfort ved temperaturene og støynivåene som produseres.

Videre vil det være hensiktsmessig å identifisere de kjøleribbedimensjonene som vil være optimale. Hittil har det blitt brukt svært kompakte kjøleribber fordi termisk motstand er svært kritisk for energiforbruket. Gevinsten av dette bør ikke undervurderes, men ulempene inkluderer mere støy, lavere luftutskiftning og høyere pris. De kjøleribbene som ble brukt i forsøket, var også alt for små til å dekke en kanal, og kan muligens passe bedre i en aktiv varmeveksler med flere lag, som utviklet av Zhong et al.<sup>36</sup>

En TEVG av samme prinsipp som i dette forsøket, har potensialet til å yte en vilkårlig grad av varmegjenvinning over et stort spekter av temperaturforskjeller. Dette er en av de største fordelene foran å ha en passiv varmegjenvinner: det behøver ikke å bli kaldere på kalde dager. For å oppnå en slik temperaturjustering kan det bli mest hensiktsmessig å bruke temperatursensorer og styringselektronikk i det ferdige produktet som tilpasser energibruken til inne- og utetemperatur.

## 7 Bibliografi

- [1] Kofi Annan. Tale. Zerokonferansen 2012 (19.11.2012).
- [2] Tormod Aurlien. Muntlig samtale, november 2012.
- [3] Jan Kåre Bording. Muntlig samtale, september 2012.
- [4] Peter W. Cowling og J.Edward Sunderland. Optimization of a thermoelectric heat pump through cascading. *Advanced Energy Conversion*, 7 (4):289–295, Februar 1968.
- [5] Bolig-og bygningsavd. Den norske stat, Kommunal-og regionaldepartementet. Byggteknisk forskrift – tek 10. Internett, 2010. URL <http://www.lovdata.no/cgi-wift/ldles?ltdoc=/for/ff-20100326-0489.html#map025>. (lest 10.12.2012).
- [6] Ecoinvent. Database via internett. URL <http://www.ecoinvent.org/>. (lest 06.12.2012).
- [7] Andreas Eder. Thermoelectric power generation - the next step to future co2 reductions?! BMW Group, 2009.
- [8] Lefdal elektromarked. Internett. URL <http://www.lefdal.com>. (lest 29.11.2012).
- [9] Elkjøp. Internett. URL <http://www.elkjop.no>. (lest 29.11.2012).
- [10] Fraunhofer Institute for Physical Measurement Techniques IPM. URL <http://www.ipm.fraunhofer.de>. (lest 05.12.2012).
- [11] Forbrukerrådet. Nye varmpumper testet! Internett. URL <http://www.forbrukerradet.no/annet/tester-og-kj%C3%B8petips/produkter/nye-varmpumper-testet>. (lest 29.11.2012).
- [12] H. J. Goldsmid. *Applications of Thermoelectricity*. Methuen & Co Ltd, 1960.
- [13] Abhishek Gupta. Experimental and theoretical analysis of single-phase convective heat transfer in channel with resistive heater and thermoelectric modules for hydronic cooling and heating device. 2008.
- [14] Dmitrijs Guzs. Kraft- og varmeproduksjon av røykgass ved bruk av termoelektrisk generator (teg). Masteroppgave, Universitetet for miljø- og biovitenskap, 2009.
- [15] Department of Life Cycle Engineering IKP University of Stuttgart. Influence of the solder composition. Powerpoint Presentation.
- [16] Robert L. Jackson, Hamed Ghaednia, Yasser A. Elkady, Sushil H. Bhavnani, og Roy W. Knight. A closed-form multiscale thermal contact

- resistance model. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 2(7):1158–1170, July 2012.
- [17] Kryotherm. Thermoelectric cooling and power generating solutions. Produktkatalog. Lastet ned 03.09.2012.
- [18] Gjermund Kvernmo. Konstruksjon og analyse av solvarmebasert mikro chp-anlegg med termoelektrisk generator. Masteroppgave, Universitetet for miljø- og biovitenskap, 2009.
- [19] Simon Lineykin og Shmuel Ben-Yaakov. Modeling and Analysis of Thermoelectric Modules. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 43(2): 505–512, 2007.
- [20] V. C. Mei, F. C. Chen, B. Mathiprakasam, og P. Heenan. Study of solar-assisted thermoelectric technology for automobile air conditioning. *Transactions of the ASME*, 115:200–205, November 1993.
- [21] TEC Microsystems. Single-stage thermoelectric cooler construction. Internett. URL [http://www.tec-microsystems.com/EN/Intro\\_Thermoelectric\\_Coolers.html](http://www.tec-microsystems.com/EN/Intro_Thermoelectric_Coolers.html). (lest 29.11.2012).
- [22] Gao Min og D M Rowe. Improved model for calculating the coefficient of performance of a Peltier module. 41:16–171, 2000.
- [23] Robert J. Moffat. Modeling air-cooled heat sinks as heat exchangers. *ElectronicsCooling*, Februar 2008. URL <http://www.electronics-cooling.com/2008/02/modeling-air-cooled-heat-sinks-as-heat-exchangers/>. (lest 16.10.2012).
- [24] D. M. Rowe, editor. *CRC Handbook of Thermoelectrics*. CRC Press LLC, 1995.
- [25] D. M. Rowe, editor. *Thermoelectrics Handbook, Macro to Nano*. CRC Press, Taylor & Francis Group, 2006.
- [26] C. B. Satterthwaite og R. W. Ure. Electrical and thermal properties of  $\text{Bi}_2\text{Te}_3$ . *Phys. Rev.*, 108:1164–1170, Dec 1957. doi: 10.1103/PhysRev.108.1164. URL <http://link.aps.org/doi/10.1103/PhysRev.108.1164>.
- [27] Statistisk sentralbyrå. Tabell 6: Boliger, etter byggeår og system for oppvarming. 3. november 2001. absolutte tall og prosent. Internett, . URL <http://www.ssb.no/emner/02/01/fobbolig/tab-2002-09-23-06.html>. (lest 29.11.2012).
- [28] Statistisk sentralbyrå. Kraftig økning i bruk av varmepumper. Internett, . URL <http://www.ssb.no/vis/emner/01/03/10/husenergi/main.html>. (lest 29.11.2012).
- [29] Robert E. Simons. Estimating parallel plate-fin heat sink thermal resistance. *ElectronicsCooling*, Februar 2003. URL <http://www.electronics-cooling.com/2003/02/>

- 
- estimating-parallel-plate-fin-heat-sink-thermal-resistance/. (lest 10.12.2012).
- [30] P. Teertstra, M. M. Yovanovich, og J. R. Culham. Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks. *Journal of Electronics Manufacturing*, 10(4):253–261, 2000.
- [31] *Specification of Thermoelectric Module TEC1-12708*. Thermonamic. <http://www.thermonamic.com/TEC1-12708-2.pdf> (lastet ned 16.10.2012).
- [32] Lars Topnes og Vidar Hansen. Konstruksjon og evaluering av en termoelektrisk vann til vann varmpumpe. 2011.
- [33] Borjang Tsai, Koodavid Huang, og Chienho Lee. Hybrid structural systems of an active building envelope system (abe). *Advanced Materials Research*, 168-170:2359–2370, 2001.
- [34] Cronin B Vining. An inconvenient truth about thermoelectrics. *Nature materials*, 8(2):83–5, Februar 2009. ISSN 1476-1122. doi: 10.1038/nmat2361. URL <http://dx.doi.org/10.1038/nmat2361>.
- [35] Ralph L Webb. HEAT EXCHANGER DESIGN METHODOLOGY FOR ELECTRONIC HEAT SINKS. 023001, 2011.
- [36] Ke Zhong og Yanming Kang. Applicability of air-to-air heat recovery ventilators in china. *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6):830 – 840, 2009.

# Vedlegg



## A Datablad

# Specification of Thermoelectric Module

## TEC1-12708

### Description

The 127 couples, 40mmx40mm size module is a single stage module which is designed for cooling and heating up to 100°C applications. If higher operation or processing temperature is required, please specify, we can design and manufacture the custom made module according to your special requirements.

### Features

- No moving parts, no noise, and solid-state
- Compact structure, small in size, light in weight
- Environmental friendly
- RoHS compliant
- Precise temperature control
- Exceptionally reliable in quality, high performance

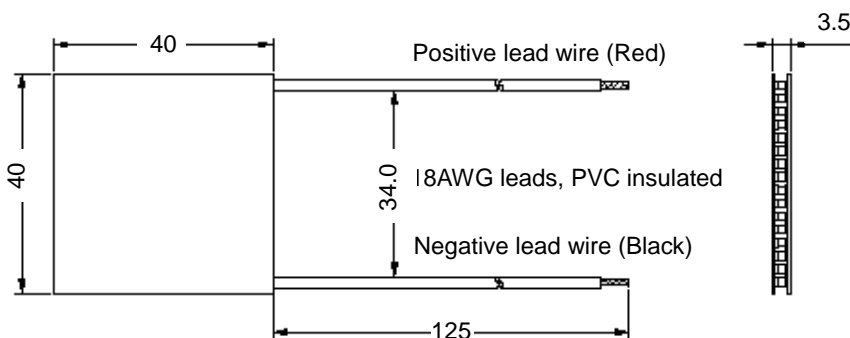
### Application

- Food and beverage service refrigerator
- Portable cooler box for cars
- Liquid cooling
- Temperature stabilizer
- CPU cooler and scientific instrument
- Photonic and medical systems

### Performance Specification Sheet

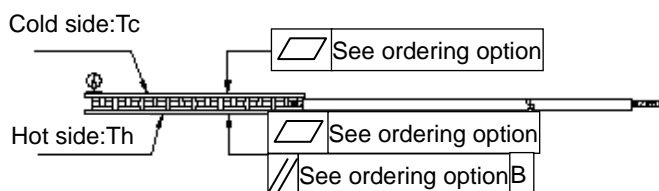
Th(°C)	27	50	Hot side temperature at environment: dry air, N <sub>2</sub>
DT <sub>max</sub> (°C)	68	76	Temperature Difference between cold and hot side of the module when cooling capacity is zero at cold side
U <sub>max</sub> (Voltage)	15.3	17.1	Voltage applied to the module at DT <sub>max</sub>
I <sub>max</sub> (amps)	8.8	8.8	DC current through the modules at DT <sub>max</sub>
Q <sub>Cmax</sub> (Watts)	86.0	94.3	Cooling capacity at cold side of the module under DT=0°C
AC resistance(ohms)	1.35~1.65	1.49~1.82	The module resistance is tested under AC

### Geometric Characteristics Dimensions in millimeters



### Sealing Option

Suffix	Sealant
NS	No sealing
SS	Silicone sealant
EPS	Epoxy
OS	Customer specify sealing other than above



### Ordering Option

Suffix	Thickness (mm)	Flatness/ Parallelism (mm)	Lead wire length(mm) Standard/Optional length
TF	0:3.5±0.1	0:0.035/0.035	125±1/Specify
TF	1:3.5±0.05	1:0.025/0.025	125±1/Specify
TF	2:3.5±0.03	2:0.015/0.015	125±1/Specify
Eg. TF01: Thickness 3.5±0.1(mm) and Flatness 0.025/0.025(mm)			

### Additional

Ceramic material: Alumina (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, white 96%)  
Solder tinning: Bismuth Tin (BiSn) M.P. 138°C

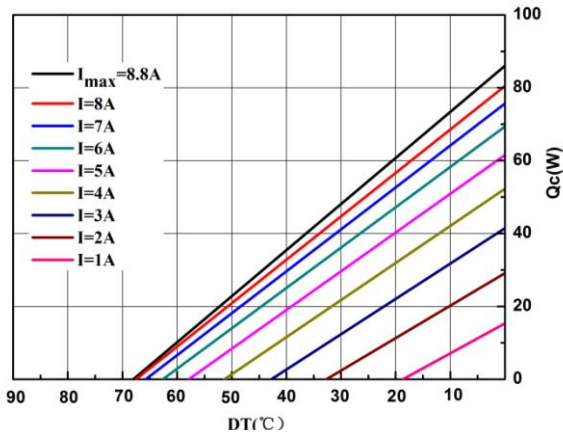
**Creative technology with fine manufacturing processes provides you the reliable and quality products.**

Tel: +86-791-88198288 Fax: +86-791-88198308 Email: info@thermonamic.com Web Site: www.thermonamic.com

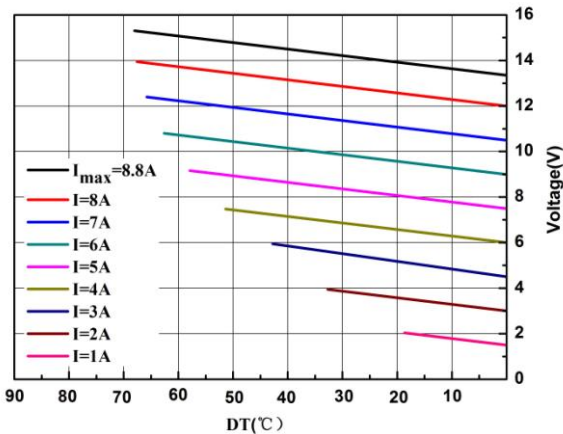
# Specification of Thermoelectric Module

## TEC1-12708

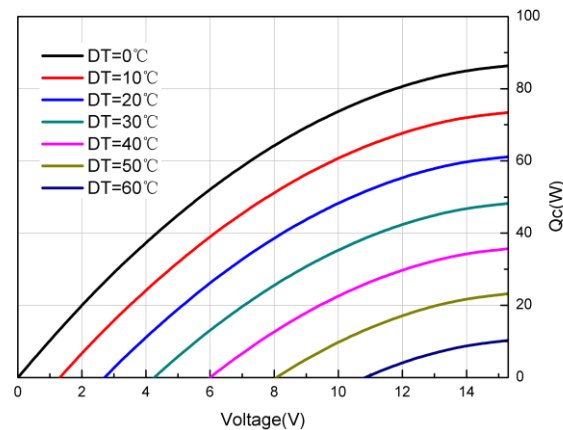
### Performance Curves at $T_h=27^\circ\text{C}$



The chart for  $Q_c$  Vs  $DT$  under various currents

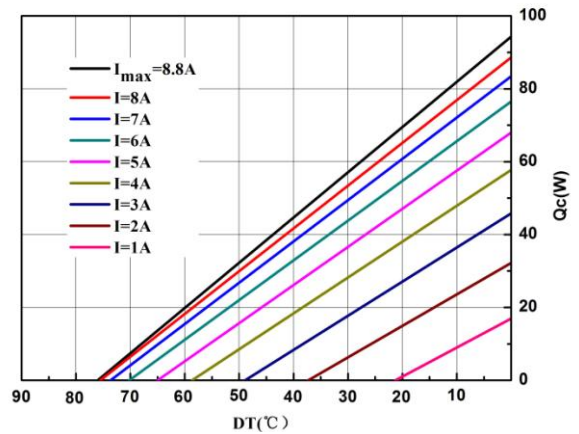


The chart for Voltage Vs  $DT$  under various currents

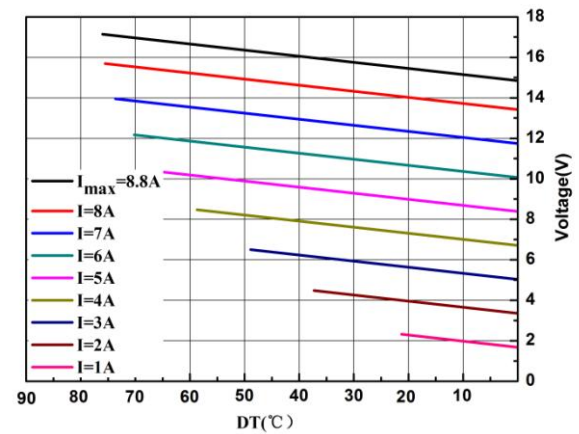


The chart for  $Q_c$  Vs Voltage under various  $DT$

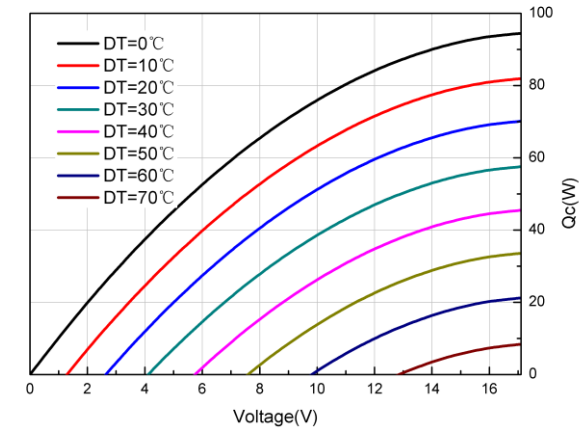
### Performance Curves at $T_h=50^\circ\text{C}$



The chart for  $Q_c$  Vs  $DT$  under various currents



The chart for Voltage Vs  $DT$  under various currents

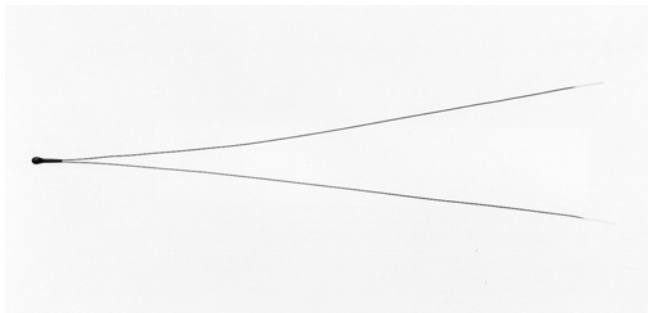


The chart for  $Q_c$  Vs Voltage under various  $DT$

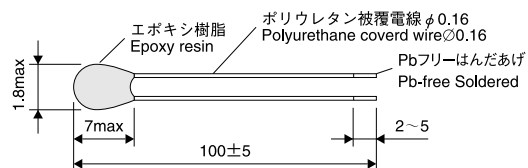
### Operation Cautions

- Cold side of the module stucked on the object being cooled
- Hot side of the module mounted on a heat radiator
- Work under DC
- Operation below  $I_{max}$  or  $V_{max}$
- Operation or storage module below  $100^\circ\text{C}$

## RM16シリーズ RM16 Series



形状・寸法 Dimensions (mm)



- 抵抗値許容差 .....  $\pm 3\%$ ,  $5\%$  (R25)
- B定数許容差 .....  $\pm 3\%$  (B25/50)
- 端子電極 ..... ポリウレタン被覆電線
- 使用温度範囲 .....  $-40^{\circ}\text{C} \sim +110^{\circ}\text{C}$
- 熱放散定数 .....  $\delta = 0.6\text{mW}/^{\circ}\text{C}$
- 熱時定数 .....  $\tau = 6\text{sec.}$
- 最大電力 .....  $P = 51\text{mW}$

- Resistance tolerance .....  $\pm 3\%$ ,  $\pm 5\%$  (R25)
- B value tolerance .....  $\pm 3\%$  (B25/50)
- Termination ..... Polyurethane covered wire
- Operating temperature range .....  $-40^{\circ}\text{C} \sim +110^{\circ}\text{C}$
- Heat dissipation constant .....  $\delta = 0.6\text{mW}/^{\circ}\text{C}$
- Thermal time constant .....  $\tau = 6\text{sec.}$
- Maximum power dissipation .....  $P = 51\text{mW}$

### ■特長

- 小型で高精度
- リード線が長く測定部の取り廻しが容易

### ■Features

- Small precision type.
- Long leads for easy sensor placement.

### ■特性 Characteristics

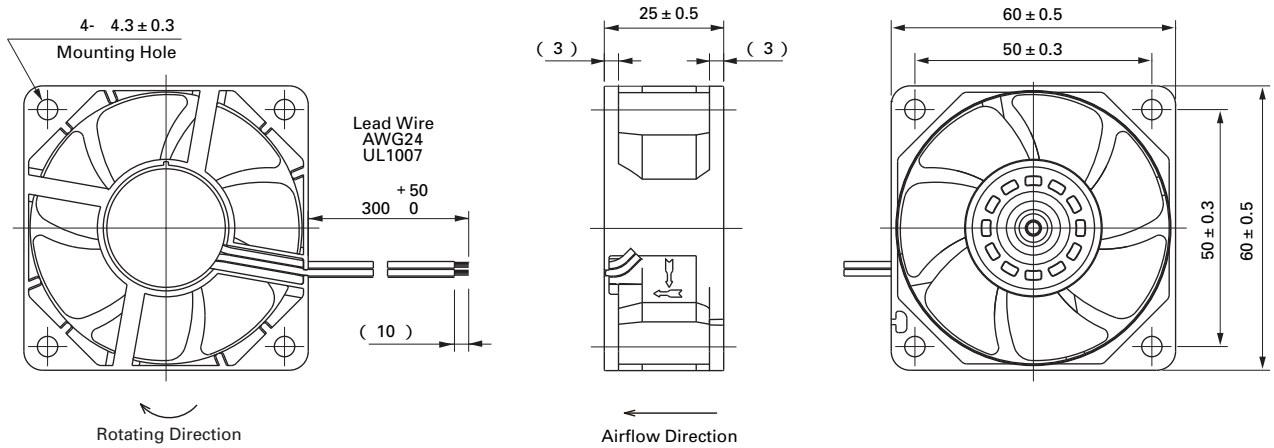
#### RM16シリーズ RM16 Series

形名 Part number	抵抗値 R25 Resistance	B定数 B25/50 B Value	B定数 B25/85 B Value	形名 Part number	抵抗値 R25 Resistance	B定数 B25/50 B Value	B定数 B25/85 B Value
3G102**	1k $\Omega$	3,450K	3,488K	6M303**	30k $\Omega$	3,970K	4,084K
3G202**	2k $\Omega$	3,450K	3,488K	3U503**	50k $\Omega$	3,950K	4,025K
6D502**	5k $\Omega$	3,930K	3,941K	3U803**	80k $\Omega$	3,950K	4,025K
3H103**	10k $\Omega$	3,450K	3,486K	3U104**	100k $\Omega$	3,950K	4,025K
6E103**		3,950K	4,001K	4A104**	100k $\Omega$	4,020K	4,099K
6M203**	20k $\Omega$	3,970K	4,084K				

※R-Tデータに関しては、弊社ホームページに記載しておりますのでご参照願います。

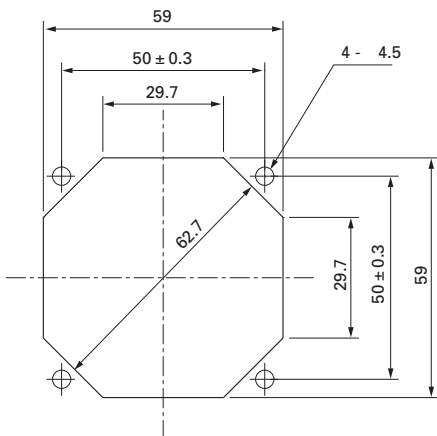
※Regarding R-T data, please refer to our Home Page.

## Dimensions (unit : mm)



## Reference dimension of mounting holes and vent opening (unit : mm)

Air inlet side · Air outlet side



60mm

## Common Specifications

Material	Frame: Plastics (Flammability: UL94V-0), Impeller: Plastics (Flammability: UL94V-1)
Life Expectancy	Varies for each model (L10: Survival rate: 90% at 60°C, rated voltage, and continuously run in a free air state)
Motor Protection System	Current blocking function and Reverse polarity protection
Dielectric Strength	50/60 Hz, 500VAC, 1 minute (between lead conductor and frame)
Sound Pressure Level (SPL)	Expressed as the value at 1m from air inlet side
Operating Temperature Range	Varies for each model (Non-condensing)
Lead Wire	+ red - black
Mass	55g

## Notice

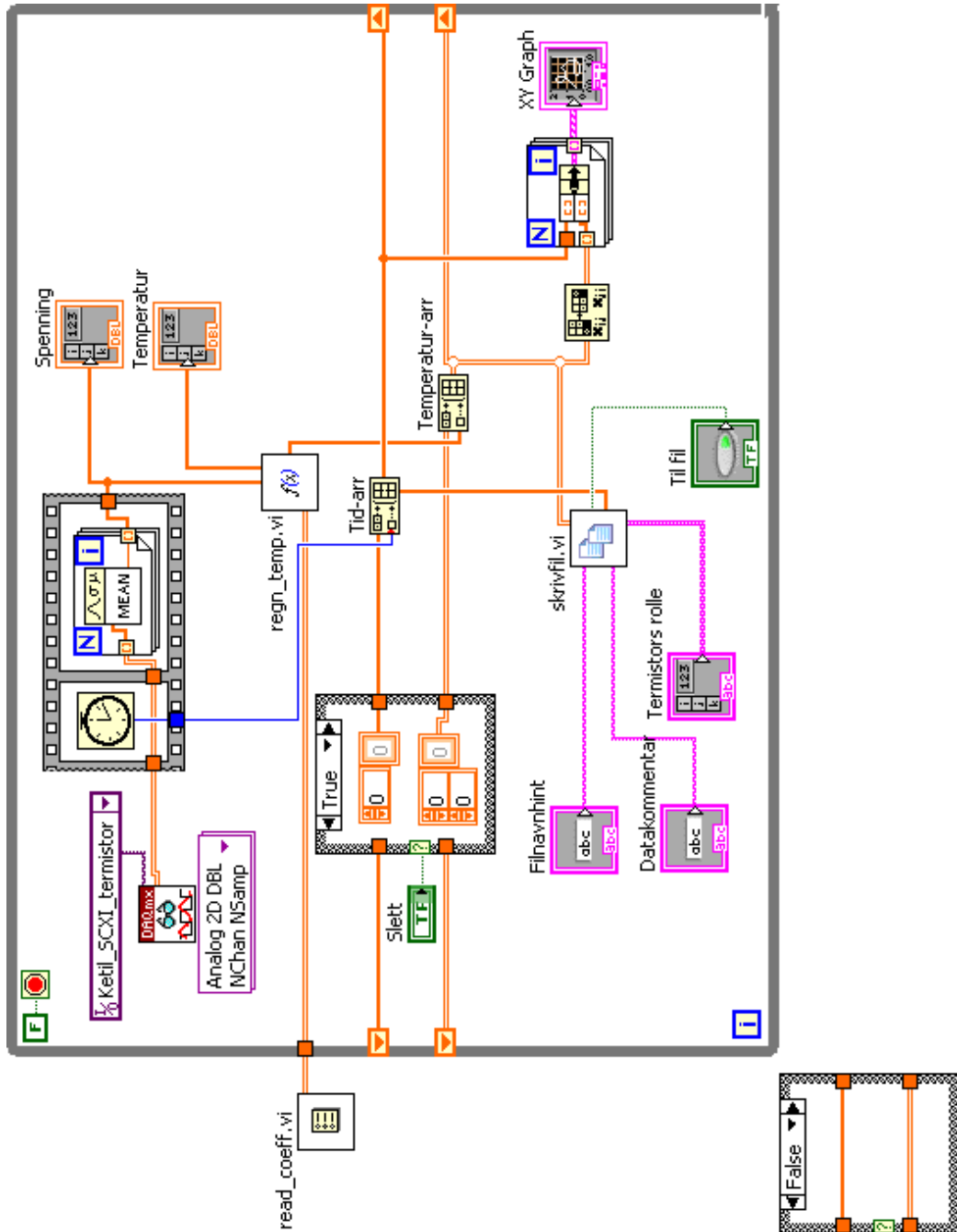
The products shown in the catalog are subject to Japanese Export Control Law. Diversion contrary to the law of exporting country is prohibited.  
To protect against electrolytic corrosion that may occur in locations with strong electromagnetic noise, we provide fans that are unaffected by electrolytic corrosion.

**SANYO DENKI CO., LTD.** 1-15-1, Kita-otsuka, Toshima-ku, Tokyo 170-8451, Japan. PHONE : + 81 3 3917 5151 Home Page: <http://www.sanyodenki.co.jp>

2007.11 Rev.B

## B Labview-blokkdiagrammer

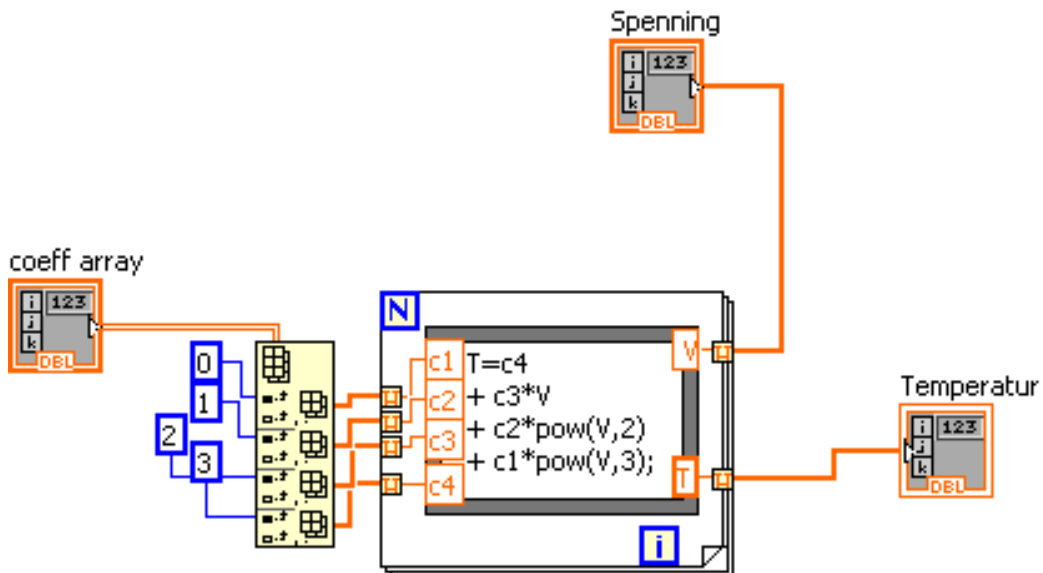
## B.1 main.vi



## B.2 read\_coeff.vi

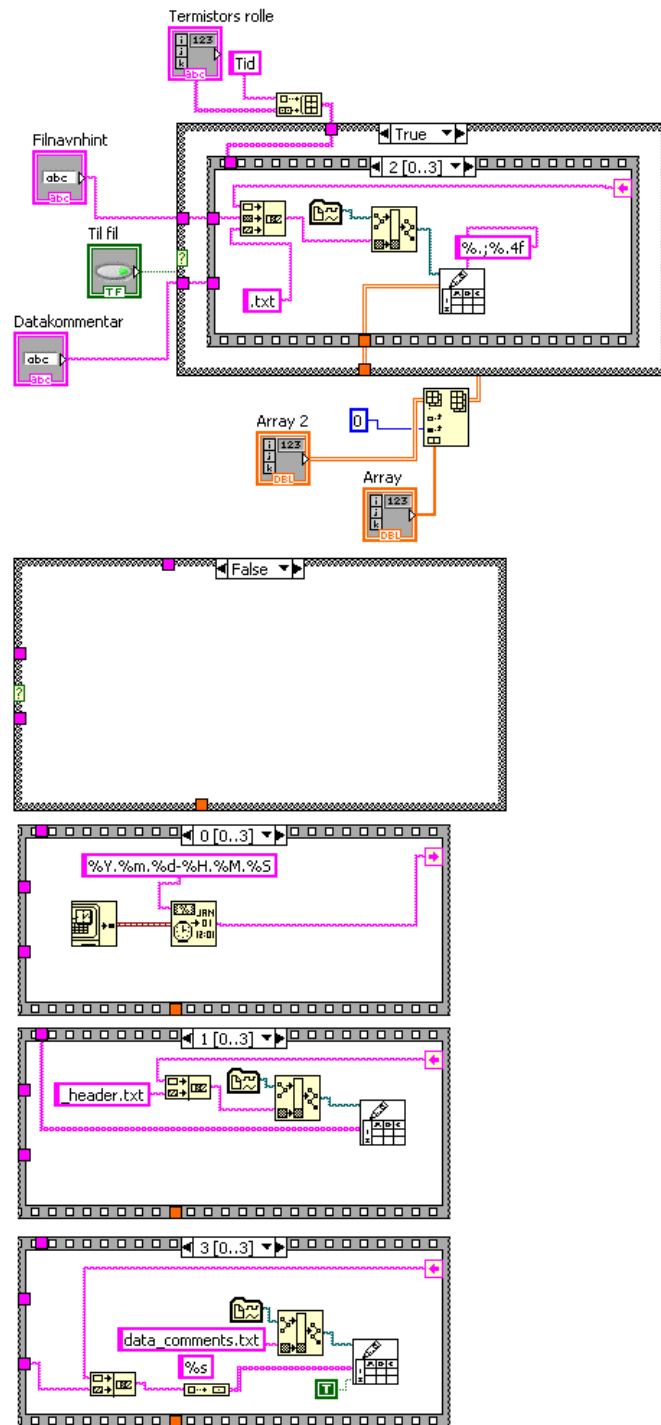


## B.3 regn\_temp.vi





## B.4 skrivfil.vi



## C Empirisk-analytisk modell

```
% Datamodel for simulering av seksjonert termoelektrisk varmegjenvinner
% Skrevet av Ketil Tunheim i MatLab-syntaks
% september 2012
```

```
clear all;
kelv = 273.15; % [K]
s = 10^-3; % [mm/m]

%
% % GJOR ENDRINGER HER
%

% parametere: temperaturer
Tvluft = 20 + kelv; % [K] temperatur av utgaende varm luft
Tkluft = 0 + kelv; % [K] temperatur av innkommende kald luft

% parametere TEC
curr = 2.0; % [A] strømmen gjennom TECene (per modul)
alpha = 0.0529; % [V/K] Seebeck-koeffisienten*
Kt = 0.760; % [W/K] termisk konduktivitet til TECen
res = 1.486; % [V/A] elektrisk resistans til TECen
N = 1; % antall elementer

x_TEC = 40 *s; % [m] lengde av TEC
y_TEC = 40 *s; % [m] bredde av TEC

% parametere kjøleribber, i mm
L = 50 *s; % [m] lengden av hver ribbebit
t = 1.5 *s; % [m] tykkelse av finner
hb = 9.2 *s; % [m] høyde av grunnplate
H = 24.3 *s; % [m] høyde av finner
W = 101.8 *s; % [m] bredde av plate
Nf = 34; % antall finner

% parametere termisk kontakt, i mm
tp = 0.1 *s; % [m] tykkelsen av pastalag
kp = 0.5; % [W/(m-K)] termisk konduktivitet pasta
```

```

% konduktivitet aluminium ved 300 K
k_al = 230; % [W/(m-K)]

% parametere vifter
fans = 4;
fanflow = 0.10;
Pfan = 0.96*fans; % [W]
loss = 0.0; % tapsfaktor TEC og vifter

% luftutskiftning
pertime = 0.5;

%
% % UTREGNING
%

% konstanter luft
Tmid = .5*(Tvluft + Tkluft); % bruk middeltemperatur som komprimiss
% (m2/s) kinematisk viskositet
nu = -1.0927442*10^-5 + 8.9075*10^-8*Tmid;
% (kg/m3) massetetthet luft
rho = 3.7467 - 0.013223*Tmid + 0.000015514*Tmid.^2;
% Prandtl-nummer
Pr = 0.76407 + 4.3498*10^-5*Tmid - 5.3331*10^-7*Tmid.^2;
% [W/(m-K)] Termisk konduktivitet
k = 3.1274*10^-3 + 7.5060*10^-5*Tmid;
% [kg/(m-s)] dynamisk viskositet
mu = 4.1922*10^-6 + 4.7931*10^-8*Tmid;
Cp = 1006; % [J/(kg-K)] varmekapasitet, endrer seg lite

% beregning av vindhastighet
b = (W - Nf*t)/(Nf-1); % [m] avstand mellom finner
Ab = b*H*Nf; % [m2] fritt areal
totflow = fans*fanflow / 60 % [m3/s]
v = totflow ./ Ab; % [m/s] strømningshastighet mellom finnene

% Teertstra: empirisk beregning av varmeovergangskoeffisient
Lt = L*N; % [m] lengden av total ribbe
Lb = [L Lt];
Afin = 2*H*Lb;
Re = rho*v*b/mu * b./Lb;
Nu = ((Re.*Pr/2).^-3 + ( 0.664*sqrt(Re).*Pr.^0.33.
      *sqrt(1+3.65./sqrt(Re)) ).^-3).^(-0.33);

```

```

h = Nu.*k/b; % AVERAGE VALUE

% Webb: heat exchanger model
mCp = rho*totflow*Cp;
Aex = Afin*Nf + Nf*Lb*b;
NTU = h.*Aex./mCp;
E = 1 - exp(-NTU)
R_tot = (mCp * E).^-1

% total termisk motstand med og uten TEC
Atec = x_TEC * y_TEC; % [m2] areal av TEC
Rx = tp/(Atec*kp); % [K/W] pastamotstand
Rs = tp/(Lt*W*kp); % [K/W] ribber må også limes
Ri = Ro = R_tot(1) + Rx; % [K/W]
Rt = 2*R_tot(2) + Rs; % [K/W]

% sammensatte konstanter
Z = alpha^2 / (res*Kt); % figure-of-merit
b = 1./(rho.*v.*Ab*Cp);
lam = 1/b*Rt; % konst. for TEC-fri ribbe

Jd2 = .5*curr.^2*res;
Yw = -(alpha*curr - Kt);
Zx = -(alpha*curr + Kt);

% definer matriseblokkene som vil bli brukt
B= [
    0 1 0 0 0 b 0 -1
    -.5 0 1 0 -Ro 0 -.5 0
    0 -.5 0 1 0 Ri 0 -.5
    0 0 Yw -Kt 1 0 0 0
    0 0 Kt Zx 0 1 0 0
    -1 0 0 0 -b 0 1 0
];
Be = [
    0
    0
    0
    Jd2
    -Jd2
    0
];

```

```

% sett opp hele matrisa (6N+2) x (6N+3)
matr = zeros(6*N+2,6*N+3);

% start- og sluttverdier
matr(1,:) = [1 zeros(1,6*N+1) Tkluft]; % U(1/2)
matr(6*N+2,:) = [zeros(1,6*N+1) 1 Tvluft]; % V(N+1/2)

% fyll inn hele midten
for k=1:N
    matr(6*(k-1)+2:6*k+1,:)= [zeros(6,6*(k-1)) B zeros(6,6*(N-k)) Be];
endfor

% los ved Gauss-eliminasjon
redmatr=rref(matr);

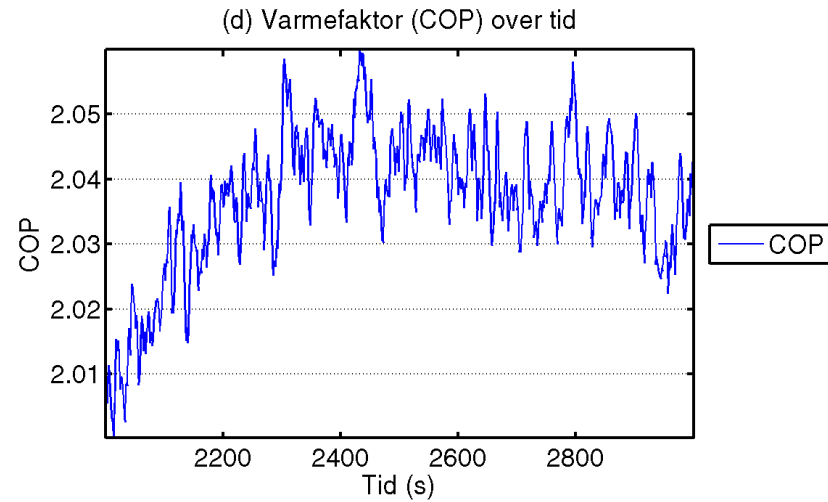
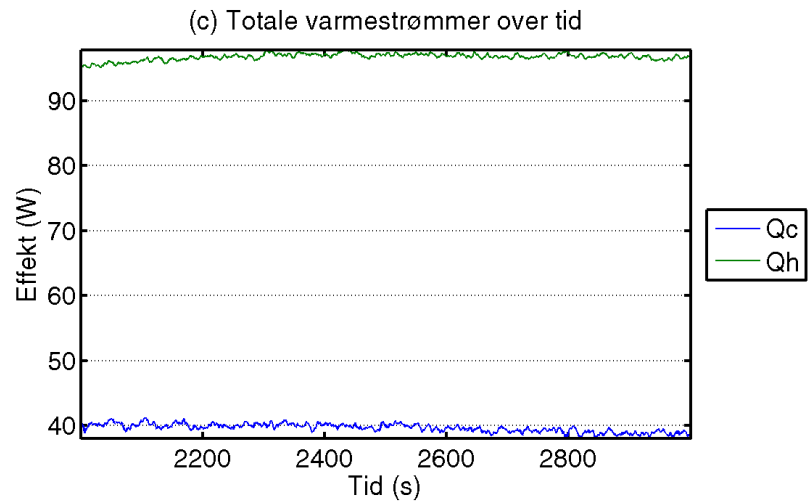
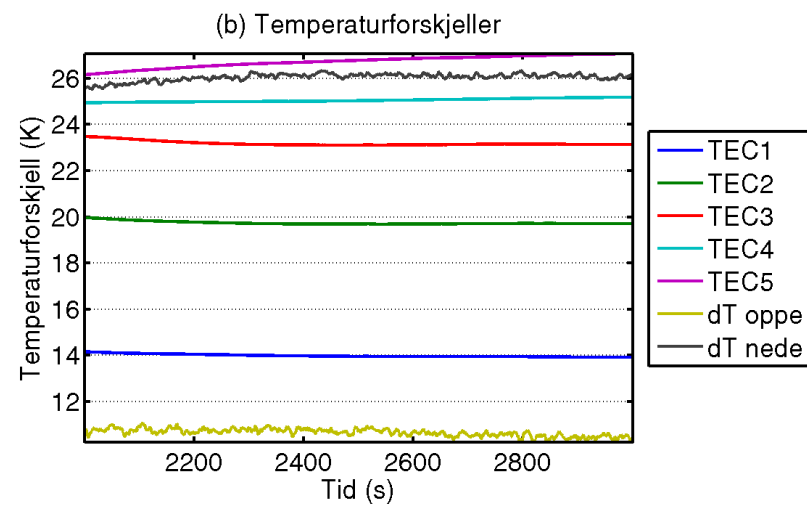
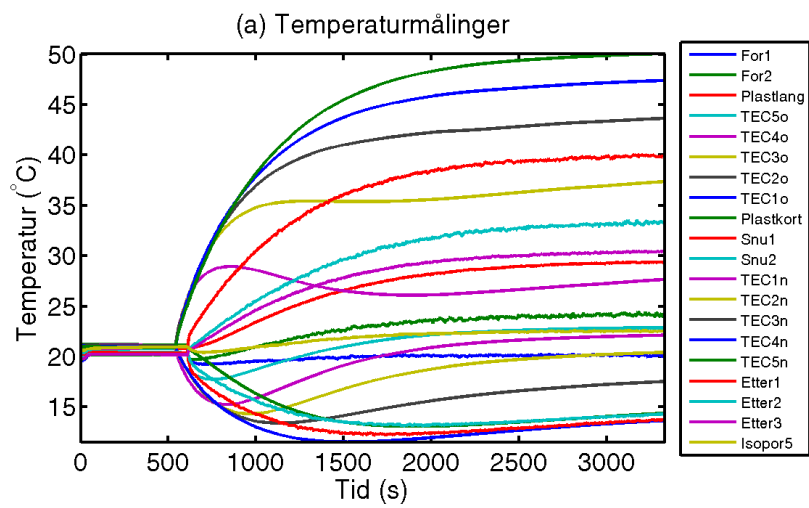
%
% % FRAMVISNING AV DATA
%

% fordel resultatene for a vise output
fin=redmatr(:,6*N+3);
for k=1:N
    s=6*(k-1);
    UO(k)=fin(1+s); % kald lufttemp
    VO(k)=fin(2+s); % varm lufttemp
    Tvt(k)=fin(3+s); % varm side av TEC
    Tkt(k)=fin(4+s); % kald side av TEC
    Qh(k)=fin(5+s); % varme mot kald luft
    Qc(k)=fin(6+s); % varme fra varm luft
endfor
UO(N+1)=fin(6*N+1);
VO(N+1)=fin(6*N+2);

```

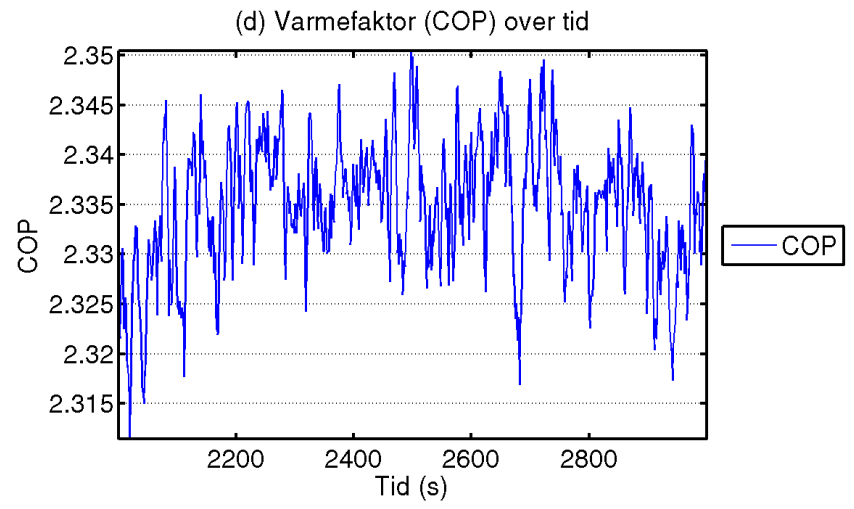
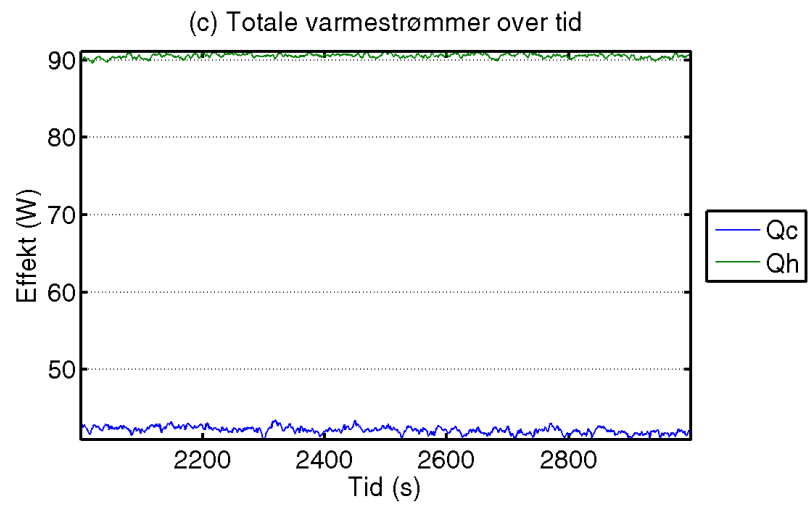
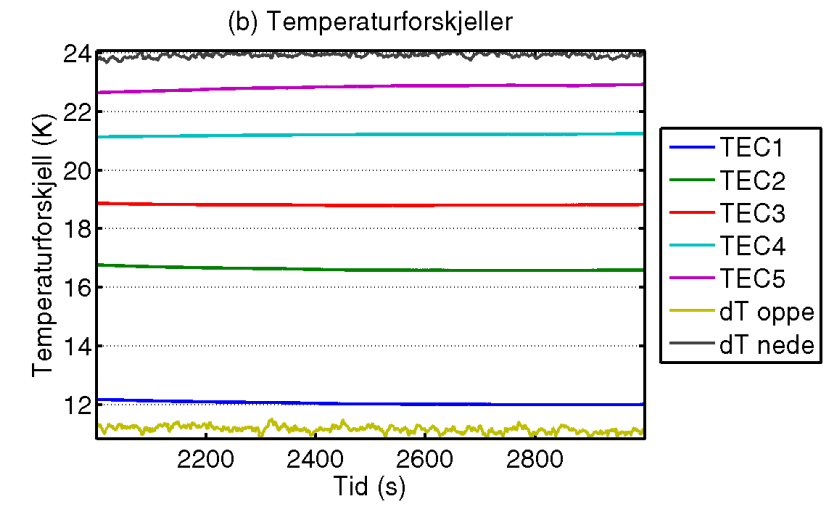
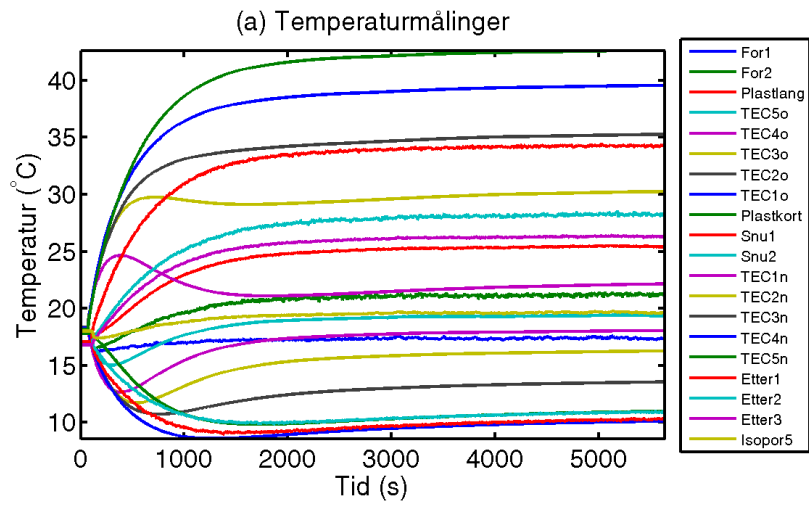
## D Grafer for alle brukte måleserier



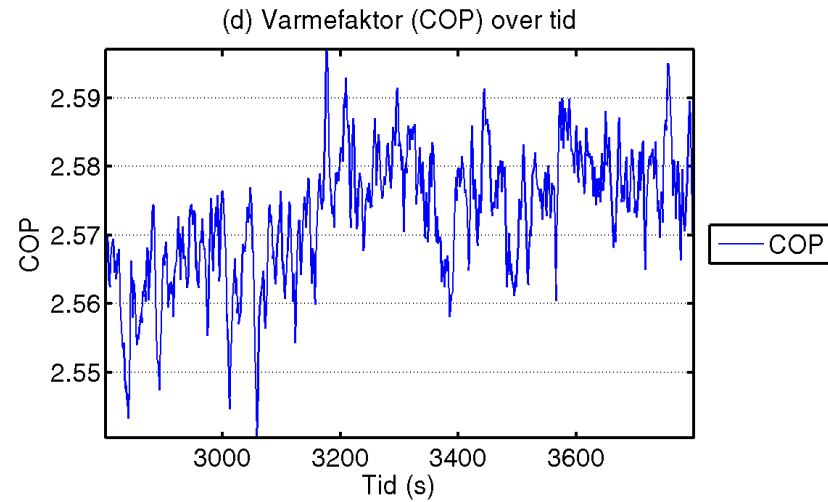
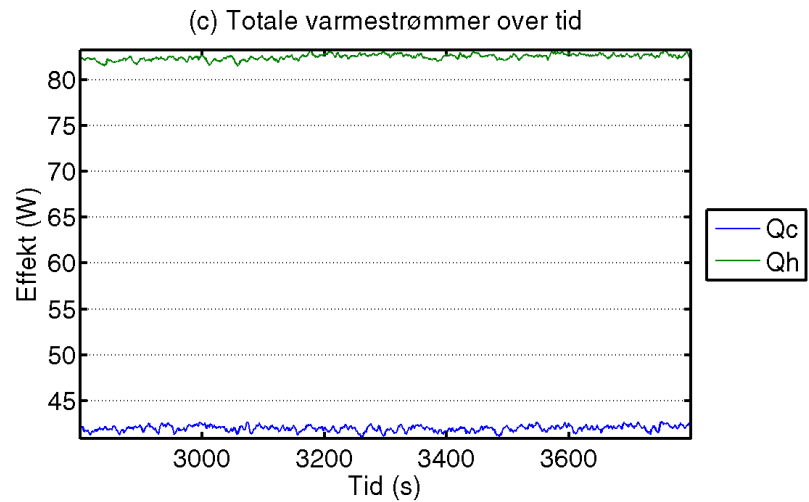
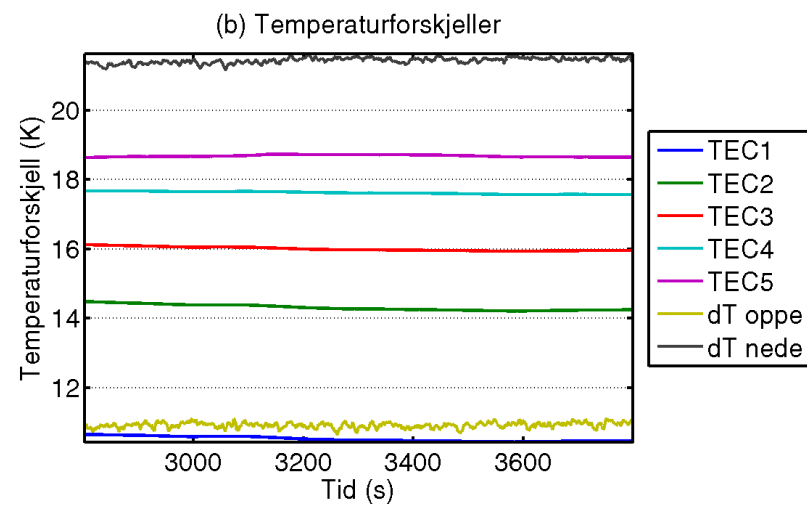
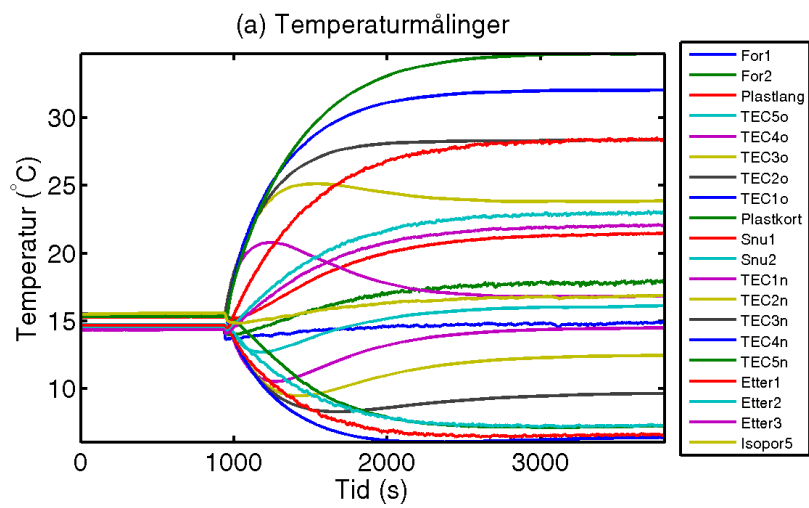


Figur D.1: Måleserie 2012.11.23-19.10.54\_kulde3.

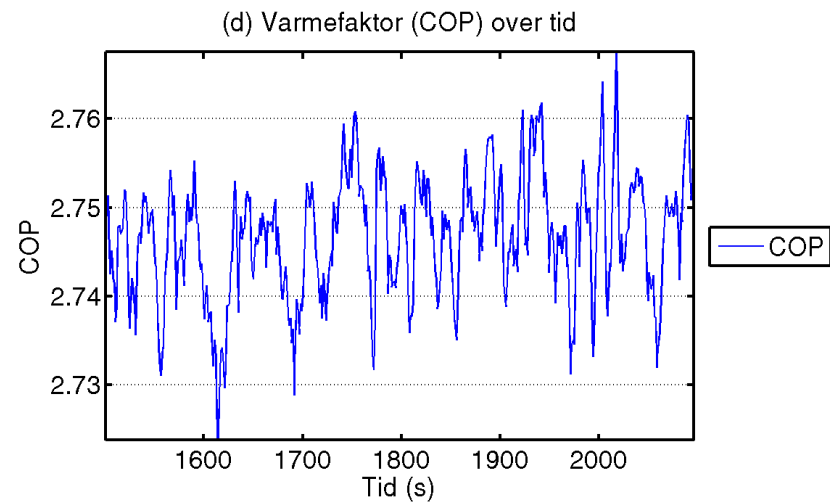
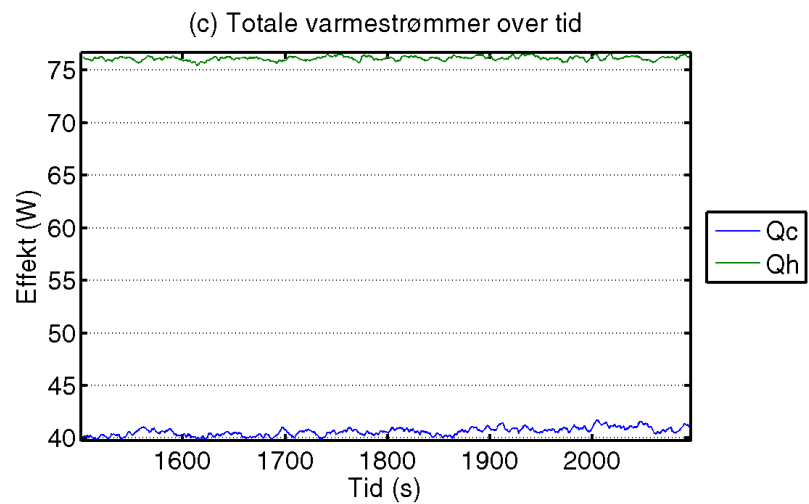
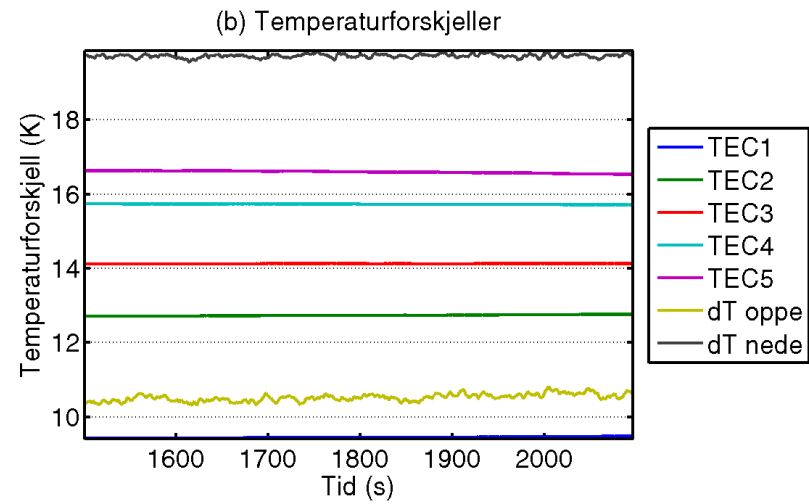
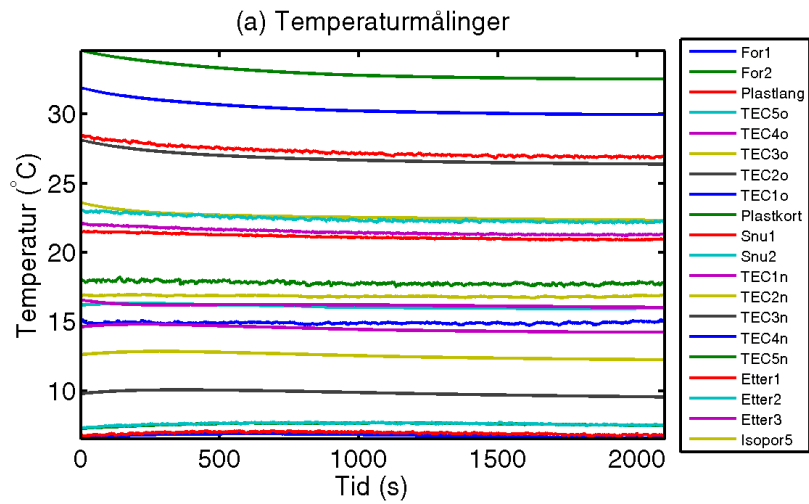




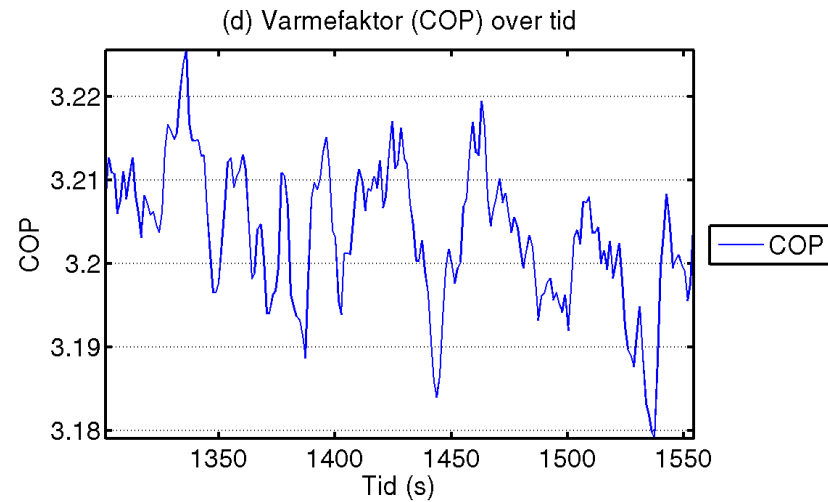
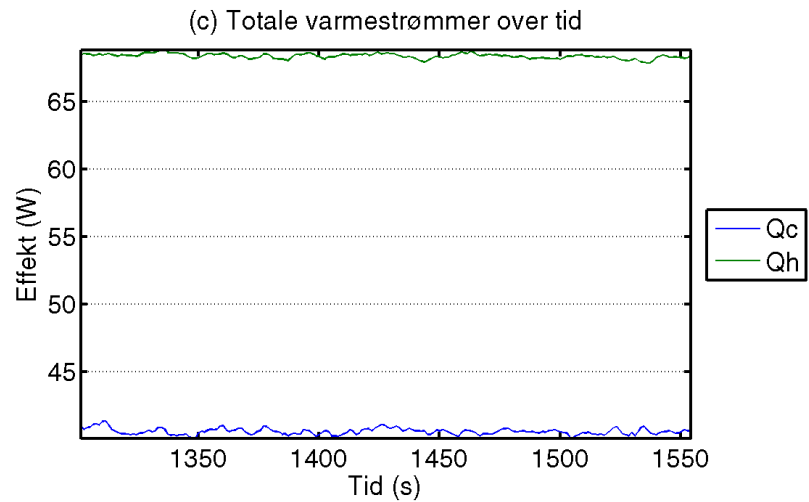
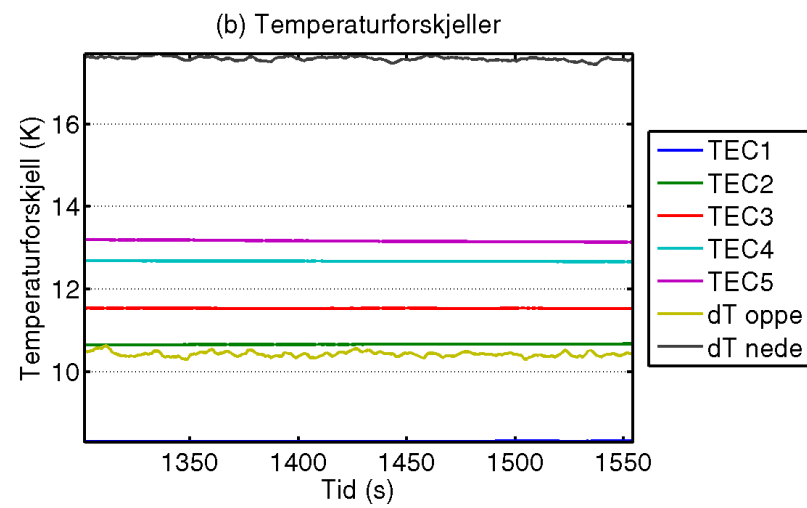
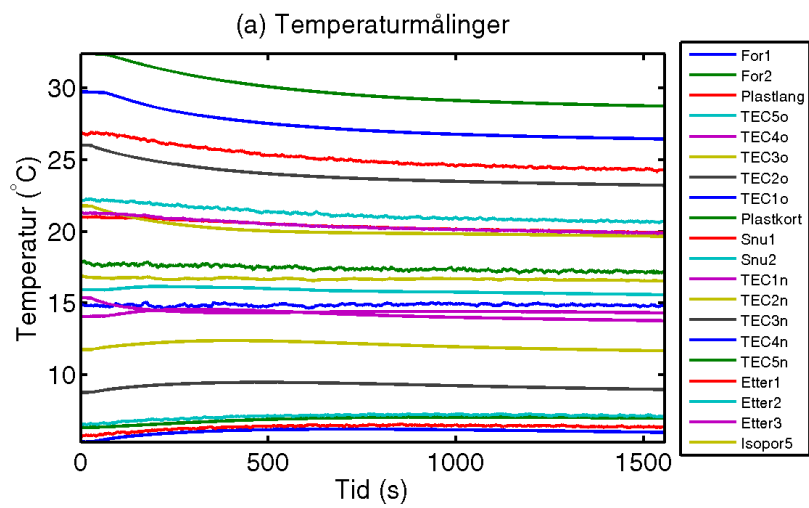
Figur D.2: Måleserie 2012.11.24-15.22.24\_kulde5.



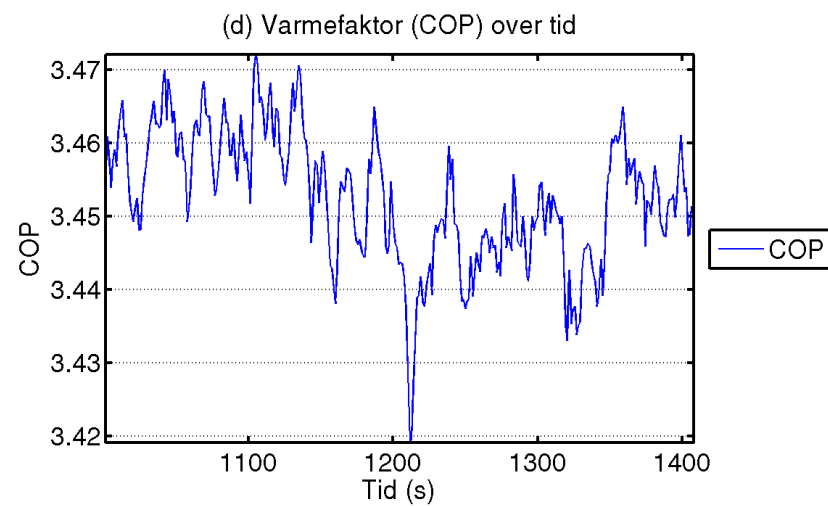
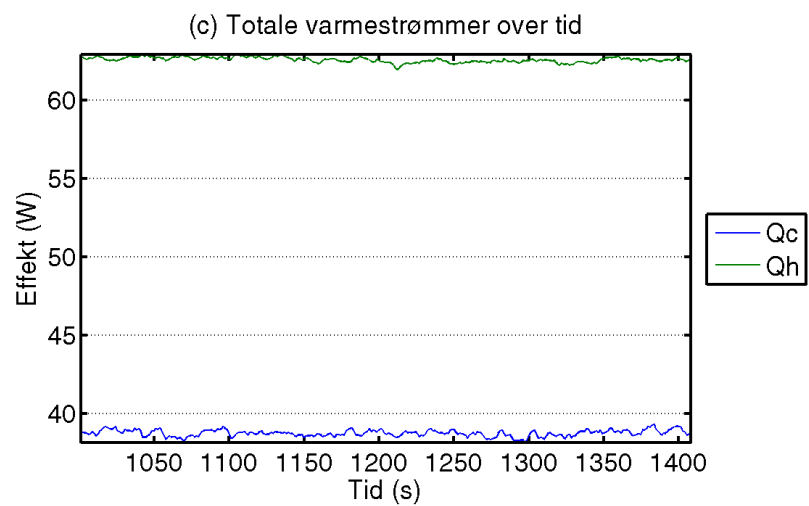
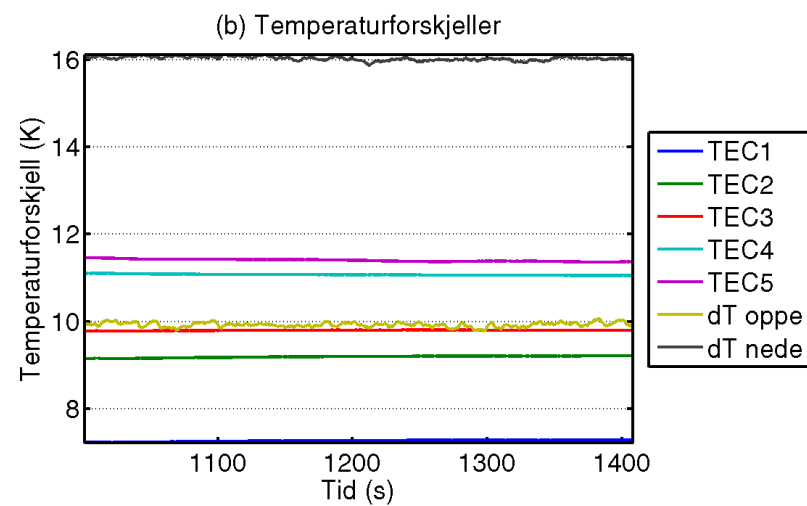
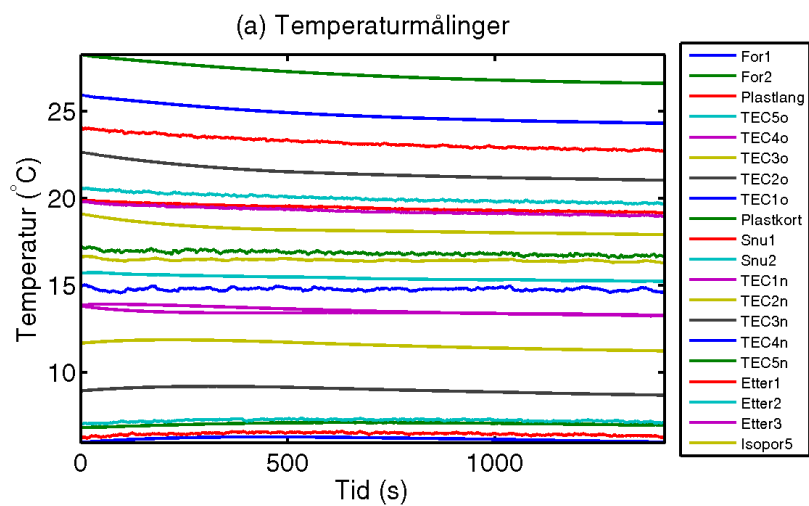
Figur D.3: Måleserie 2012.11.25-16.06.55\_kulde6.



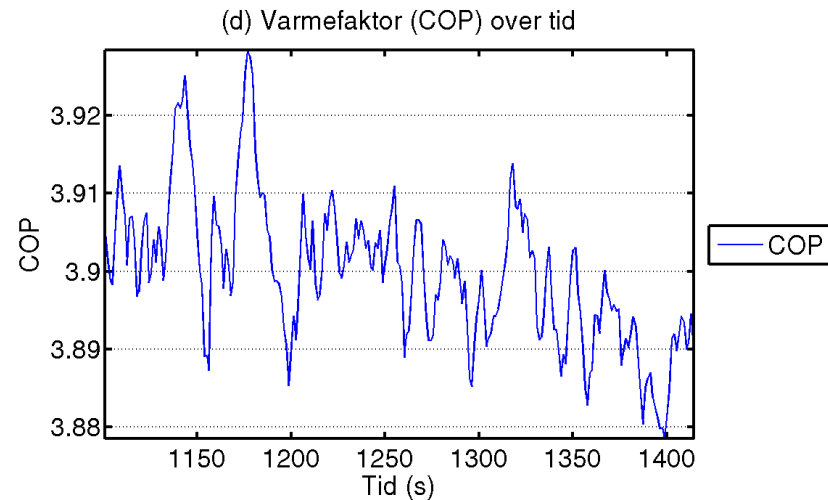
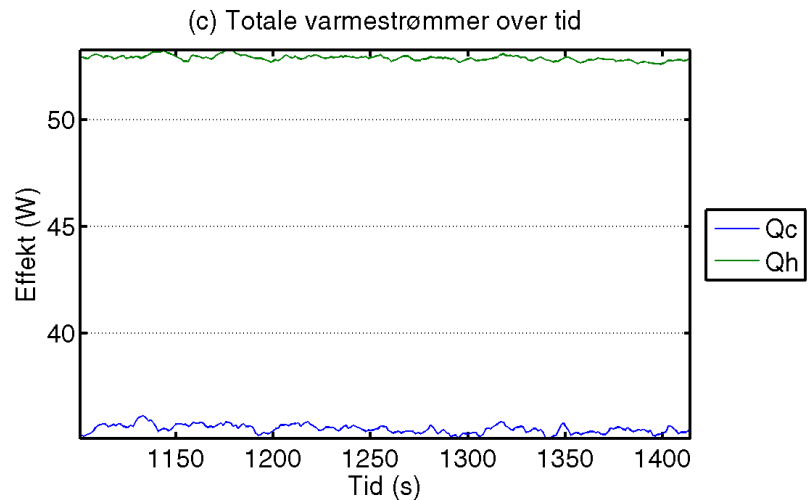
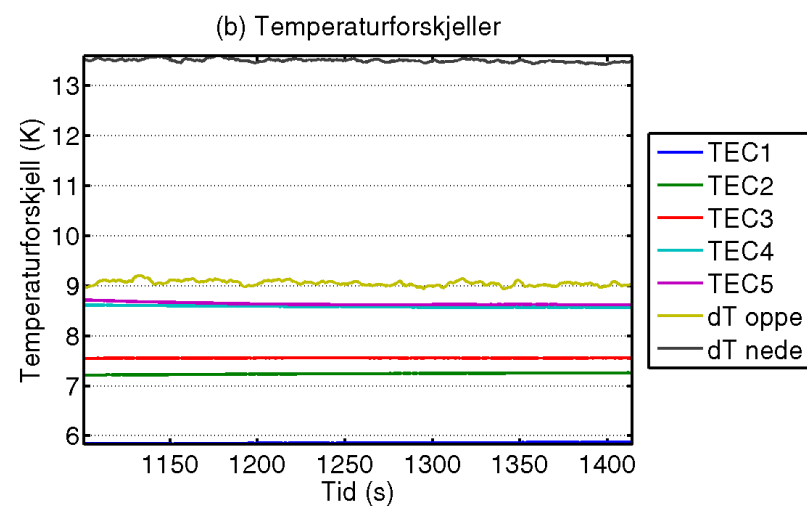
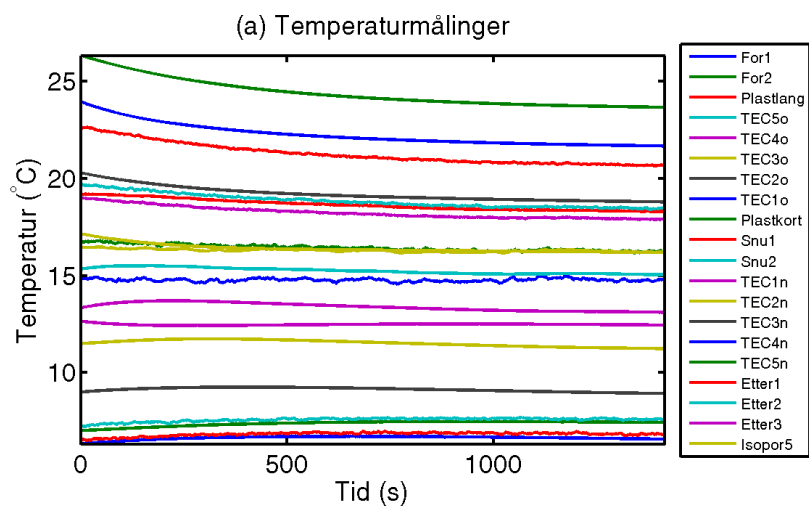
Figur D.4: Måleserie 2012.11.25-16.47.00\_kulde7f6.



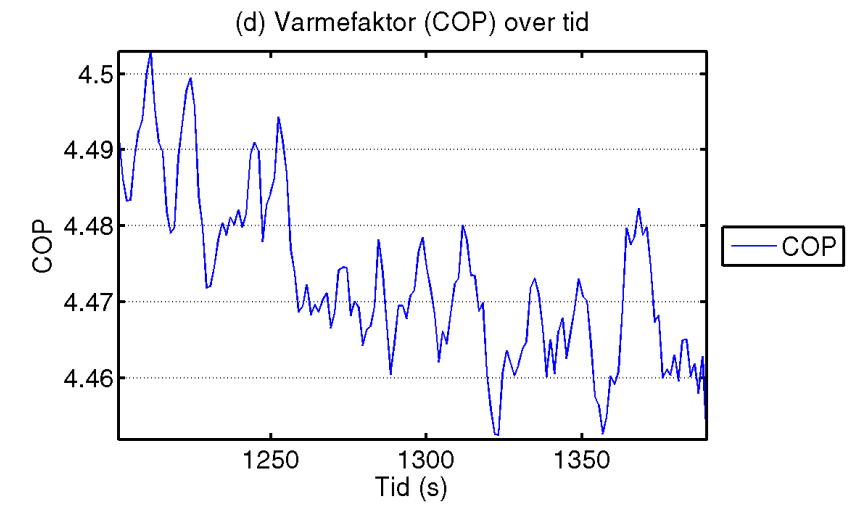
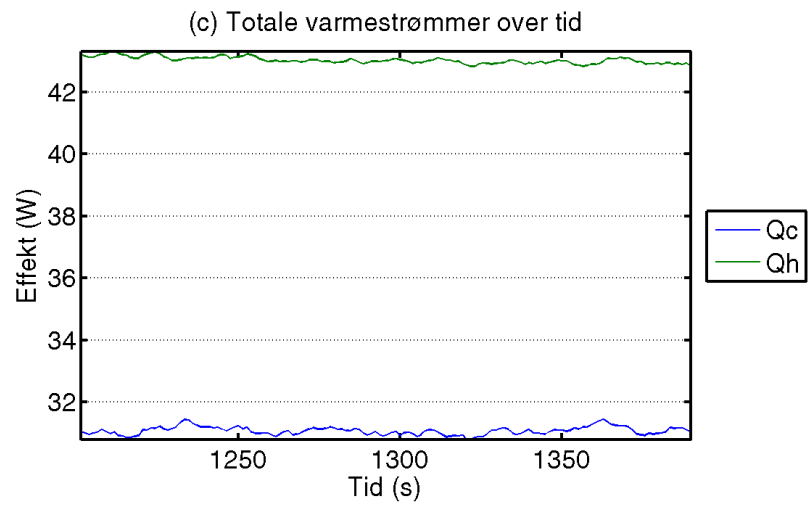
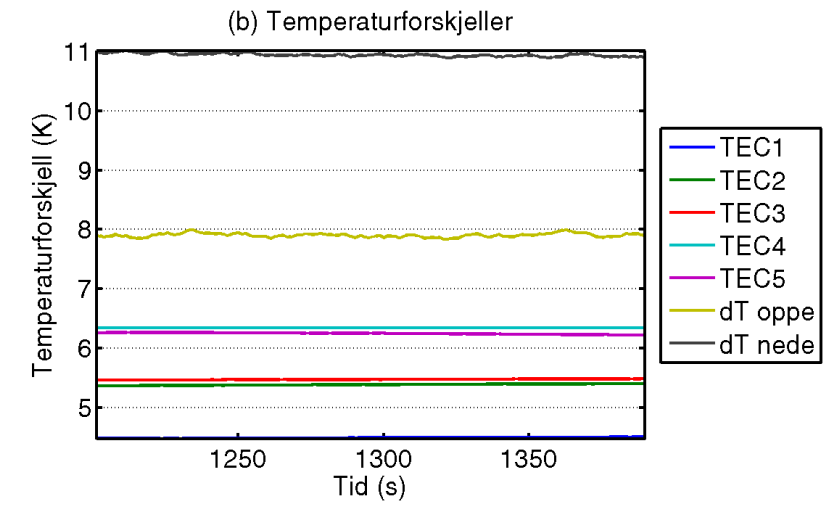
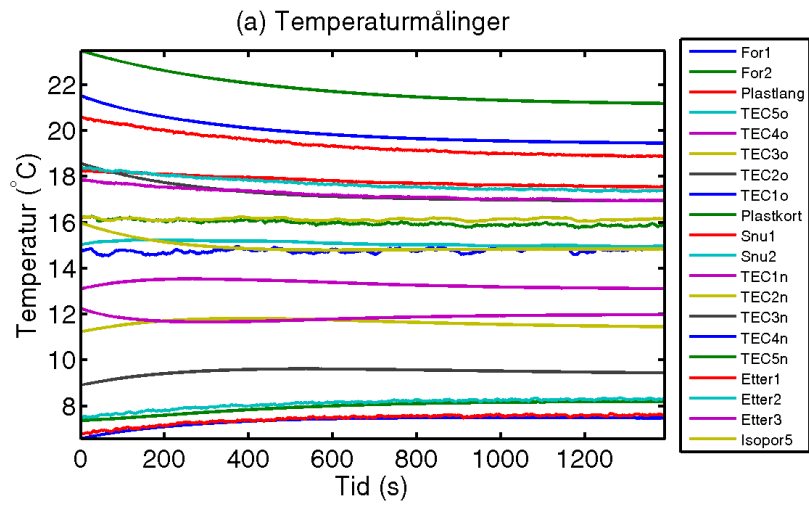
Figur D.5: Måleserie 2012.11.25-18.25.58\_kulde8f7.



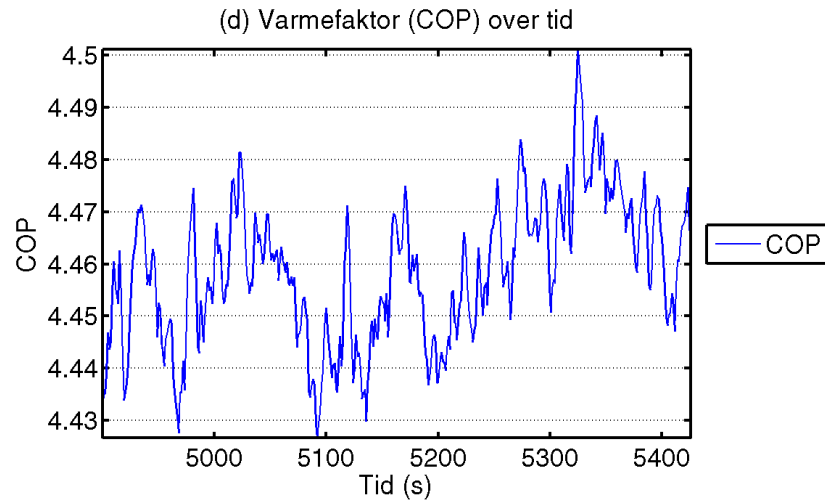
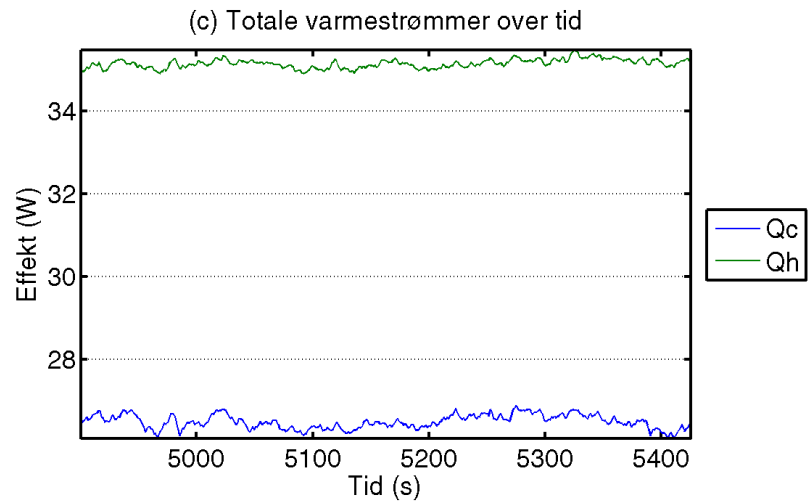
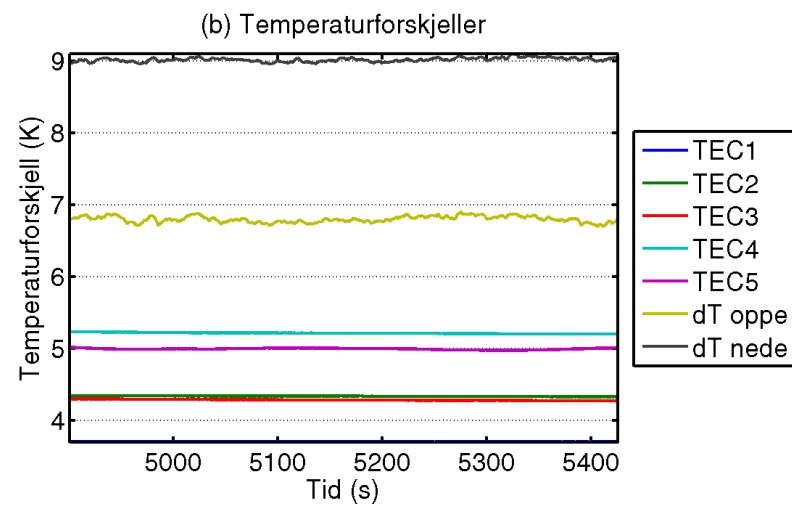
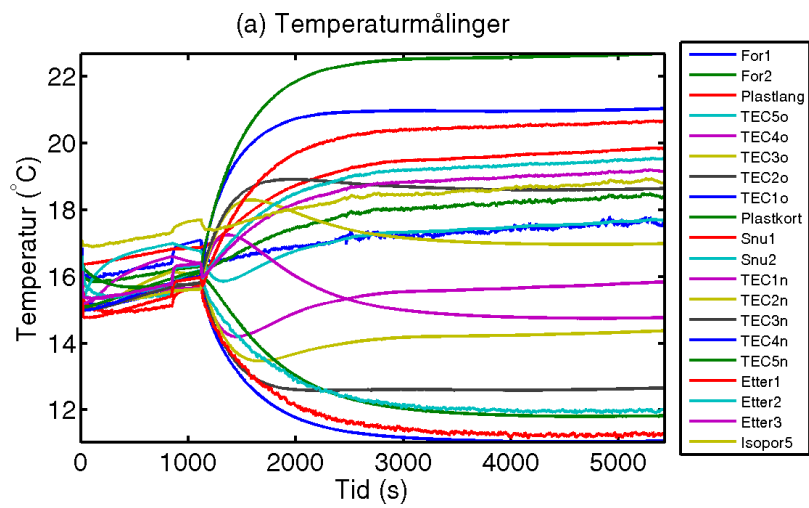
Figur D.6: Måleserie 2012.11.25-18.59.49\_kulde9f8.



Figur D.7: Måleserie 2012.11.25-19.27.48\_kulde10f9.

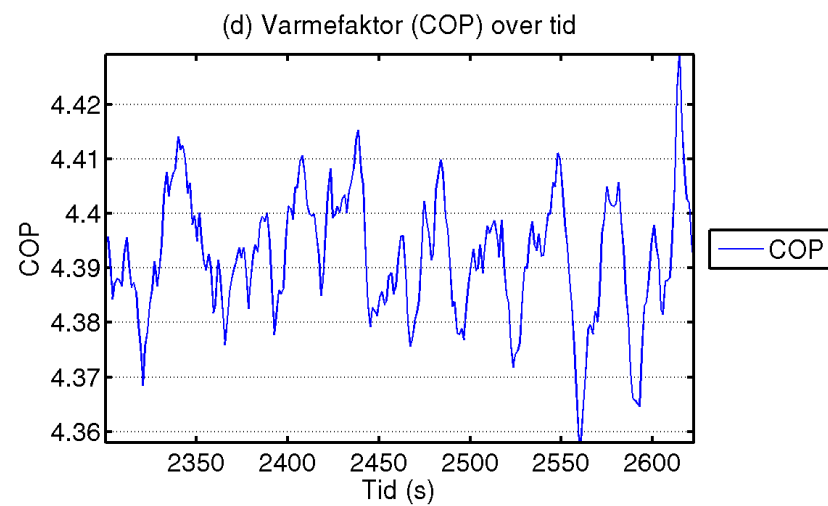
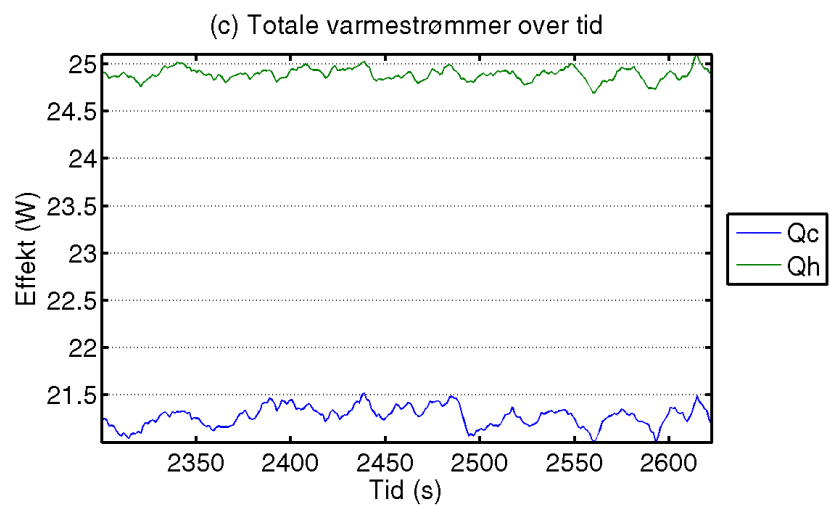
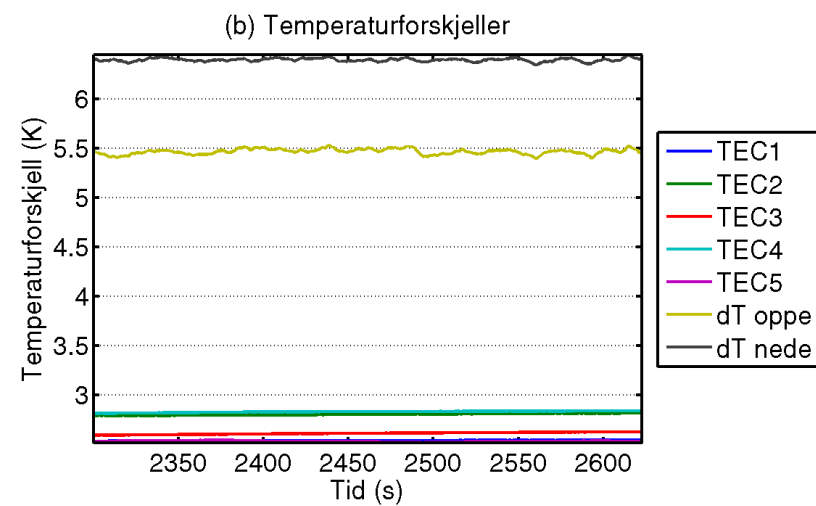
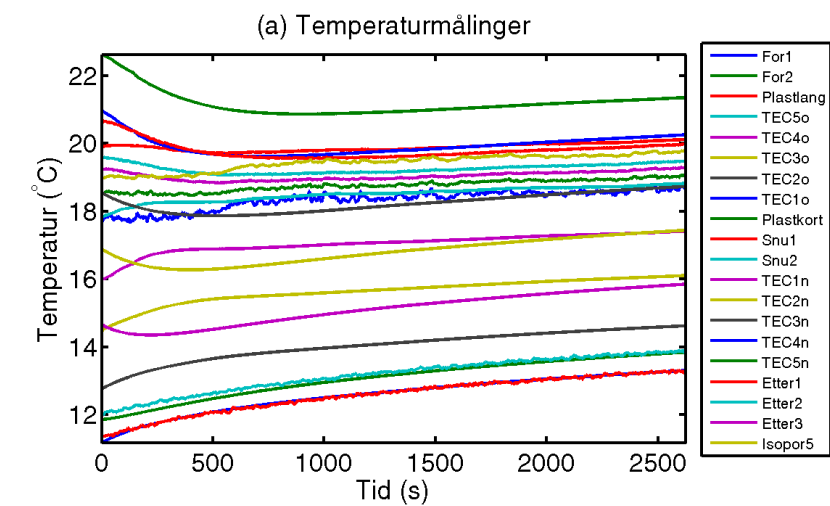


Figur D.8: Måleserie 2012.11.25-19.56.01\_kulde11f10.

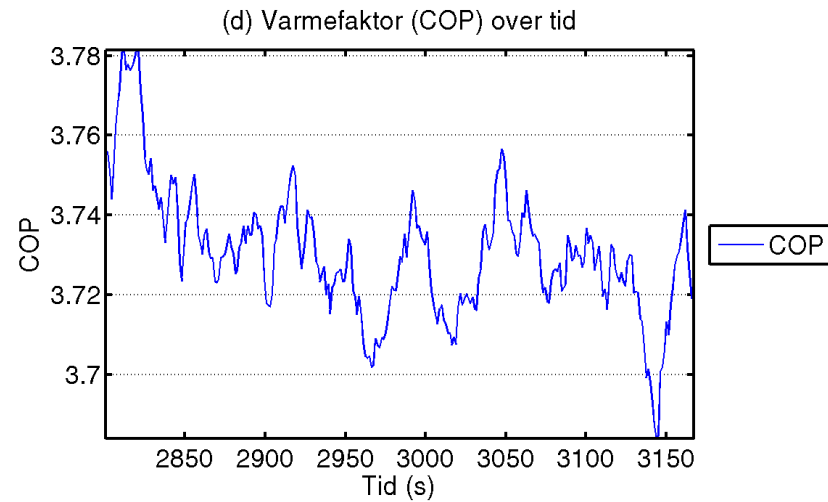
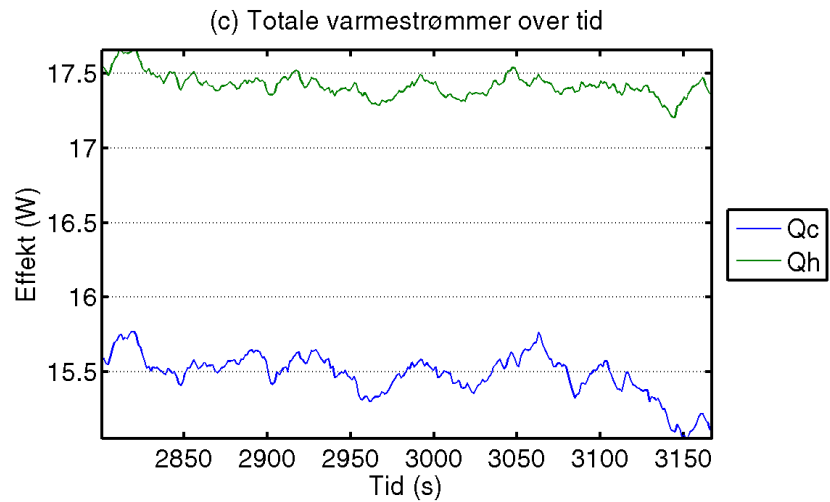
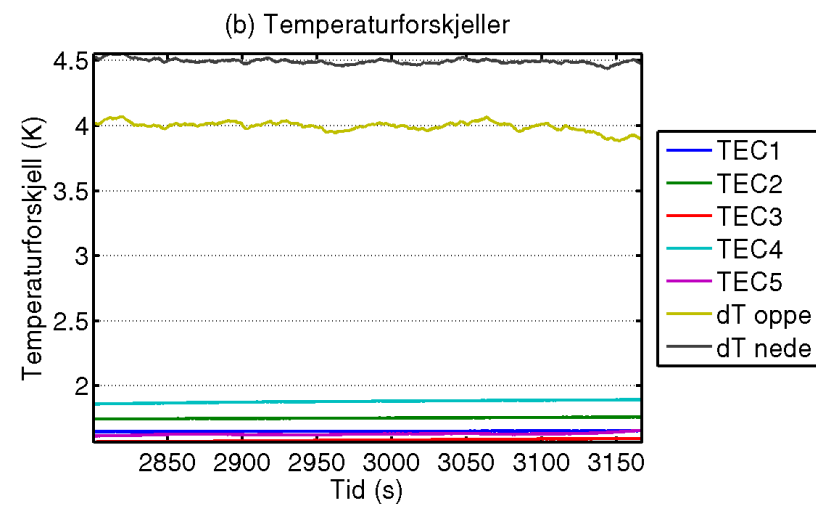
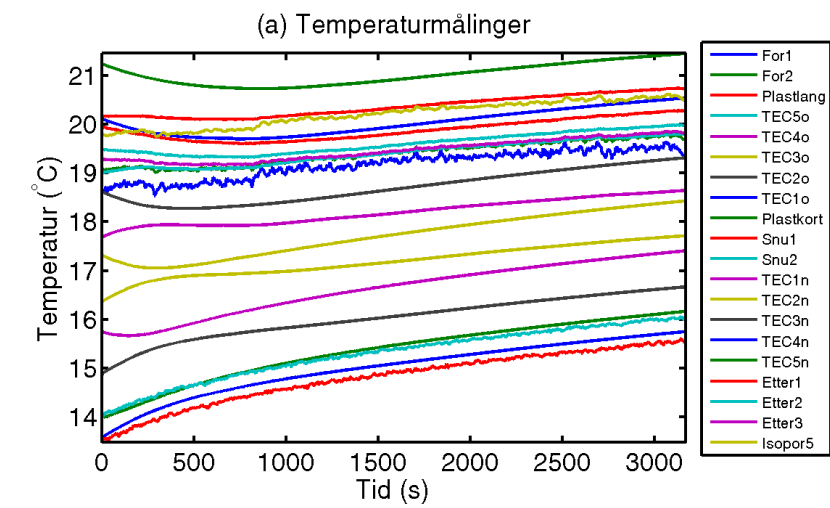


Figur D.9: Måleserie 2012.11.26-09.17.17\_kulde12.

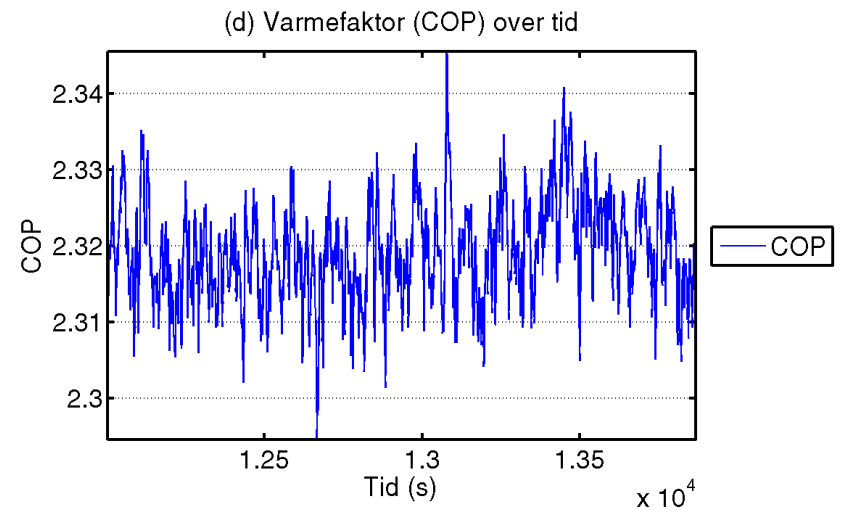
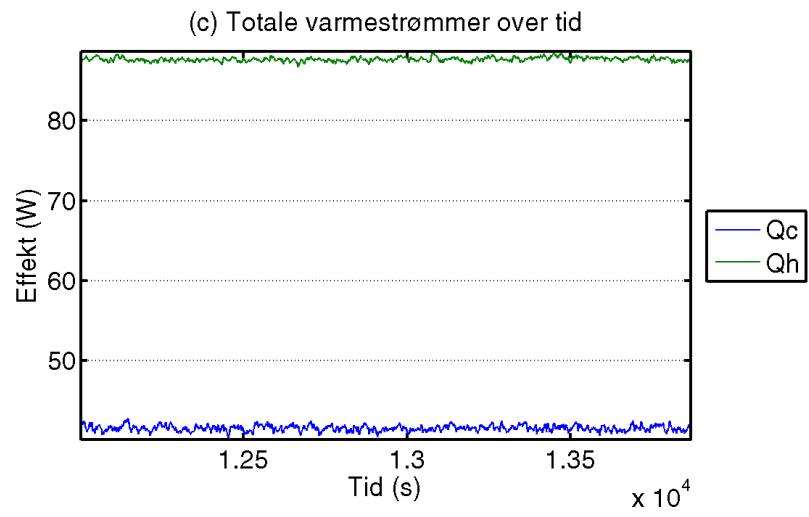
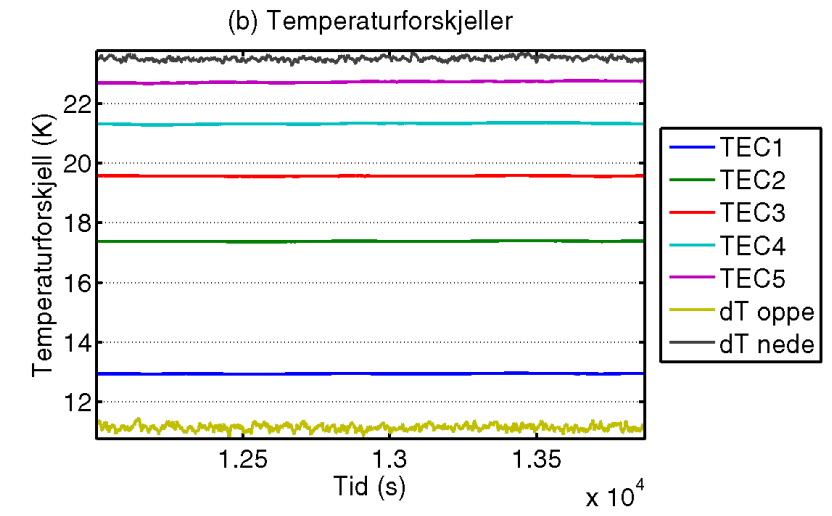
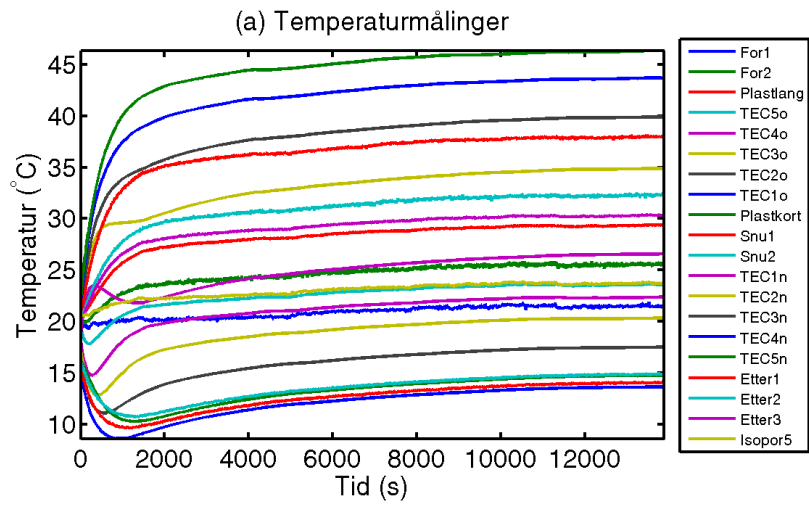




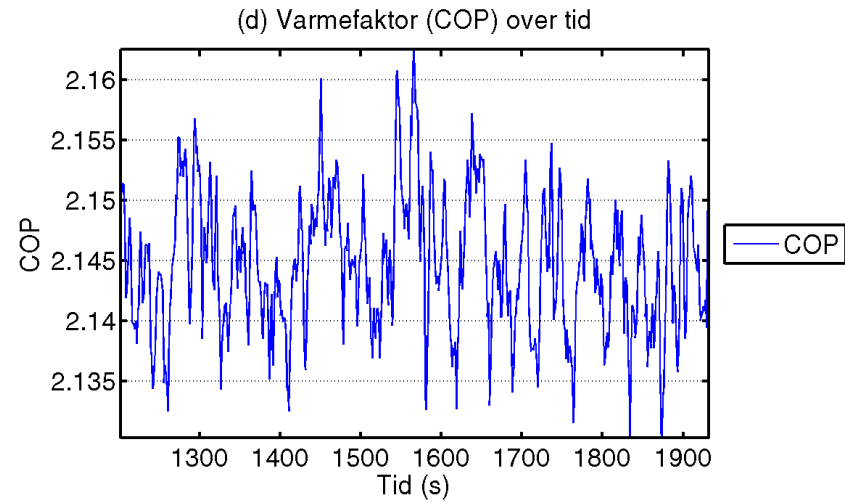
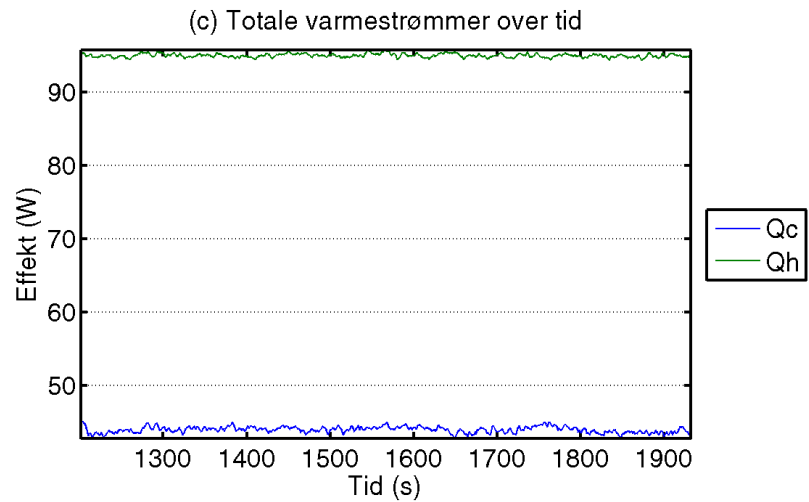
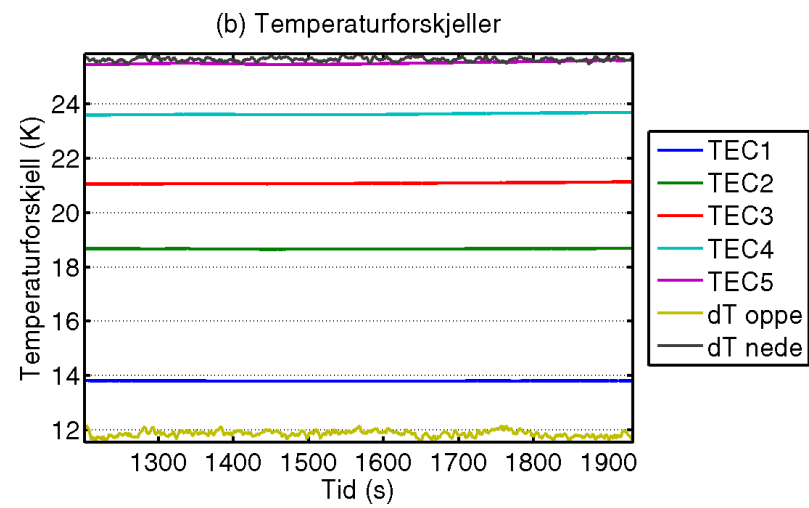
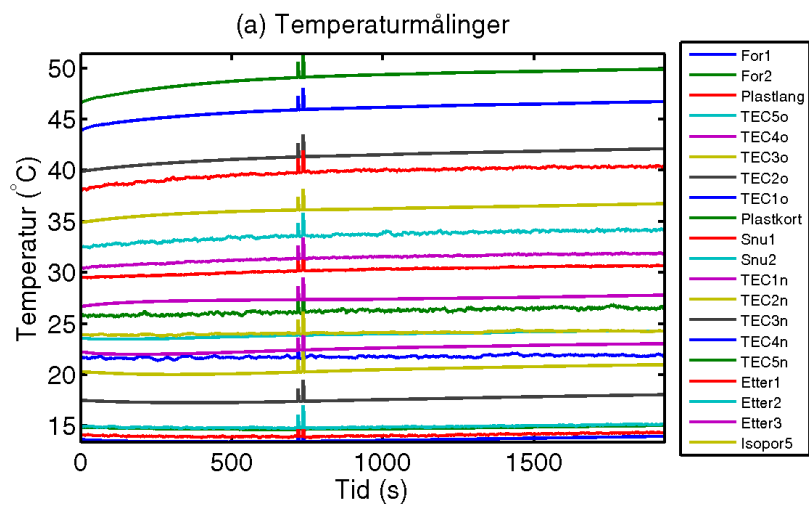
Figur D.10: Måleserie 2012.11.26-10.06.25\_kulde13.



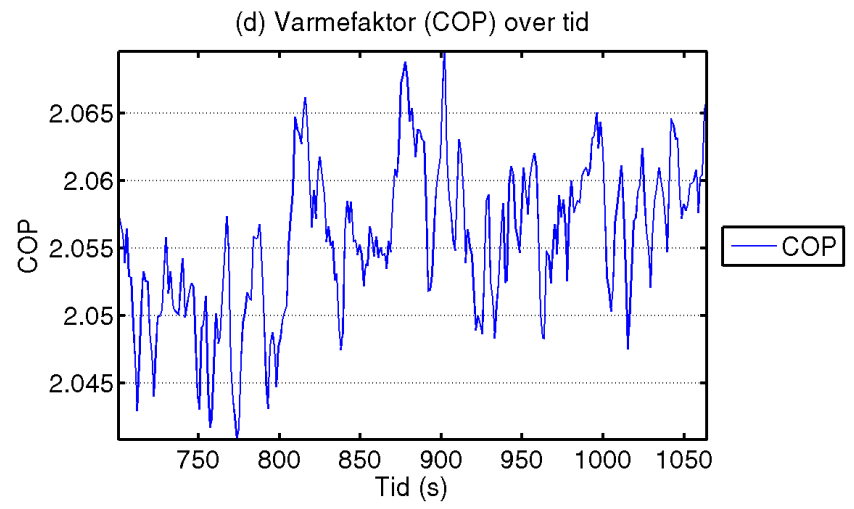
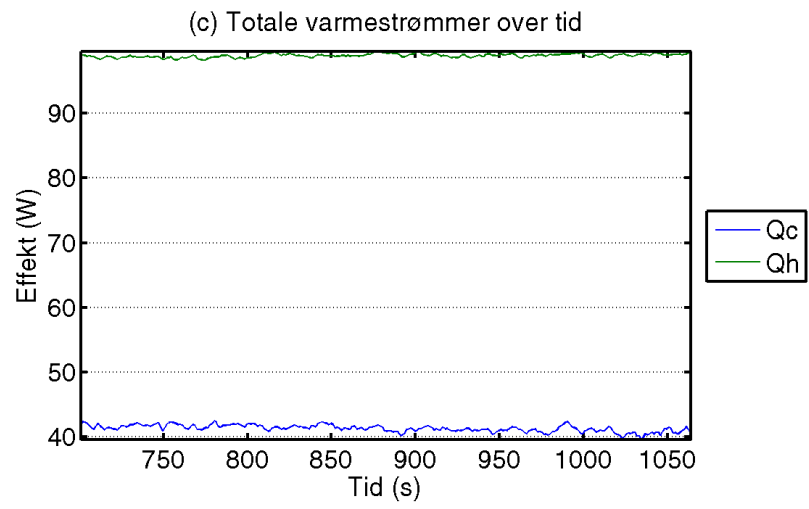
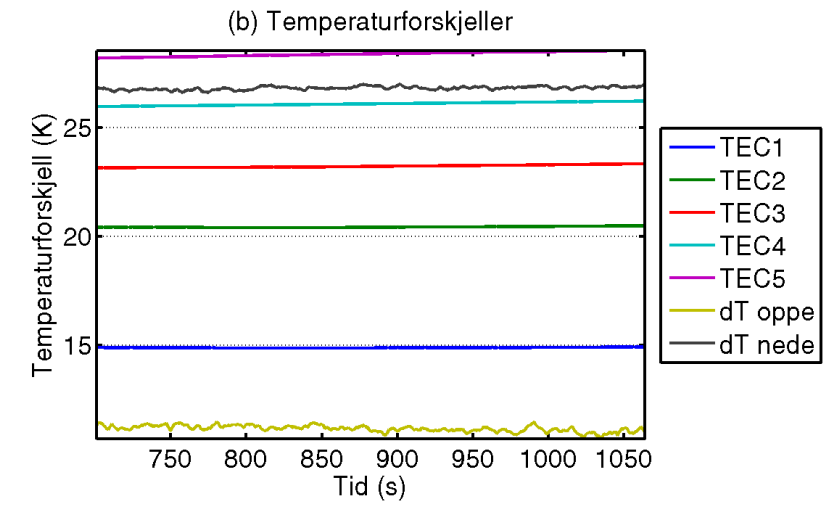
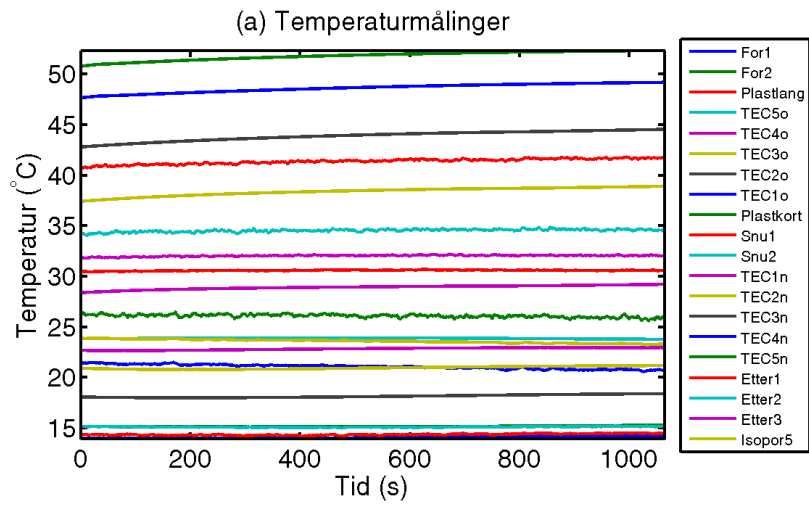
Figur D.11: Måleserie 2012.11.26-11.03.47\_kulde14f13.



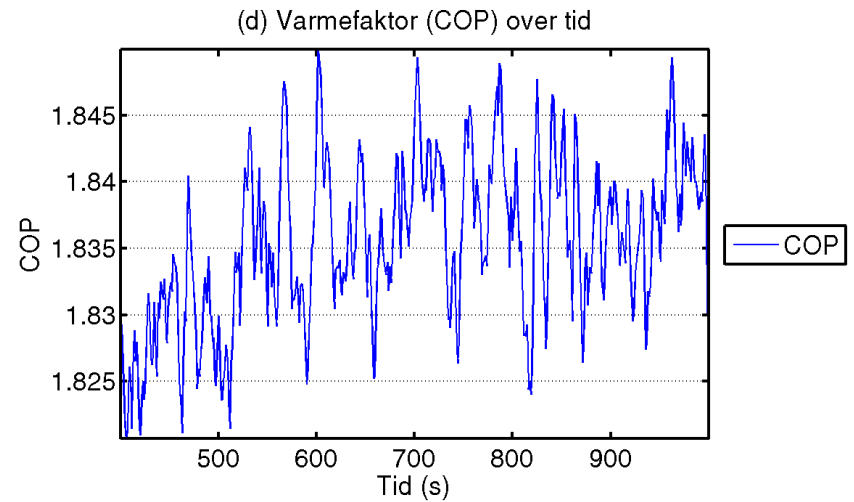
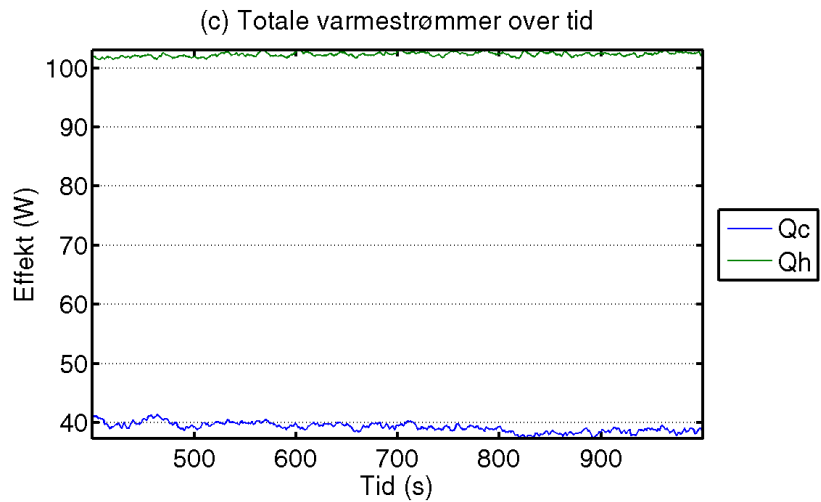
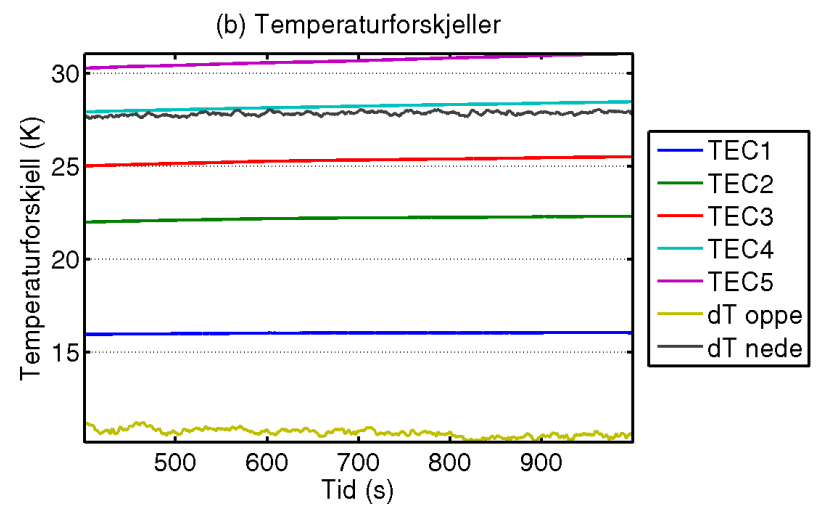
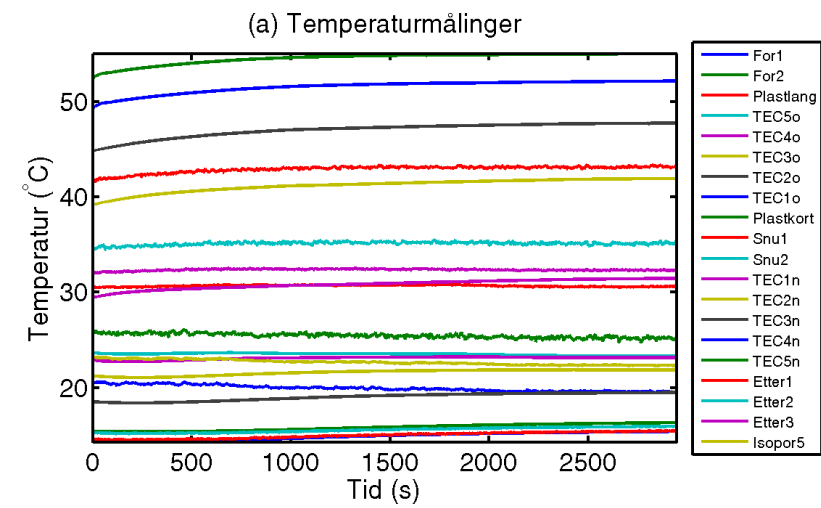
Figur D.12: Måleserie 2012.11.26-14.57.12\_kulde15.



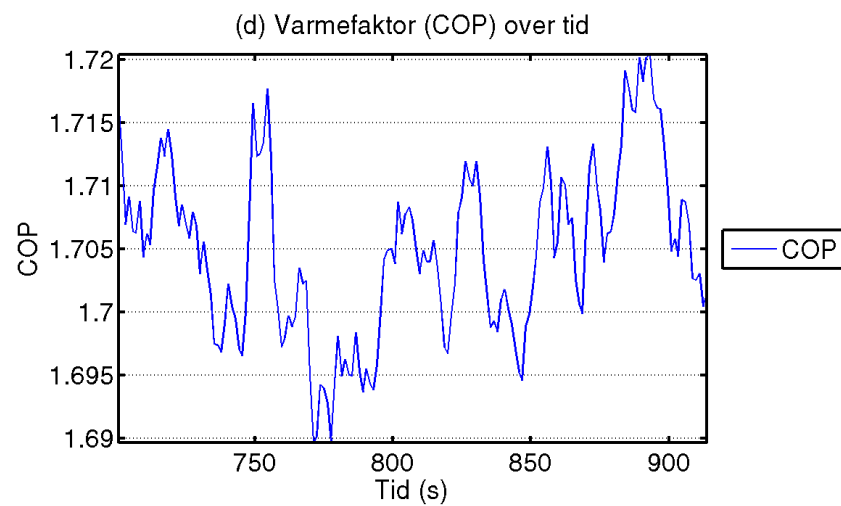
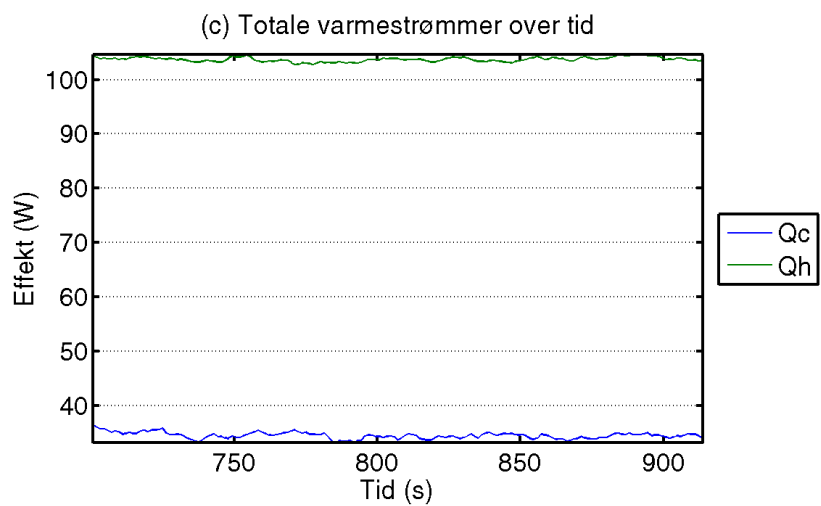
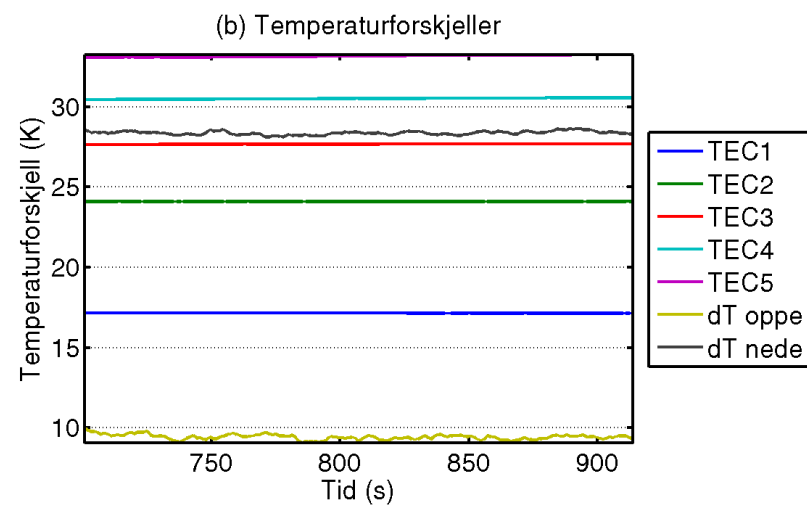
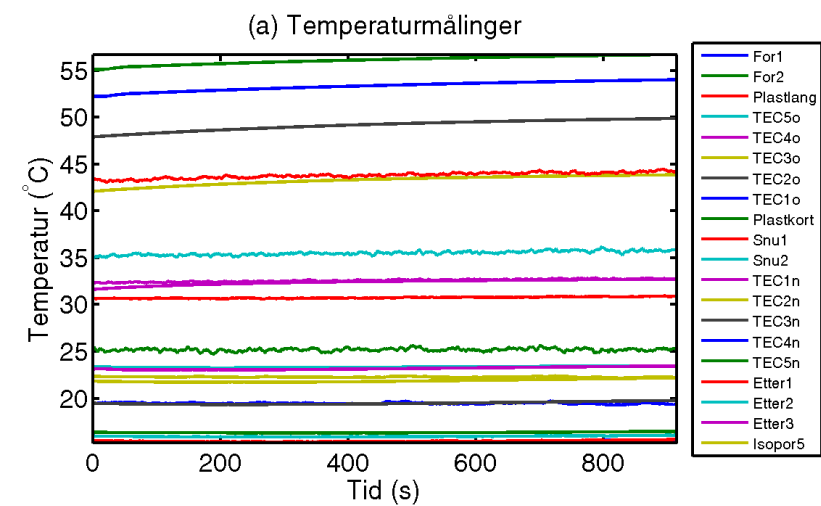
Figur D.13: Måleserie 2012.11.26-16.03.33\_kulde16f17.



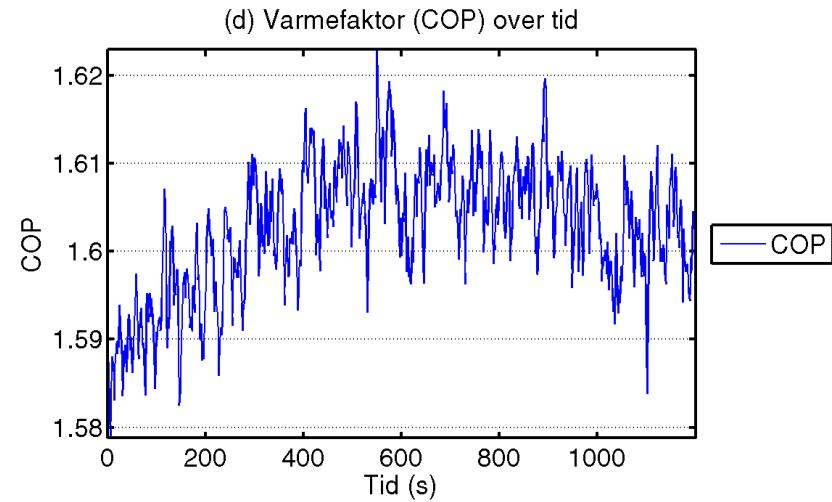
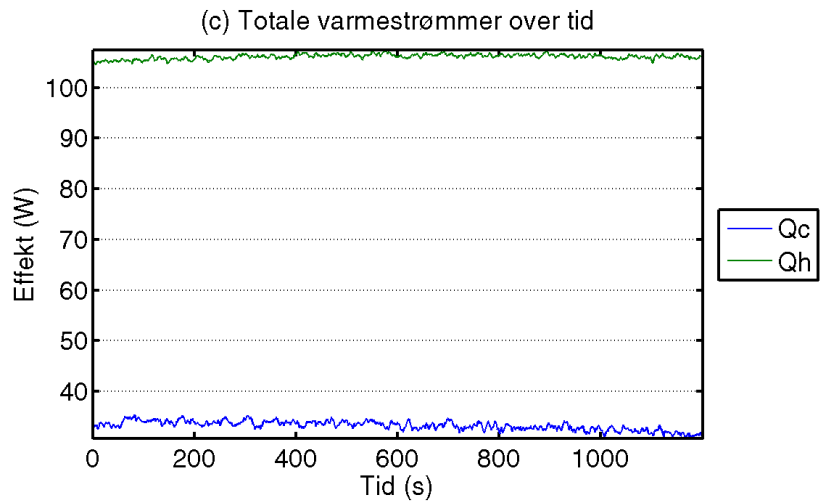
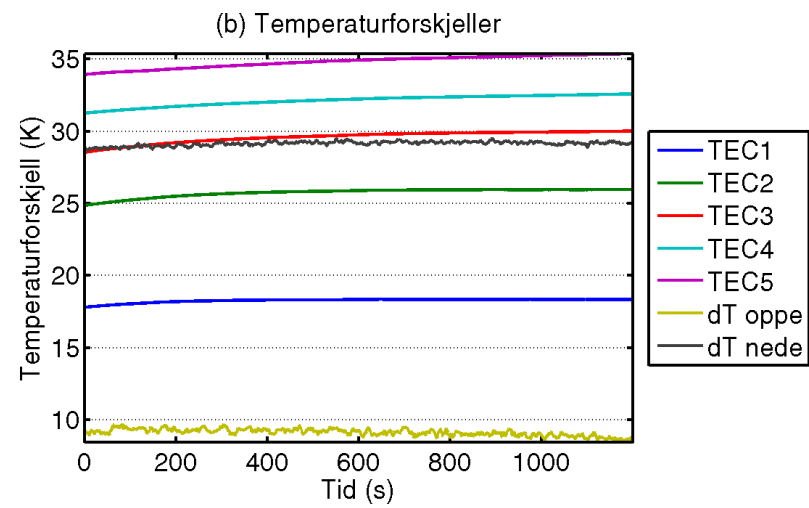
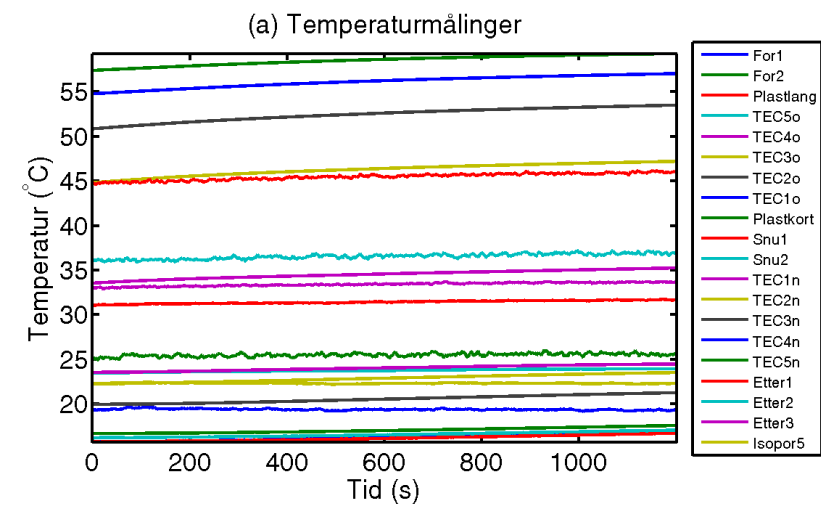
Figur D.14: Måleserie 2012.11.26-16.29.47\_kulde17f16.



Figur D.15: Måleserie 2012.11.26-17.24.53\_kulde18f17.

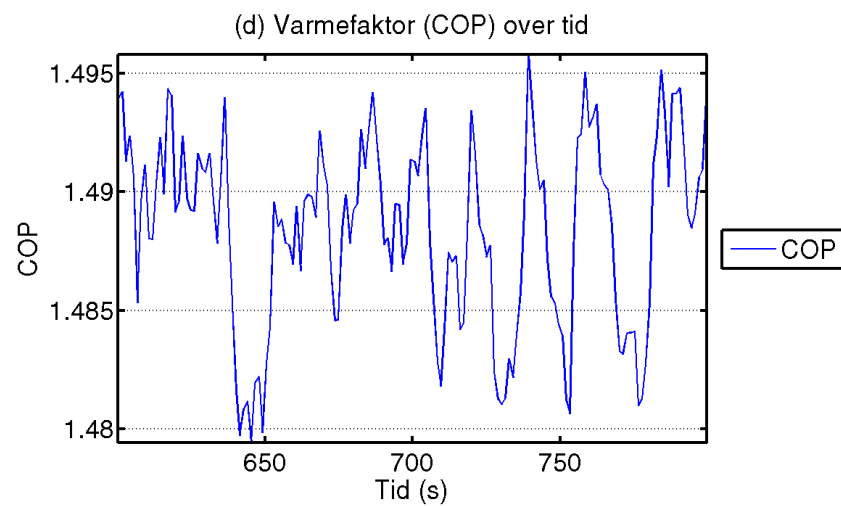
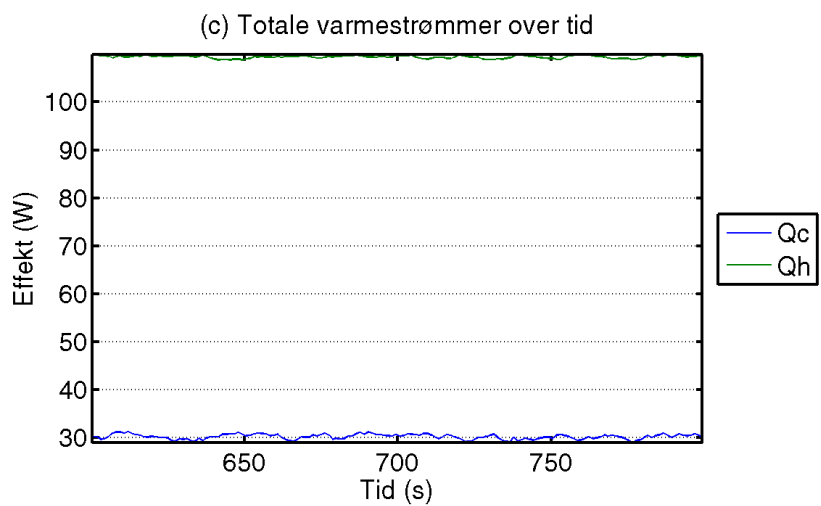
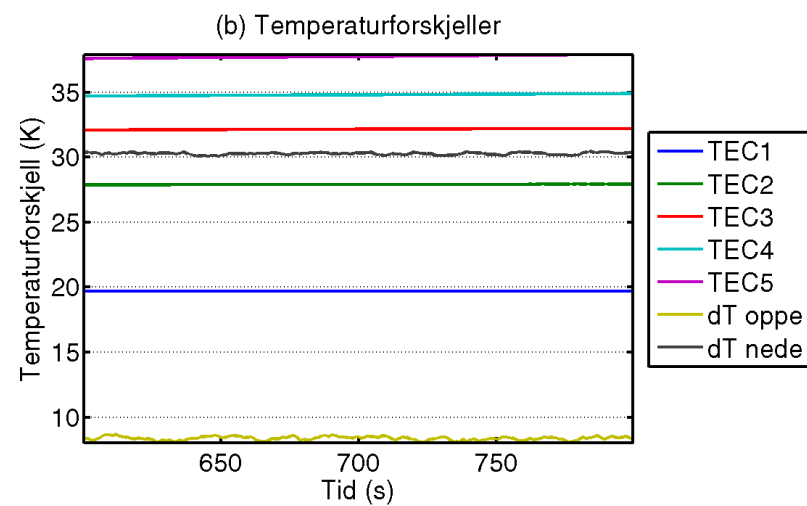
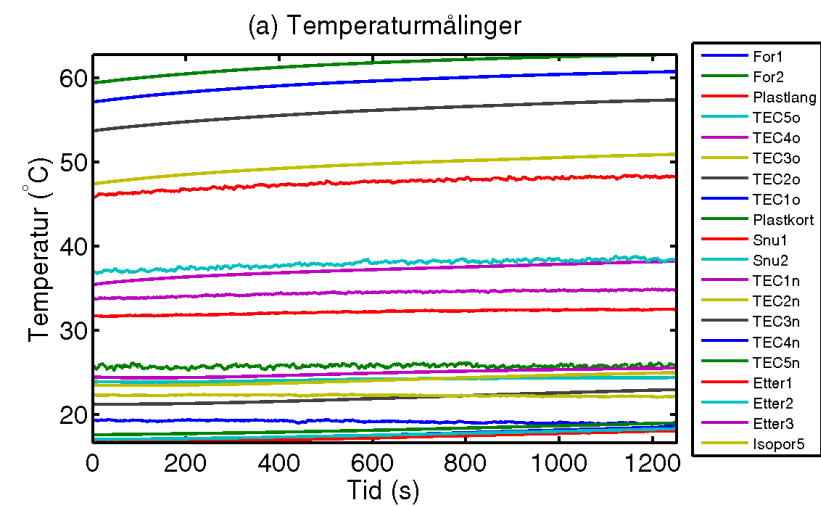


Figur D.16: Måleserie 2012.11.26-17.45.03\_kulde19f18.

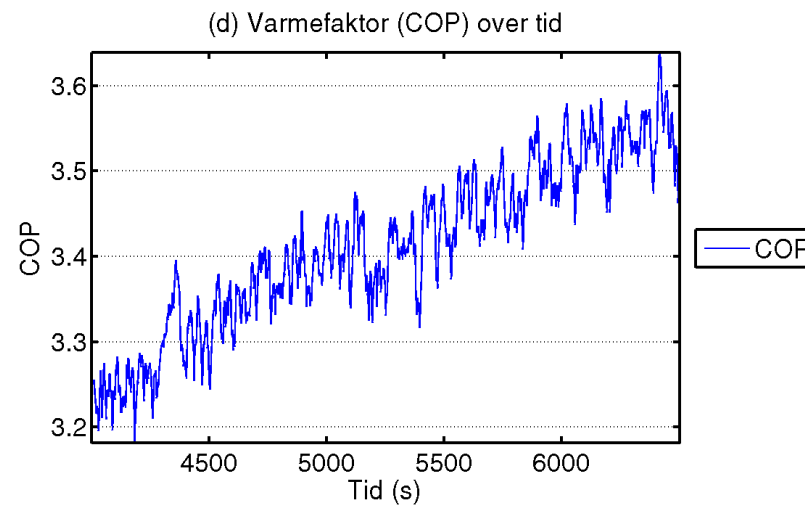
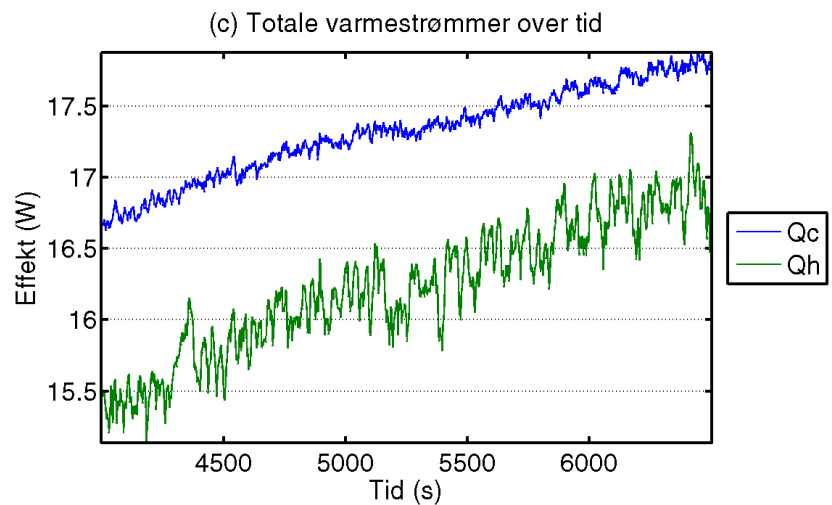
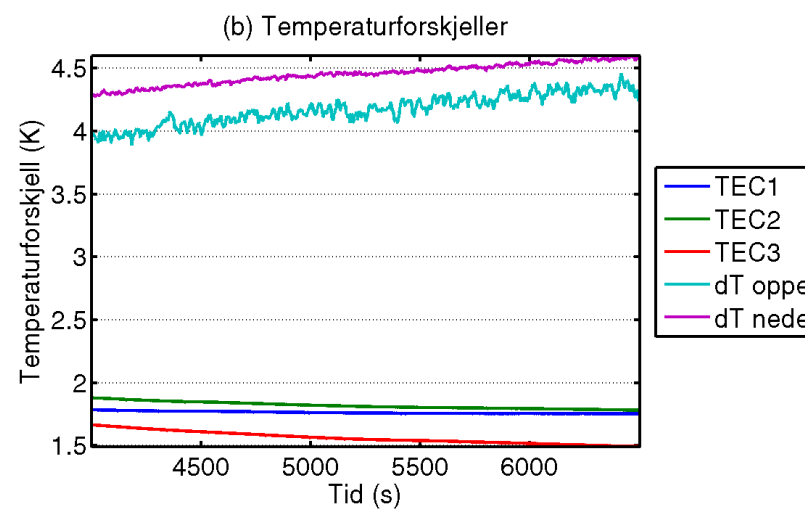
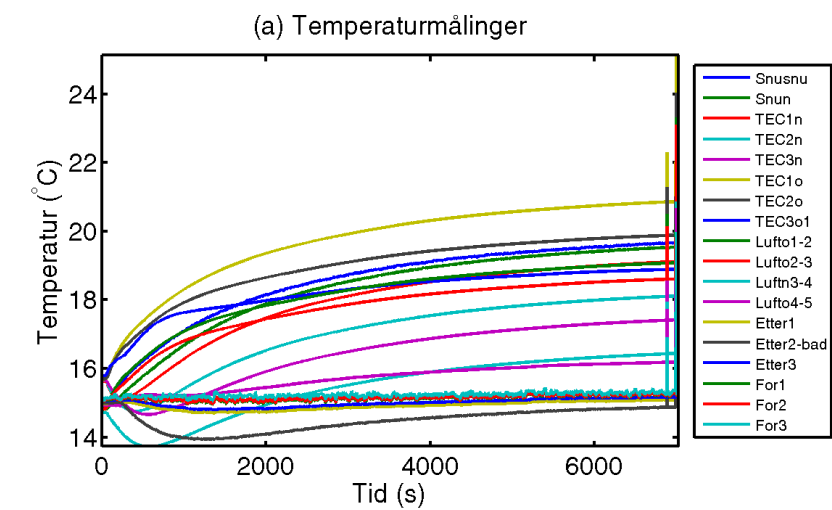


Figur D.17: Måleserie 2012.11.26-18.12.42\_kulde20f19.

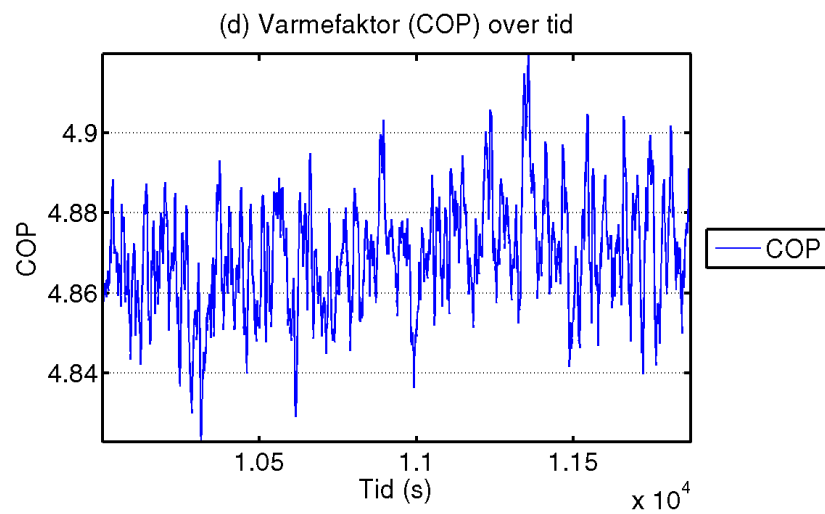
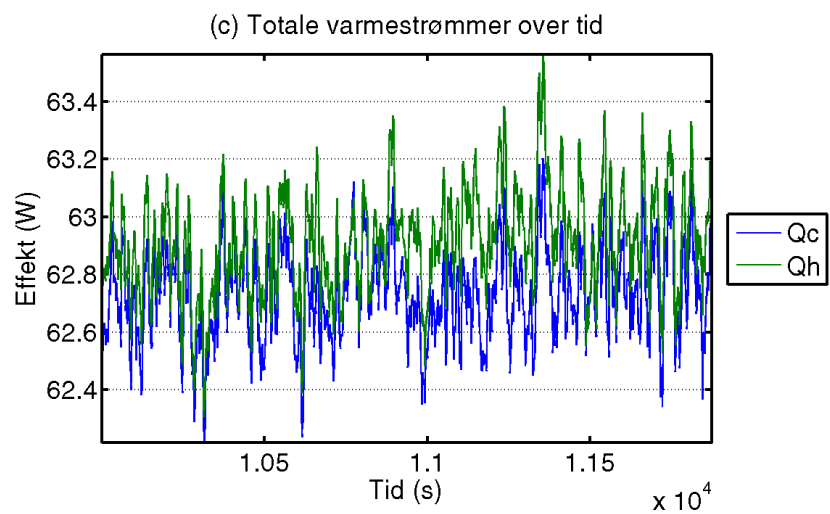
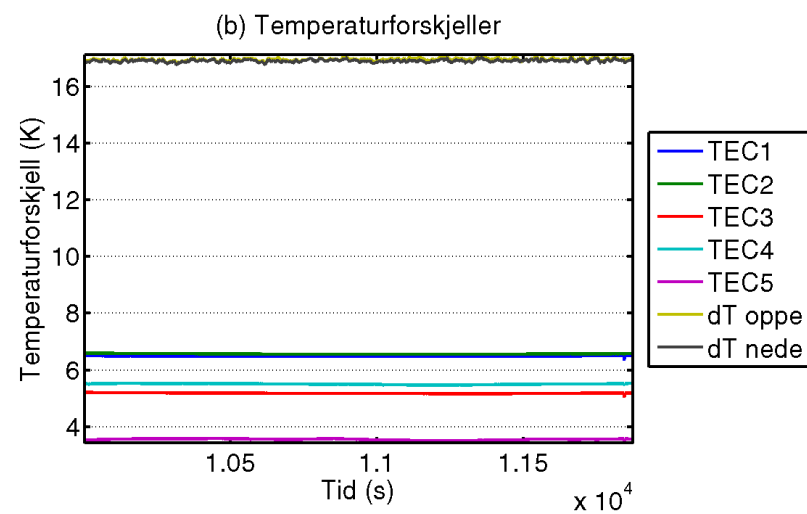
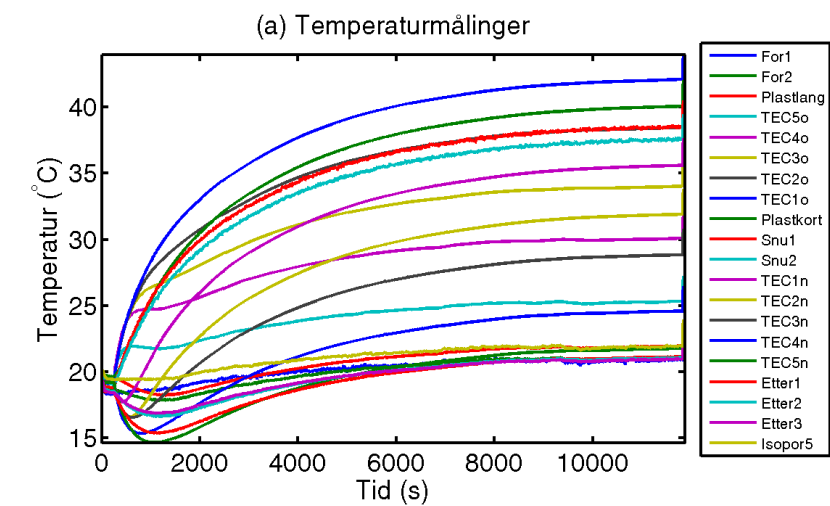




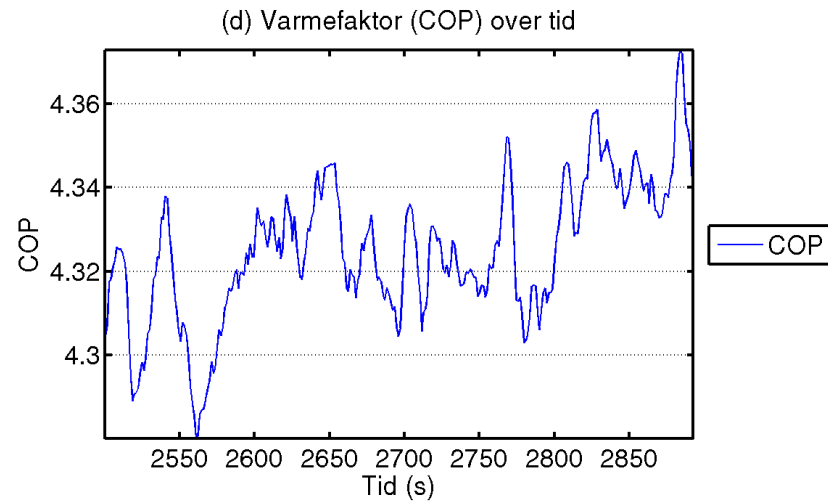
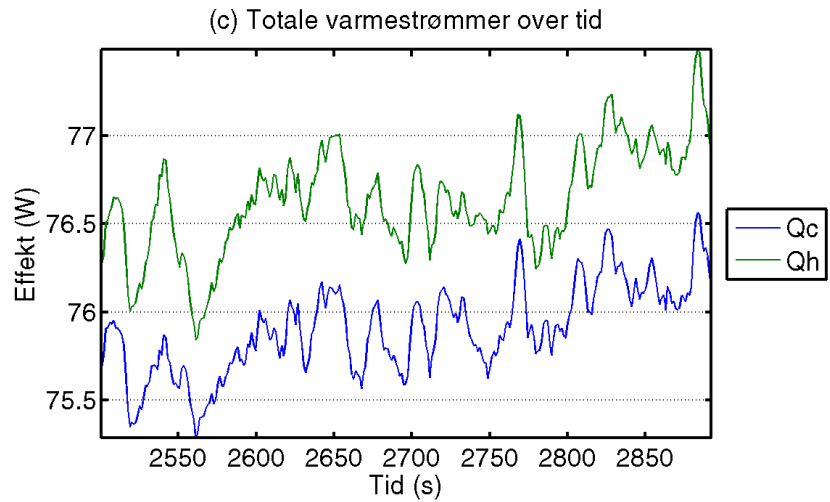
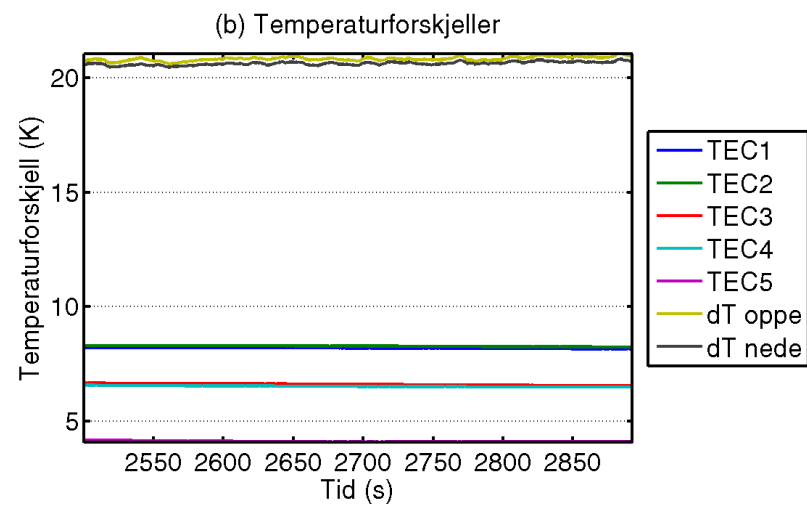
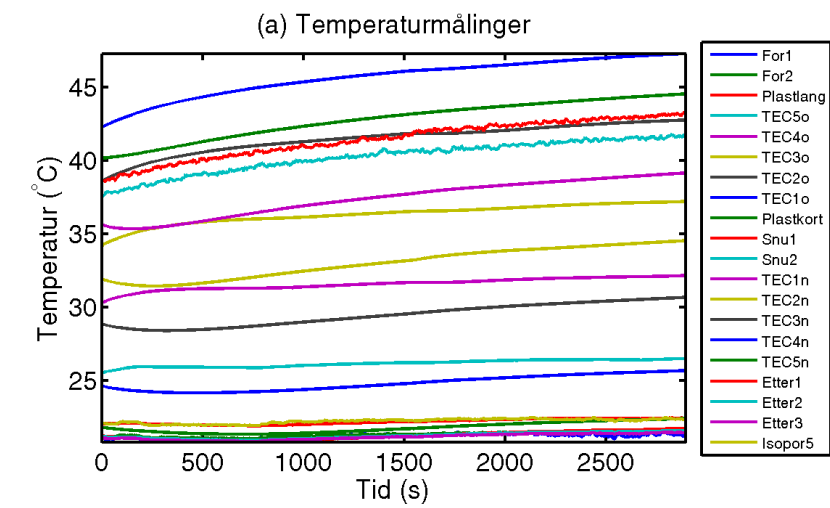
Figur D.18: Måleserie 2012.11.26-18.33.57\_kulde21f20.



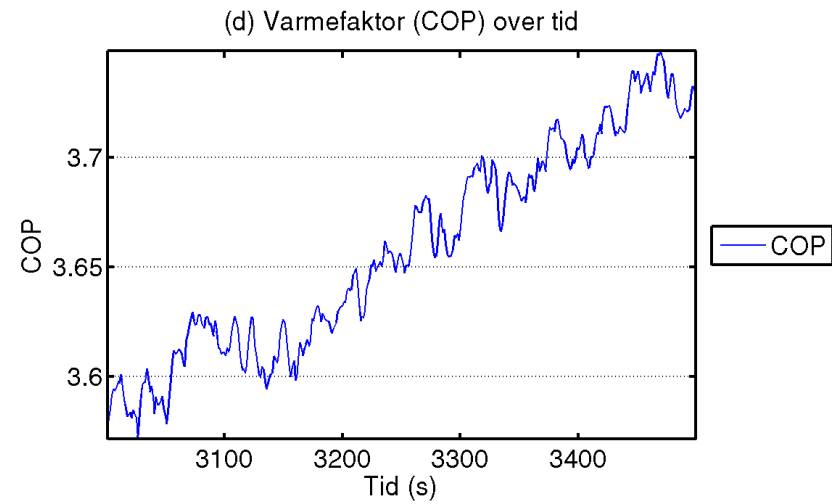
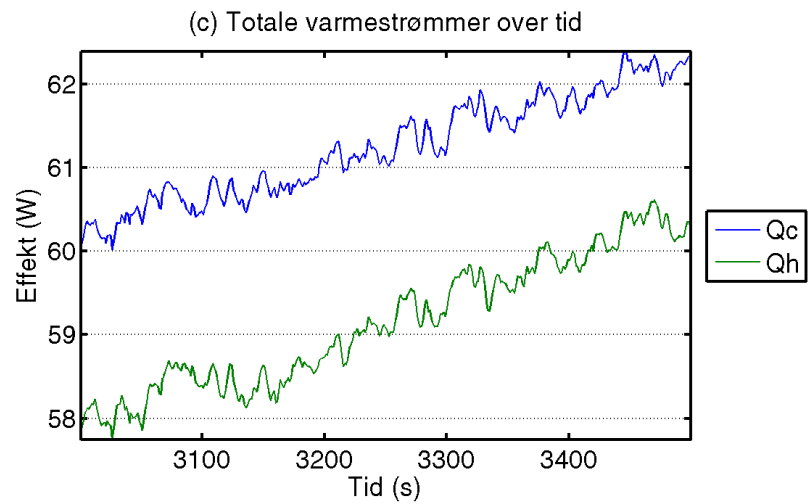
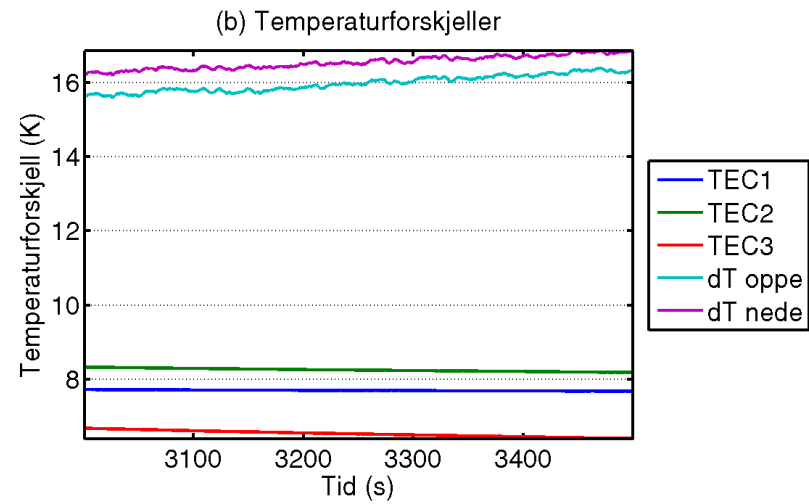
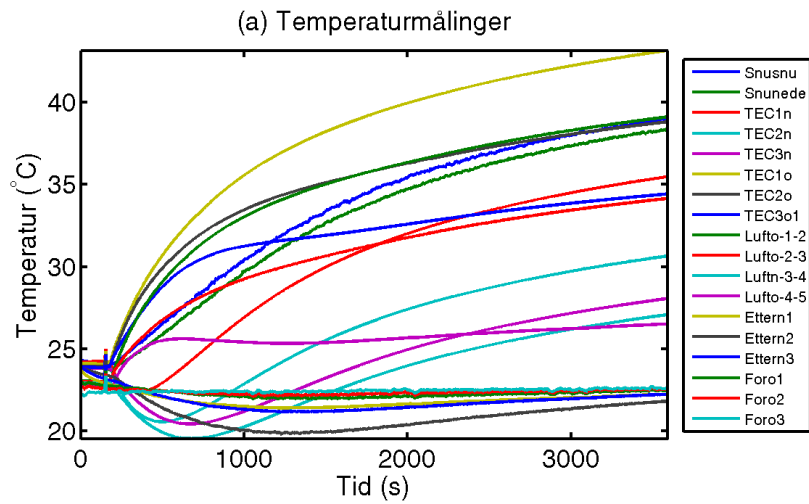
Figur D.19: Måleserie 2012.11.18-21.13.31\_snu3.



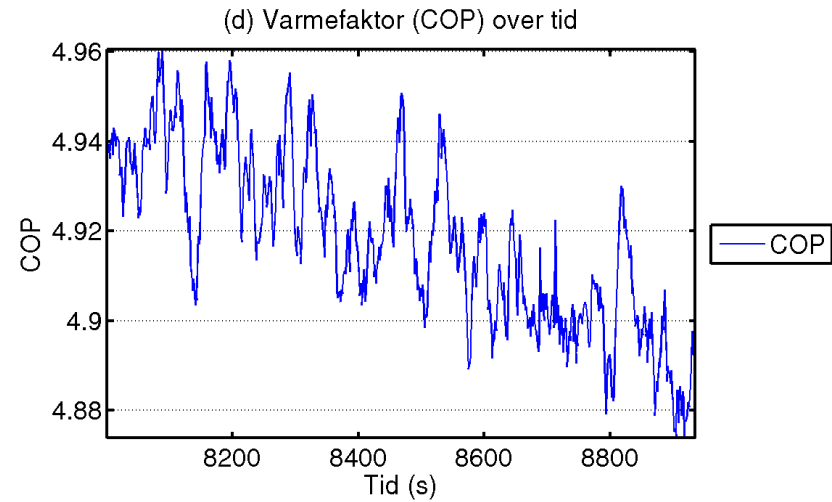
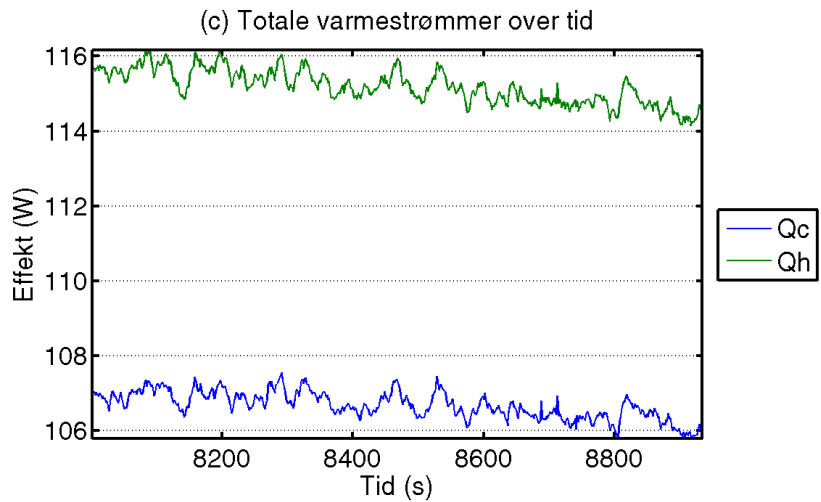
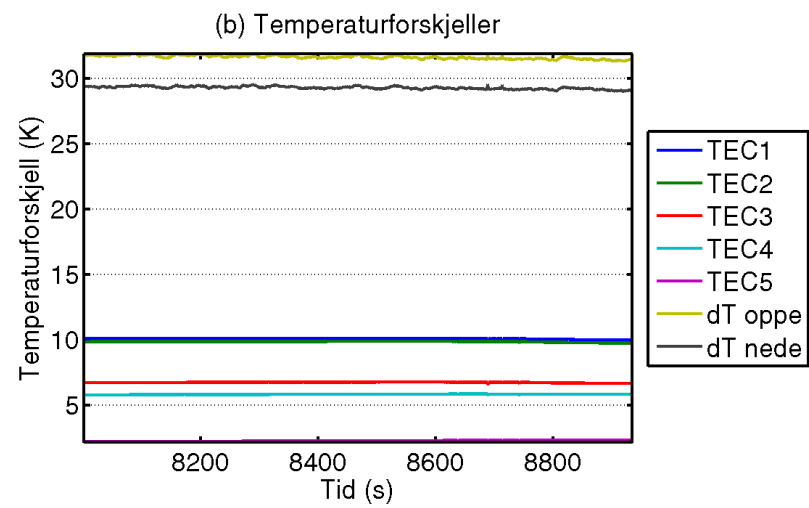
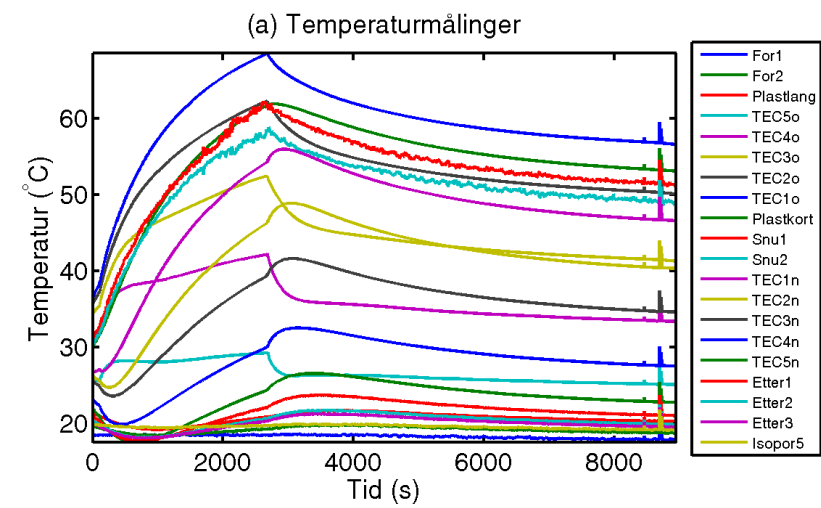
Figur D.20: Måleserie 2012.11.27-13.22.44 \_varme1.



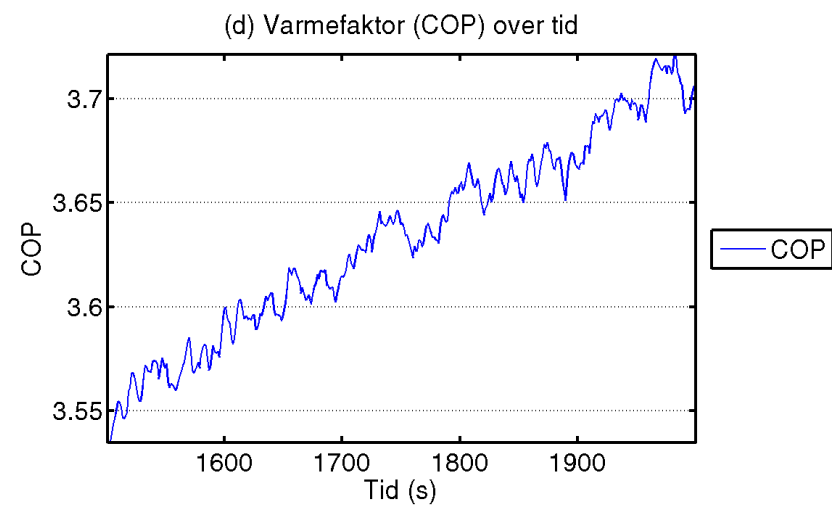
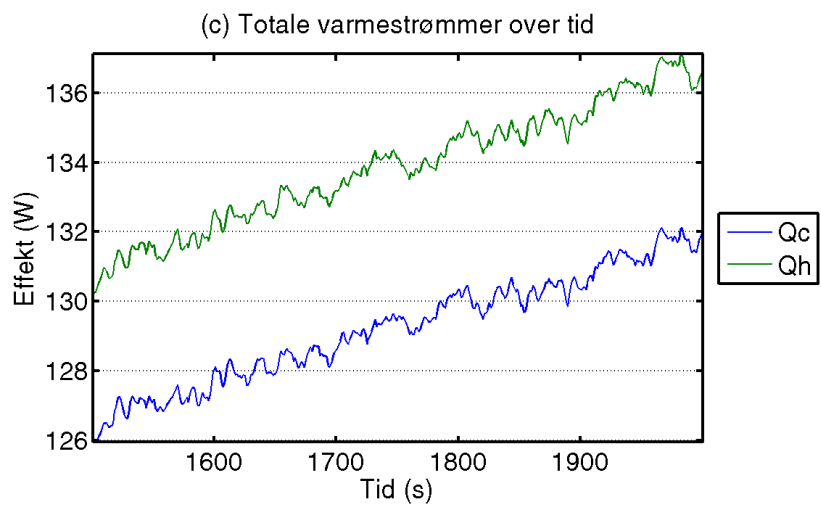
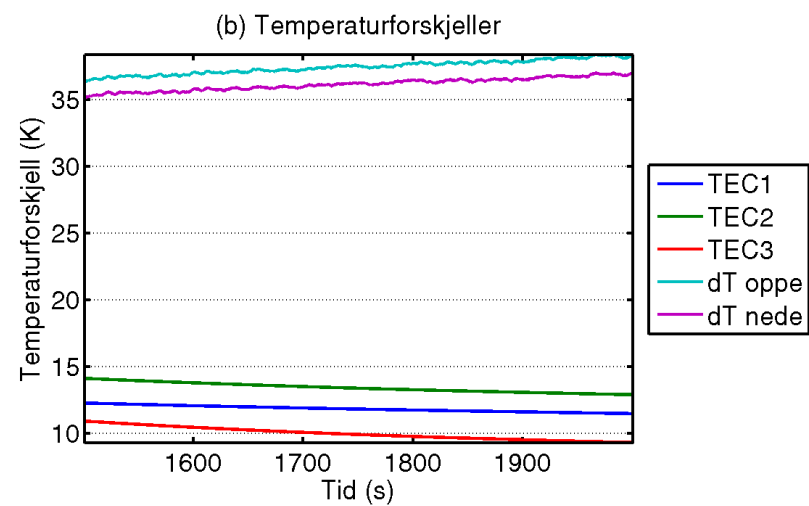
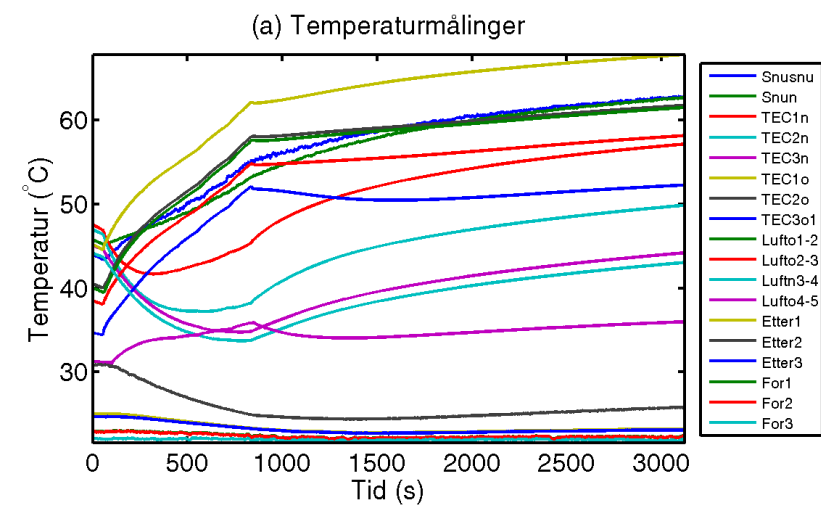
Figur D.21: Måleserie 2012.11.27-14.21.32\_varme1.



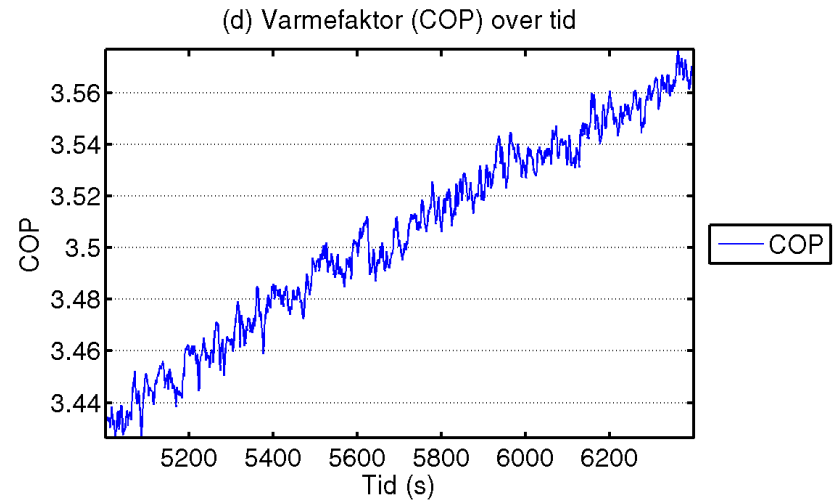
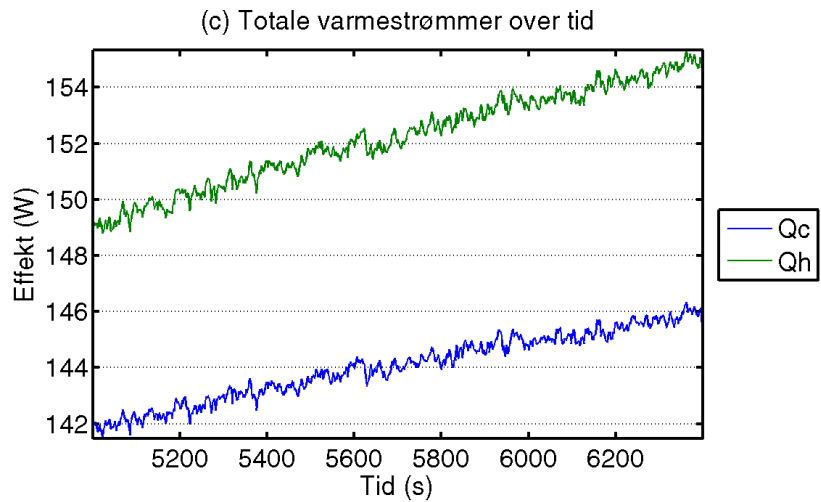
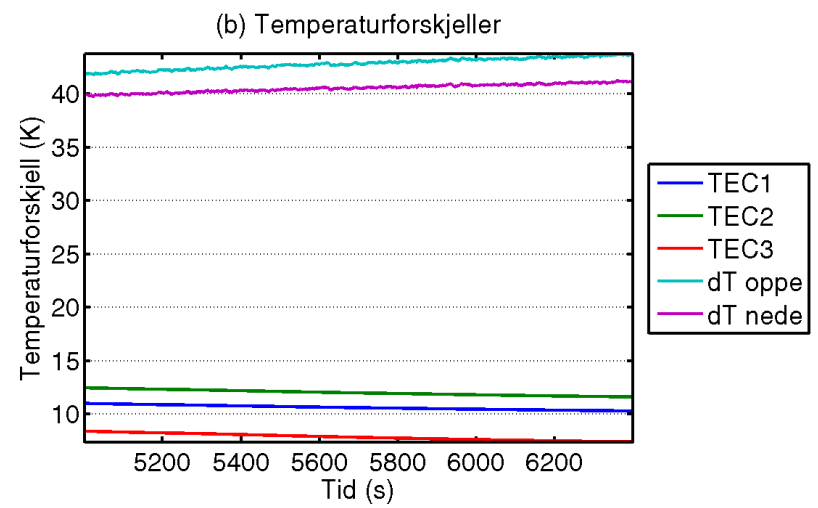
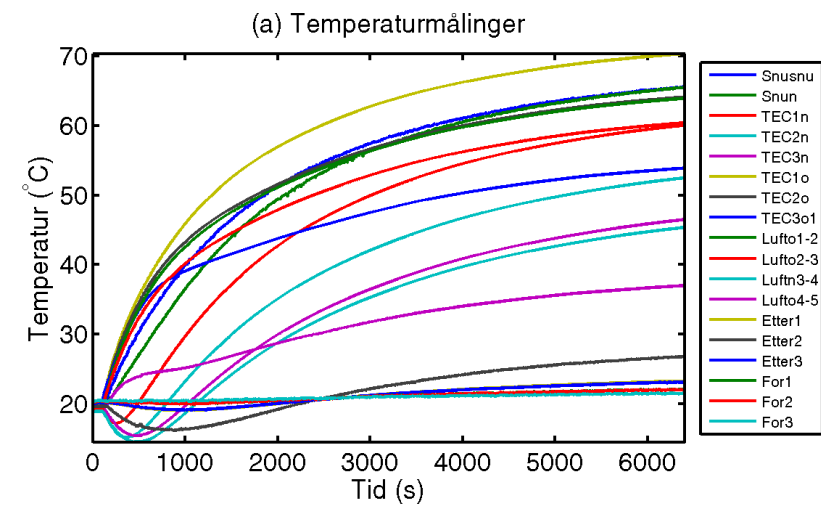
Figur D.22: Måleserie 2012.11.15-14.46.21\_snu1.



Figur D.23: Måleserie 2012.11.27-20.01.51\_ varme3.

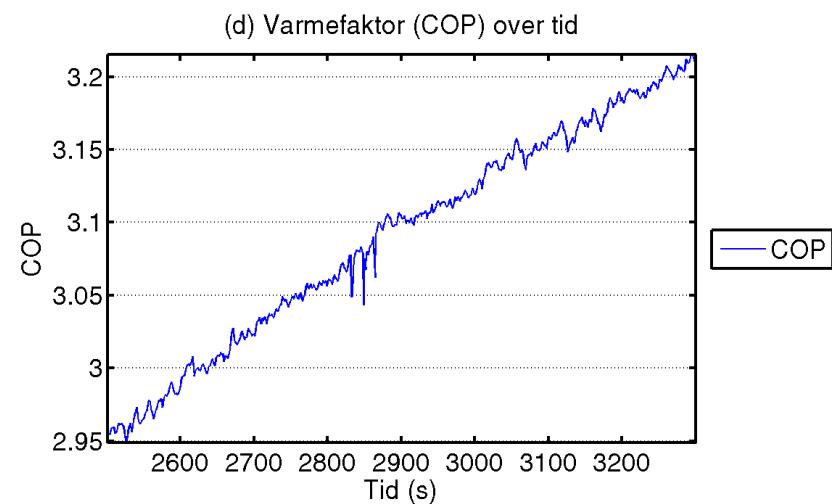
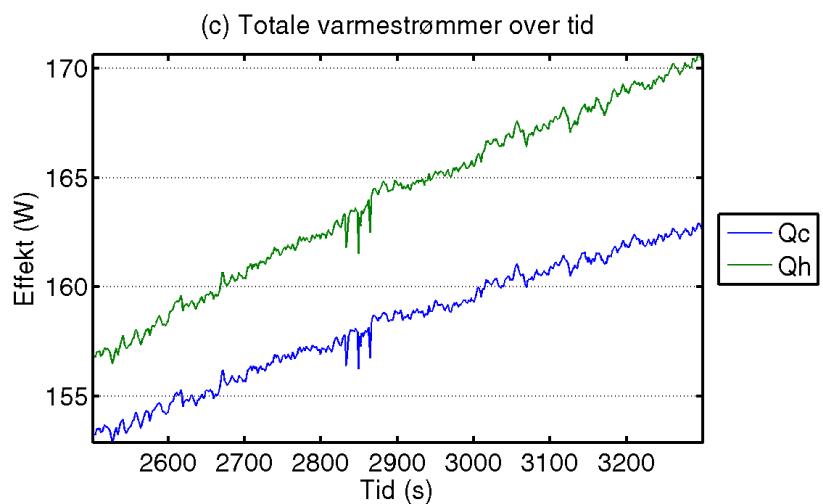
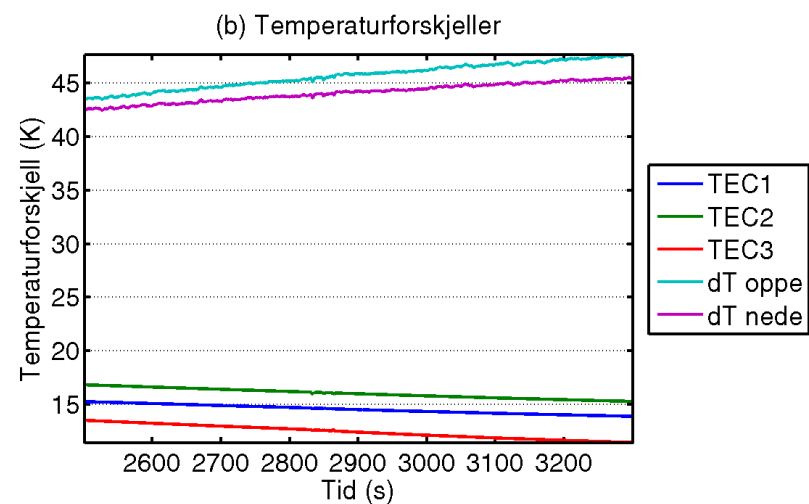
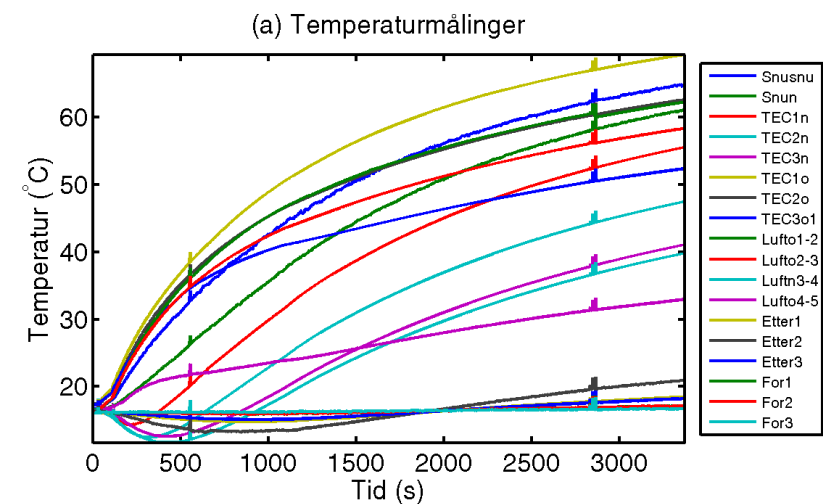


Figur D.24: Måleserie 2012.11.21-15.35.27\_snu6.



Figur D.25: Måleserie 2012.11.21-12.16.23\_snu4.





Figur D.26: Måleserie 2012.11.17-19.07.43\_snu2.