

# Energieffektiv mælkekøling med intelligent styring

Udviklet med støtte fra Elforsk.

Elforsk PSO-projekt nr. 344-011

December 2014



## Forord

Nærværende rapport udgør afrapporteringen af PSO F&U projekt 344-011 "energieffektiv mælkekøling med intelligent styring"

Projektet er gennemført af nedstående projektgruppe.

### Projektgruppen:

- Ole Ernst Wandall-Frostholm, AURA Rådgivning A/S
- Erik Gudbjerg, AURA Rådgivning A/S
- Claus Götke, AURA Rådgivning A/S
- Christian Heerup, Teknologisk Institut
- Helge Kromann, Videnscenteret for Landbrug, Kvæg
- Jesper Bo Petersen, Arla Foods amba

### Deltagere:

- Erik Gudbjerg, AURA Rådgivning A/S
- Jonas Lassen, AURA Rådgivning A/S
- Ole Ernst Wandall-Frostholm, AURA Rådgivning A/S
- Claus Götke, AURA Rådgivning A/S
- Christian Heerup, Teknologisk institut
- Alexander Rosenvinge Lindholm Bork, Teknologisk institut
- Bastiaan Anton Johan Pijnenburg, Teknologisk institut
- Nis Peter Reinholdt, Teknologisk institut
- Tage Petersen, Teknologisk institut
- Helge Kromann, Videncenteret for Landbrug, Kvæg
- Jesper Bo Petersen, Arla Foods amba
- Carsten Nielsen, Arla Foods amba
- Niels Erik Rudebeck, Agri Teknik
- Ove Jensen, Rø-Ka Industri

Projektleder Claus Götke & Ole Ernst Wandal-Frostholm  
AURA Rådgivning A/S

## Sammendrag

På baggrund af pilotforsøgene kan det konkluderes, at der er betydelige besparelser at hente ved at optimere installation og drift af kombinerede anlæg til opvarmning og mælkekøling. Ved at følge nedenstående anbefalinger kan besparelser i størrelsesordenen 10 til 15 % af bedriftens elforbrug opnås. Der må dog forventes forskelle i de opnåede besparelser, på grund af variation i det specifikke elforbrug for de enkelte bedrifter. En mindre del af bedrifterne vil således kunne opnå væsentligt større besparelser. De mange forskellige løsninger for mælkekøling hos mælkeproduksenderne har givet væsentlig kompleksitet til projektet og der er mange indsatsområder for energioptimering.

Ved brug af simuleringstværktøjer (F.eks. energyPRO) kan den optimale størrelse på anlæg samt styringsstrategi findes. Der udover giver disse programmer mulighed for beregning af muligheden for at forskyde elforbruget over døgnet og i forhold til behovet for varme- og kuldelaagre så forbruget optimeres i forhold til laveste elpris. En simpel timer på systemet kan desuden forsinke opstarten af anlægget, udnytte varmebehovet og derved reducere energiforbruget.

Ved udnyttelse af overhedningsfjerner, kan der produceres vand med temperaturer over 80° C. Forøgelse af overhedningen giver derudover også god reguleringsmulighed af anlægget i de forskellige driftssituationer. Optimering af hedtvandsbeholderen dimensionering muliggør optimal drift med overhedningsfjerner.

Etablering af kondenseringstemperatur styring afhængig af sæson samt etablering af underafkøling med drikkevand kan mindeske energiforbruget og er særligt relevant når mælkeproduktionen er stor i forhold til stuehusets varmebehov.

## Projektbeskrivelse

Mælkekøleanlæg i landbruget er ikke kun køleanlæg; de fungerer ofte også som varmepumper, der leverer rumopvarmning og forvarmet vand til rengøring/desinfektion. Anlæggenes energiforbrug varierer meget på grund af forskelle i opbygning og styring.

Projektets formål er at:

- Udvikle og teste ny teknologi, der gør det muligt at producere varmt rengøringsvand (80°C) ved hjælp af varmepumpen/køleanlægget uden problemer med kalkopbygning i varmeveksleren.
- Dokumentere forskelle i energiforbrug ved forskellige konstruktions- og styringsprincipper for at give mælkeproducenter et kvalificeret grundlag for valg af køleanlæg
- Demonstrere den mest energioptimale mælkekøling, der kan opnås ved valg af optimal opbygning og styring, herunder også SmartGrid-integration ved hjælp af varme- og kuldelagre.
- Fremstille et simpelt beregningsværktøj, der giver mælkeproducenter og deres konsulenter mulighed for at træffe et kvalificeret valg af køle-/varmepumpeanlæg baseret på mælkemængde, varmebehov m.m.

## Projekt Bilag

- Projekt rapport
- Formidlingsplan

## Projektrapport:

### **Titel:**

Energieeffektiv mælkekøling med intelligent styring  
Afrapportering af Elforsk projekt 343-042

### **Udarbejdet af:**

Teknologisk Institut  
Gregersensvej 2  
2630 Taastrup  
Køle- og Varmepumpeteknik

September 2014

### **Forfattere:**

Christian Heerup  
Alexander Rosenvinge Lindholm Bork  
Bastiaan Anton Johan Pijnenburg  
Nis Peter Reinholdt  
Tage Petersen

## Indholdsfortegnelse

1. Resumé .....	9
2. Introduktion .....	10
3. Mælkekøling og historie .....	13
4. Beskrivelse af case-anlæg .....	15
4.1. Anlægsbeskrivelse .....	15
4.2. Driftsmålinger på anlægget.....	18
4.3. Simulering af optimal drift af anlægget.....	19
4.4. Optimeringsmuligheder for anlægget.....	22
4.4.1. Sænkning af kondenseringstemperatur ved nødkøl-drift .....	22
4.4.2. Maksimere samtidighed af kulde- og varmeproduktion .....	22
4.4.3. Underkøling af kølemiddelvæske .....	23
4.4.4. Udnyttelse af overhedningsvarme til produktion af hedt vand.....	23
4.5. Mulige driftskonditioner .....	24
4.5.1. Driftskondition 1: køling, rumvarme/varmt vand og rengøringsvand.....	25
4.5.2. Driftskondition 2: køling og rumvarme/varmt vand .....	27
4.5.3. Driftskondition 3: køling og rengøringsvand .....	28
4.5.4. Driftskondition 4: køling.....	29
5. Forbedringspotentialer for og krav til mælkekøle-/varmepumper.....	30
6. Anlægsopbygning, ideel udgave .....	31
7. Optimeringsmuligheder for et typisk standard anlæg .....	36
7.1. Sænkning af kondenseringstemperatur ved nødkøl-drift.....	36
7.2. Maksimere samtidighed af kulde- og varmeproduktion.....	37
7.2.1. Meget lille varmebehov - væsentligt mindre end overskudsvarme fra kuldeproduktion.....	37
7.2.2. Meget stort varmebehov – væsentligt mere end overskudsvarme fra kuldeproduktion.....	37
7.2.3. Varmebehov i størrelsesorden med overskudsvarmeproduktion .....	38
7.3. Underkøling af kølemiddelvæske ved forvarmning af brøndvand.....	40
7.4. Evaluering af optimeringsmulighederne .....	42
8. Forsøgsanlæg .....	43
8.1. Formål med forsøgsanlægget .....	43
8.2. Beskrivelse af anlægget.....	43
8.3. Forsøgsplan .....	44
8.3.1. Driftskondition 1 køling, 45°C vand, 80°C vand.....	44
8.3.2. Driftskondition 3 køling, ingen 45 °C vand, 80 °C vand.....	45

8.3.3.	Tilkalkning .....	45
8.4.	Resultater .....	45
8.4.1.	Produktion af hedtvand med overhedningsfjerner .....	45
8.4.2.	Lagdeling i vaskevandsbeholder .....	47
8.4.3.	Tilkalkning af overhedningsfjerner .....	47
8.4.4.	Beregnet tid mellem afkalkninger .....	49
8.4.5.	Afkalkningsprocedure .....	50
8.4.6.	Tilbagebetalingstid og diskussion.....	50
9.	Vejledning til valg af det rigtige mælkekøleanlæg .....	52
9.1.	Definition af kølebehov.....	52
9.2.	Definition af varmebehovet.....	52
9.3.	Valg af anlægsstørrelse .....	52
9.4.	Valg af anlæggets opbygning .....	53
10.	Konklusion og anbefalinger.....	53
Bilag 1	Køleanlæg på Faarkrog Mælkecenter .....	55
Bilag 2	Eksempel på beregning i CoolPack.....	57
Bilag 3	Datablad for kompressor.....	58
Bilag 4	Fotos fra tilkalkningsforsøg samt afkalkning.....	60
Bilag 5	Beregning af besparelse ved sænkning af kondenseringstemperatur for Copeland ZR11M .....	61



## 1. Resumé

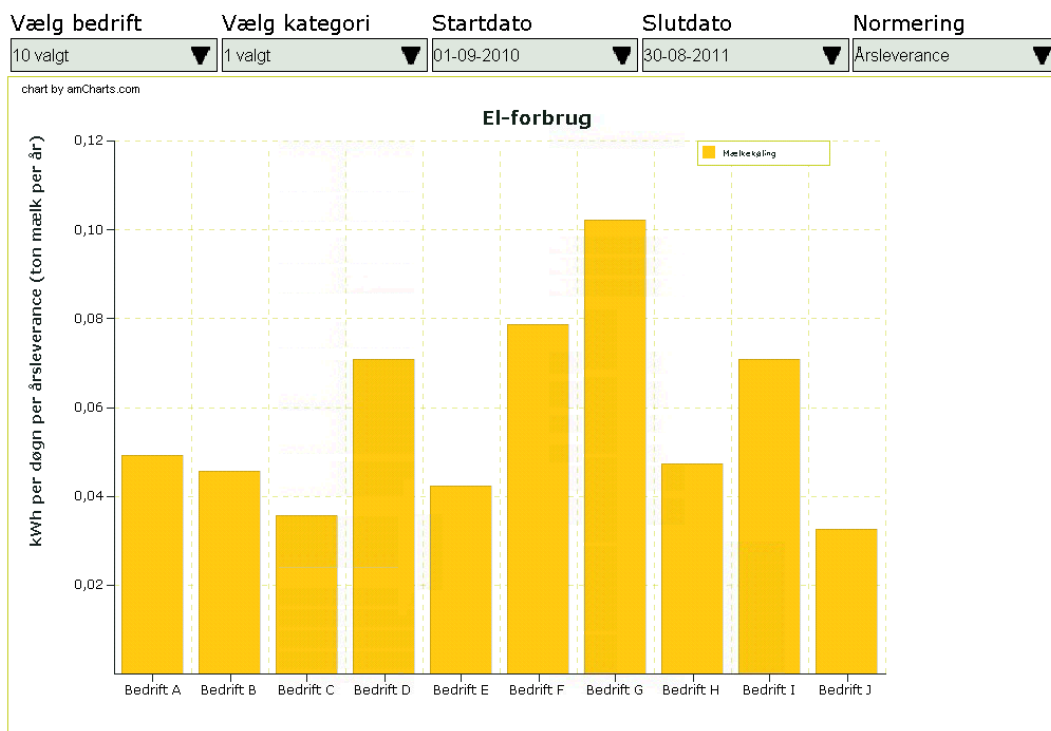
Denne rapport beskriver et FoU projekt, hvor forskellige optimeringsmuligheder for anlæg til kombineret mælkekøling og rum/vand opvarmning er analyseret. Der er i projektet udformet retningslinjer for dimensionering af komponenter for at hjælpe mælkeproducenten og dennes leverandør til at finde den mest optimale løsning. Muligheden for besparelser beskrives ved hjælp af en case på baggrund af analysen, som suppleres med et forsøg, hvor overhedningsvarmen udnyttes til produktion af hedtvand til rengøring. Forsøget kvantificerer mængden af hedtvand i forhold til anlæggets størrelse og belyser problemstillingen med udfældning af kalk. Besparelsen ved at lade varmepumpen producere hedtvand er for den beskrevne case af samme størrelsesorden som kompressorens forbrug eller ca. 25.000 kWh/år. Dette svarer til ca. 10 % af en gennemsnits-bedrifts samlede elforbrug. Tilbagebetalingstiden er to til tre år for ombygning af eksisterende anlæg og et til to år for etablering i forbindelse med nyt anlæg. Der er anvist en besparelse ved at sænke kondenseringstemperaturen ved sommerdrift. Besparelsen er på ca. 40 % på energiforbruget til kompressoren, men da den kun optræder ved køling om sommeren, giver den på casen anledning til en mindre besparelse på ca. 4.600 kWh per år. Tilbagebetalingstiden er på samme niveau, som nævnt ovenfor. Programmet energyPRO er anvendt til analyse af belastningsforhold og samtidighed af køle- og varmebehov med udgangspunkt i casen. Anvendelsen af programmer som dette, er eksemplificeret hermed og viser, at det er muligt både at optimere styringsstrategi og udvælge den mest økonomiske størrelse af kulde- og varmelager. Ved samproduktion af varme og køling opnås en besparelse i størrelsesordenen 50 % i forhold til at producere forskudt. Imidlertid vil anlæg i praksis køre varierende grader af samproduktion, så den reelle besparelse vil blive væsentligt mindre og vil desuden afhænge af forholdet mellem behovenes størrelse, som varierer over året. Besparelsen ved optimering af styringen vil dog være betydelig med et potentiale på op til 5 % af bedriftens elforbrug. Projektet er gennemført med støtte fra Elforsk, projekt nr. 343-042 og har haft deltagelse af følgende parter:

- AURA Energi (projektleder, tidligere Lokalenergi)
- Teknologisk Institut
- Arla Foods
- Videnscentret for Landbrug, Kvæg
- Rø-Ka Industri
- Mælkeproducenter
- SVK-Industri
- Agri Teknik

Der skal lyde en tak til Elforsk teamet for støtten undervejs i projektføreløbet.



I praksis ser man store forskelle på anlæggenes energiforbrug på grund af konstruktive forskelle i opbygningen og forskelle i styringsmetode. For eksempel findes der anlæg, der konsekvent afgiver varmen ved 50 °C, også selv om der ikke er noget varmebehov, mens andre nedregulerer temperaturen afhængigt af behovet. Den førstnævnte løsning er energiøkonomisk dårligere, men den er til gengæld billigere i opbygning. Figur 2 viser det gennemsnitlige elforbrug til mælkekøling for ti forskellige kvægbedrifter. Man kan se, at der er stor spredning, og forholdet mellem bedriften med laveste og højeste forbrug er næsten en faktor tre.



Figur 2: Gennemsnitligt elforbrug til mælkekøling i forhold til ton mælk pr. år for 10 kvægbedrifter<sup>1</sup>

Ifølge "Landbruget i tal, 2009" var der i Danmark i december 2008 568.000 malkekøer med en årlig ydelse på gennemsnitligt 8.922 kg. mælk, hvilket vil sige en total årlig leverance på 5,07 mio. tons mælk. Antages et maksimalt/minimalt elforbrug på hhv. 0,1 og 0,035 kWh/døg/ton årsleverance (jf. ovenstående diagram), får man et totalt årligt elforbrug til mælkekøling i Danmark på hhv. 185 GWh og 65 GWh.

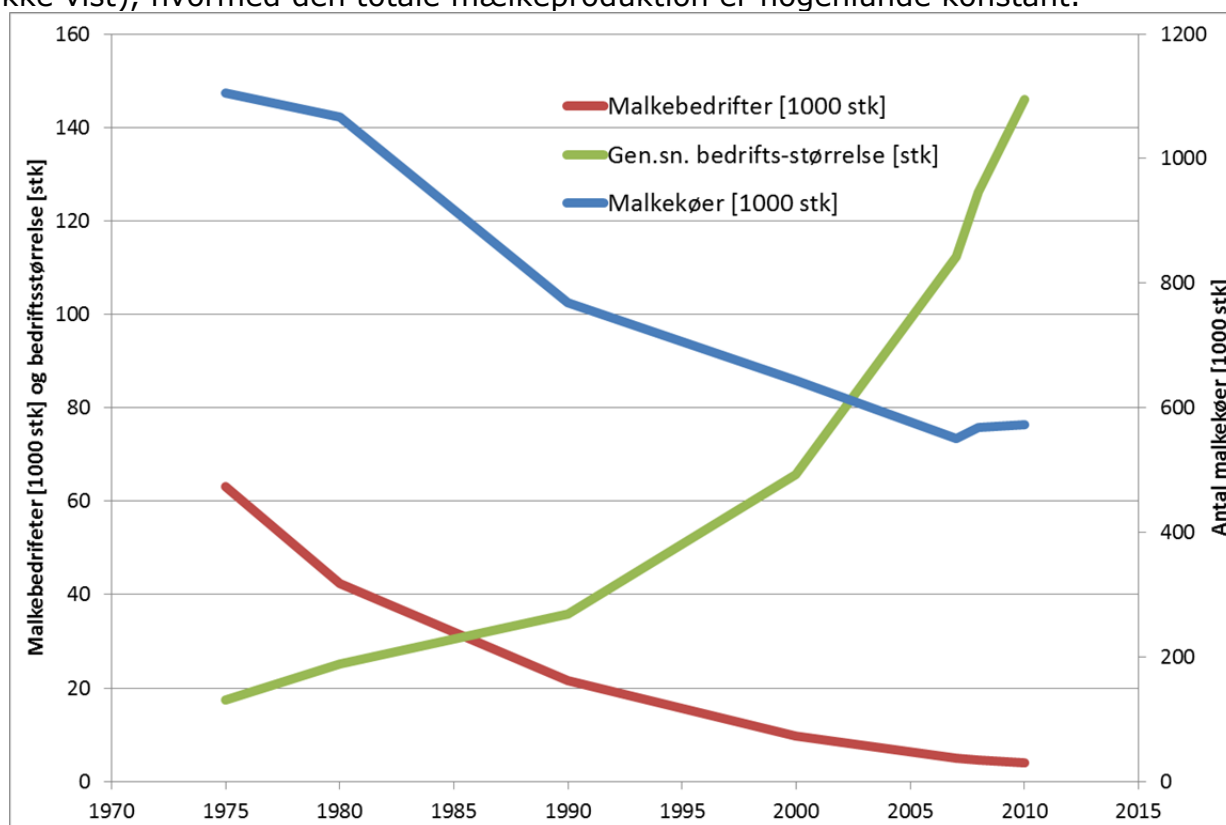
Der er med andre ord cirka 120 GWh forskel på at køre med den mindst optimale og den mest optimale kølemetode. Dette svarer til knap 100 mio. kr., hvis man sætter elprisen til 0,8 kr./kWh (typisk værdi for landbruget).

<sup>1</sup> Kilde: Aarhus Universitet/Agrotech/Videncenter for Landbrug. 2011. Klimavenlig kvægproduktion. Analyseplatformen. [Online] 2011. <http://analyseplatformen.dk/Pages/Project/View.aspx?page=352>.

Herudover skal man tage højde for at ovenstående tal kun dækker variationer i elforbruget til køling. En stor del af spildvarmen fra køleanlæggene kunne anvendes til opvarmningsformål, men det bliver den ikke altid. Såfremt man udnytter spildvarmen mere optimalt, kan den økonomiske fordel blive endnu større end nævnt ovenfor. Hvis man gennemgår de tekniske muligheder for optimering af mælkekøleanlægs energiforbrug (inkl. varmeproduktion), vil man se, at der er en række mulige features, der kan indbygges i anlægget, og som alle bidrager til at minimere energiforbruget. Til gengæld bidrager de også til en øget anlægspris. Ligeledes vil man se, at der ikke altid er samtidighed mellem køle- og varmebehov. Der er derfor dels behov for tilstrækkelig store bufferlagre til opbevaring af såvel kulde som varme, og dels er der behov for en intelligent styring af anlægget, hvis man vil minimere energiforbruget samtidigt med at anlægget altid skal kunne levere det nødvendige køle- og varmebehov. For en mælkeproducent kan det være en næsten umulig opgave at overskue, hvilke konsekvenser det har at vælge eller fravælge features eller spare på størrelsen af bufferlagrene. Dette fører ofte til, at man vælger et billigt (men også energiteknisk dårligt) anlæg, da der ikke er dokumentation for, hvor mange kroner man kan spare ved at vælge energibesparende features. På samme måde har producenterne af køle- og varmepumpeanlæg svært ved at argumentere for de dyrere løsninger, da man ikke har tal for energibesparelserne. Denne rapport undersøger forskellige optimeringsmuligheder for anlæg til kombineret mælkekøling og rum/vand opvarmning. Der søges også lavet retningslinjer for dimensionering af komponenter for at hjælpe mælkeproducenten og leverandøren til at finde den mest optimale løsning.

### 3. Mælkekøling og historie

Diagrammet i figur 3 viser udviklingen i de danske malkekvægsbesætninger fra 1975 til 2010. Antallet af besætninger er faldet fra over 60.000 til under 4.000, men til gengæld er den gennemsnitlige besætning vokset fra under 20 til næsten 150 malkekøer (tal fra 2012 antyder tal i nærheden af 200). Totalt er antallet af malkekøer faldet fra 1,1 million til lige under 600.000. Til gengæld er den gennemsnitlige mælkeydelse per ko steget fra knap 5.000 kg/år til knap 9.000 kg/år (ikke vist), hvormed den totale mælkeproduktion er nogenlunde konstant.



Figur 3: Udvikling i de danske mælkekvægsbesætninger fra 1975 til 2010

En gennemsnitsbedrift i 1975 havde dermed en årsproduktion på cirka 87.000 kg mælk, mens en gennemsnitsbedrift i 2010 havde en årsproduktion på over 1.300.000 kg, dvs. 15 gange så meget.

Kølebehovet er nogenlunde proportionalt med mælkemængden, og det er derfor klart, at kølemaskinerne til nedkøling af mælken har udviklet sig ganske meget i perioden. Dette har også påvirket måden, som anlæggene har været opbygget på. Hvor de første (tidligste) anlæg var rene køleanlæg, har der senere været en tendens til at opbygge anlæggene, så de samtidigt virker som varmepumper, hvor kondenseringsvarmen udnyttes til rumopvarmning, og opvarmning af rengøringsvand etc. Dette er naturligvis kun relevant, hvis den leverede varmemængde (som er cirka proportional med kølebehovet) er af en fornuftig størrelse, så man kan dække en væsentlig del af varmebehovet.

Set ud fra et energimæssigt synspunkt er der væsentlige forskelle på at optimere et køleanlæg og et køle/varmepumpeanlæg. Hvis udviklingen i besætningsstørrelse fortsætter, vil man desuden meget snart opleve, at anlæggene kan levere væsentligt mere varme, end der er behov for, og at de derfor i fremtiden igen skal optimeres til primært at køre som kølemaskine. Samtidigt med at bedrifterne bliver større, må det forventes, at varmebehovet til stuehuse vil falde i tråd med at ældre huse bliver erstattet med moderne lavenergi huse.

## 4. Beskrivelse af case-anlæg

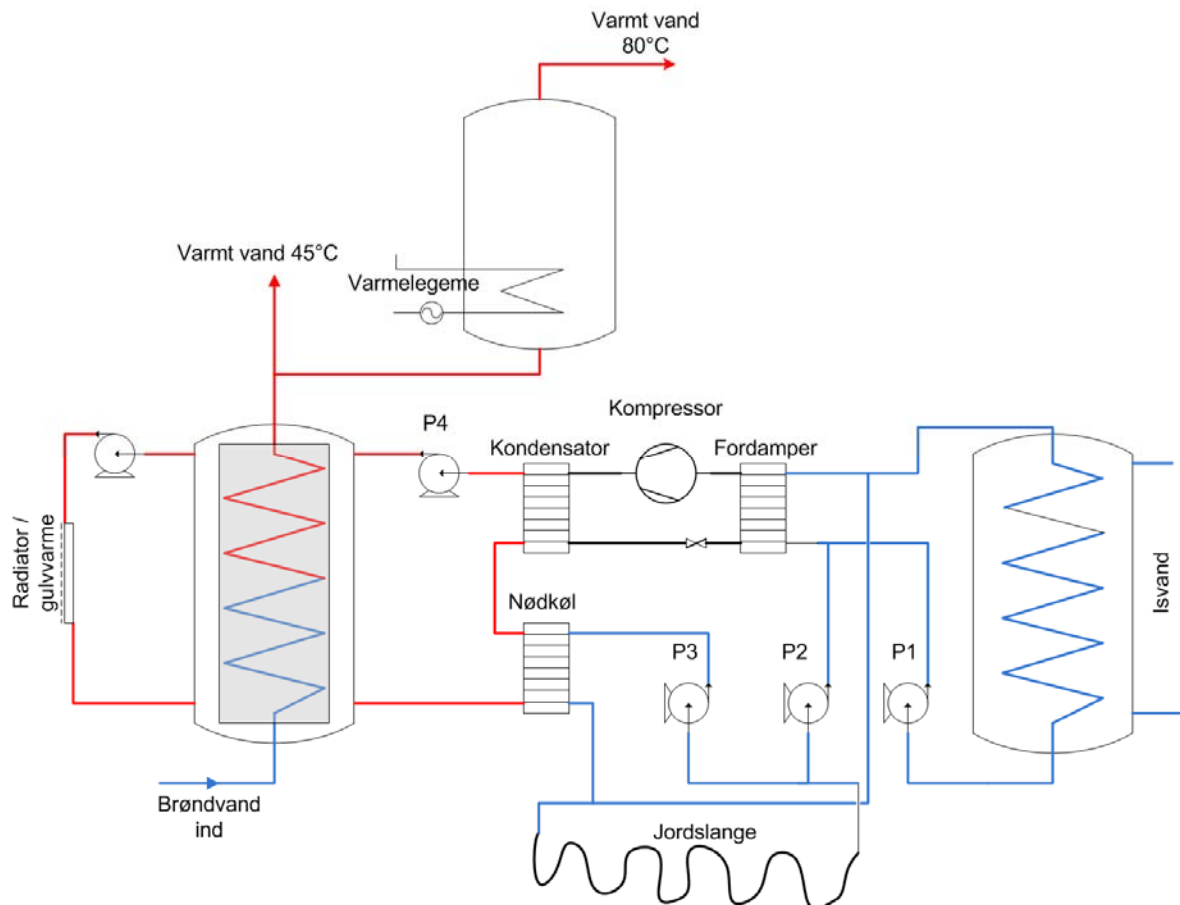
I dette kapitel gennemgås en case, hvor der tages udgangspunkt i et eksisterende anlæg til kombineret mælkekøling og opvarmning af vand til rumvarme og rengøring. Opbygningen, de forskellige driftssituationer og optimeringsmulighederne beskrives. Den bedrift, som der tages udgangspunkt i her, er kendetegnet ved et forholdsvis stort varmebehov. Det er derfor særligt interessant at udnytte varmen fra mælkekølingen bedst muligt til varmeformål og minimere situationer, hvor varmen skal produceres på anden vis. I modsætningen til denne case vil bedrifter med forholdsvis lavt varmebehov have relativt nemmere ved at udnytte spilvarmen fra køleanlægget.

Casen baseres på det anlæg, som er installeret ved mælkeproducenten Aage Schmidt Lund i Rødding. Anlægget skal køle mælken fra en besætning på ca. 300 køer og derudover levere varmt brugsvand på ca. 45°C samt varme til stuehuset (også ca. 45°C). Mælken forkøles med brøndvand, som efter opvarmning af mælken gemmes i en vandtank til senere brug som drikkevand til køerne. Til anlægget er koblet et isbank-lager og en varmtvandsbeholder. Varmt rengøringsvand laves i en vandvarmer med el-patron, hvor det varme brugsvand varmes fra 45°C til ca. 88°C. Nærmere oplysninger om anlæggets størrelse findes i Bilag 1.

### 4.1. Anlægsbeskrivelse

Diagrammet i figur 4 viser et principdiagram for køle/varmepumpeanlægget, som det er analyseret i forbindelse med casen. Anlægget udfører fire nyttefunktioner:

1. Afkøling af isvand, der anvendes til nedkøling af mælk, gennem en pladevarmeveksler (ikke vist)
2. Produktion af rumvarme
3. Produktion af varmt vand ved ca. 45°C
4. Forvarmning af varmt rengøringsvand (80°C) til sterilisation; dette foregår typisk i en separat beholder ved hjælp af et elektrisk varmelegeme efter forvarmning med varmt vand fra varmepumpen.



Figur 4: Principdiagram af typisk køle/varmepumpeanlæg til kombineret køling og opvarmning

Anlægget kan køre i forskellige driftssituationer alt afhængigt af sammenspillet mellem kølebehov for isvand og varmebehov for rumvarme eller varmt vand. De forskellige driftssituationer styres ved hjælp af flere pumper. Varmepumpen starter, hvis der er kølebehov i isvandstanken eller varmebehov i varmtvandstanken.

#### **Pumpestyring på den kolde side:**

- I normal drift (hvor der er mælkekølebehov) kører pumpe P1, mens pumper P2 og P3 står stille. Der køles derfor på isvandstanken. Nogle (ikke viste) kontraventiler sørger for, at der ikke kan pumpes baglæns gennem de stillestående pumper.
- I det tilfælde at der ikke er noget kølebehov på isvandstanken, mens der stadig er et varmebehov, stoppes pumpe P1, samtidigt med at pumpe P2 startes. Derved cirkuleres brine fra jordslangen gennem fordampere, og jordslangen er dermed kilde for varmepumpen.



### **Pumpestyring på den varme side:**

Pumpe P4 kører altid, når varmepumpen (kompressoren) kører.

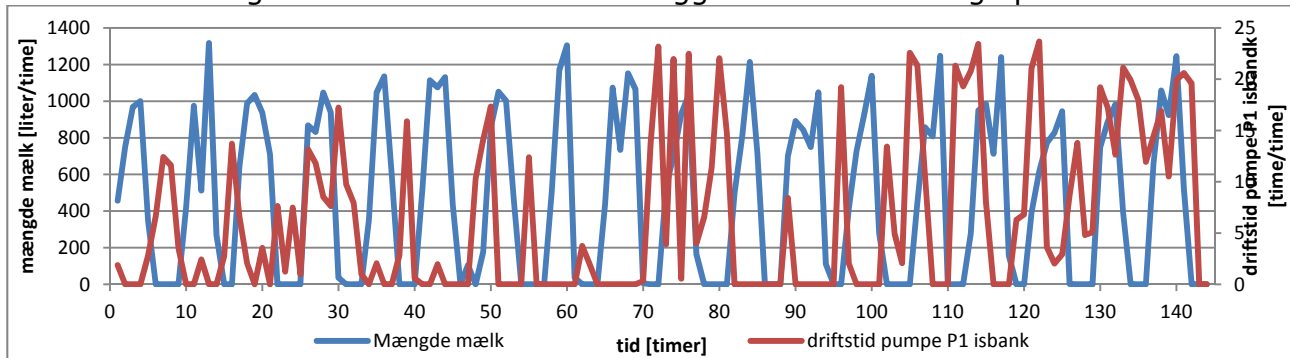
- Ved normal drift (hvor der er varmebehov) er pumpe P3 stoppet, og varmepumpen afgiver sin varme i kondensatoren til vandet, som cirkuleres igennem kappen i varmtvandsbeholderen af pumpe P4.
- Såfremt der er et kølebehov på isvandstanken, men intet samtidigt varmebehov, kører pumpe P3, som sender kold brine fra jordslangen gennem den såkaldte "nødkøl"-veksler. Denne veksler afkøler det varme vand fra varmtvandsbeholderen, inden det sendes ind i kondensatoren, hvor det optager varmen fra kølemidlet. På den måde afgives varmen til jorden.

Anlægget, som der tages udgangspunkt i, har følgende data:

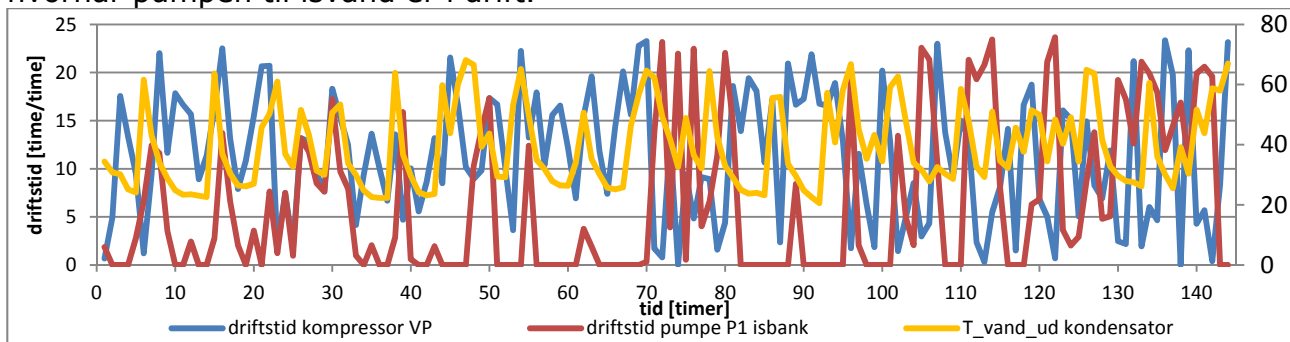
- Køle/varmepumpeanlægget: kompressor Copeland ZR11M3E, slagvolumer 24.9 m<sup>3</sup>/h, kølemiddel R407C
- Ydelse ved  $T_e/T_c = -5/ +48$  °C: som varmepumpe ca. 22 kW, som køleanlæg ca. 15 kW
- Varmtvandsbeholder: Kapselbeholder med 410 l brugsvand og 150 l varmtvand
- Hedtvandsbeholder: 1000 l med 9 kW el-patron
- Isbank, bestående af ca. 150 kobberrør, kapacitet: ca. 80.000 kcal, svarende til ca. 93 kWh eller ca. 1 m<sup>3</sup> is
- Jordslanger: 800 m
- Rumvarme og brugsvand ved ca. 45 °C: tal ukendt, estimeret til ca. 30 MWh/år
- Rengøringsvand ved ca. 90 °C: ca. 1400 l per døgn, delmængder bliver tappet periodevis til forskellige formål
- Køling af mælk fra ca. 20 °C (efter forkøling med drikkevand) til 4 °C: ca. 10.000 kg per døgn

## 4.2. Driftsmålinger på anlægget

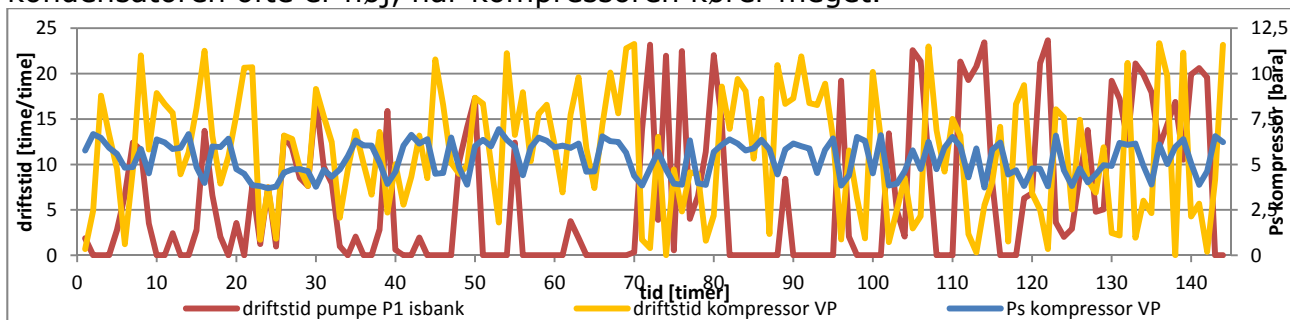
Nedenstående figurer viser et billede af anlæggets drift i forskellige perioder.



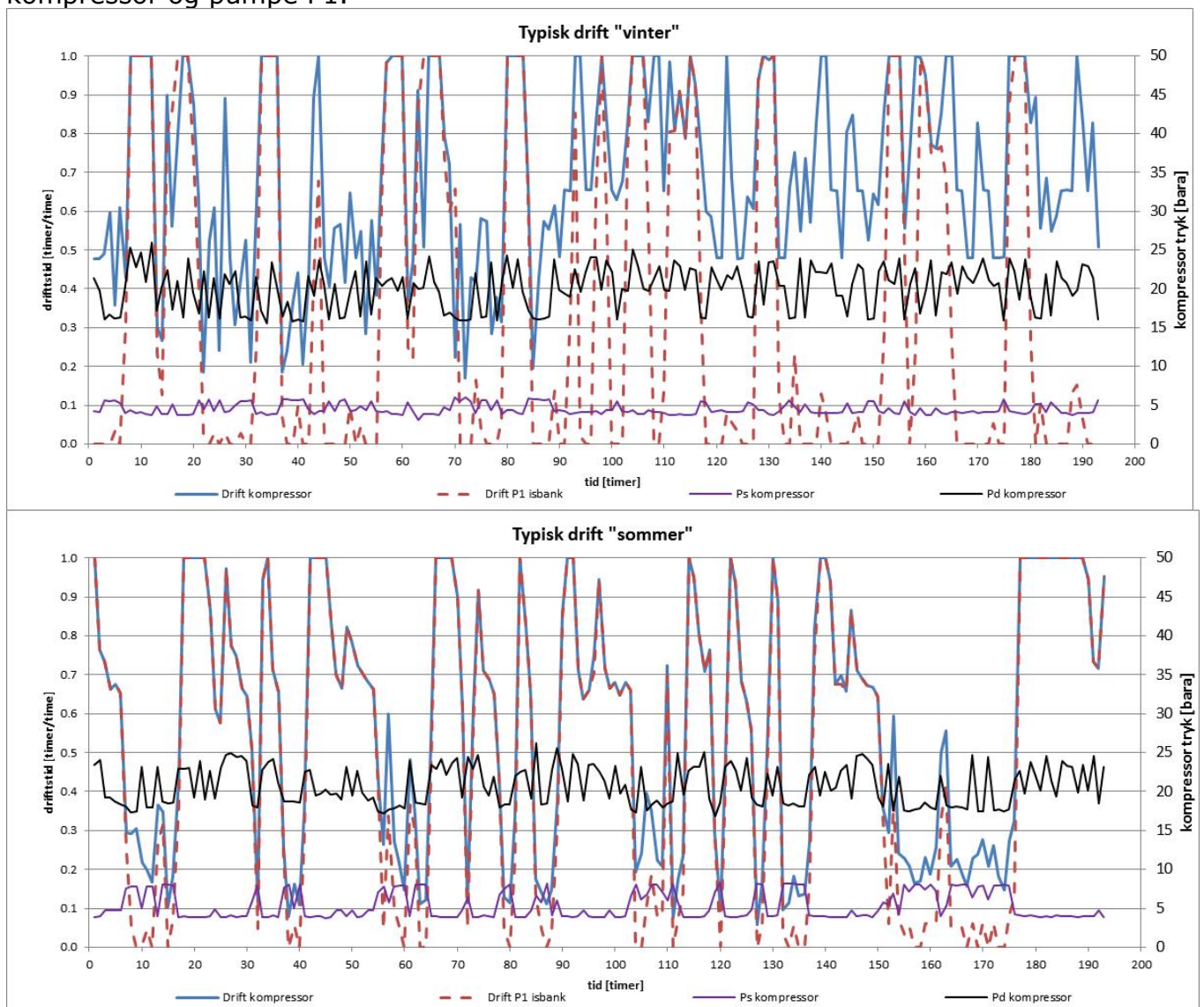
Tidsforløbet af den mængde mælk, som malkes, og den driftstid, der er på pumpen P1 til isvandet, viser en tendens til at drift af pumpe og mælkemængde er tidsmæssigt forskud. Dette er sandsynligt, da isvandstanken bliver tappet for kulde efter at mælken kommer i tanken. Først når mængden af is i isvandstanken er under et bestemt niveau, hvilket vil tage en vis tid, starter køleanlægget og pumpe P1 for at køle det ned igen. Der er dog ingen entydig korrelation mellem mængden af mælk, og hvornår pumpen til isvand er i drift.



Ud fra ovenstående graf kan det ses, at der er en vis sammenhæng mellem driftstiden for kompressoren og isvandspumpen P1. Desuden ses det, at vandtemperaturen ud af kondensatoren ofte er høj, når kompressoren kører meget.



Driftstiden på kompressoren ligger for det meste over driftstiden af isvandspumpen P1, hvilket kan betyde, at der er mere varmebehov end kølebehov. Der er ikke stor korrelation mellem sugetryk på kompressoren og driftstiden på isvandspumpen P1. Sugetrykket varierer med en vis spredning og ser i det her tilfælde ud til at være uafhængig af driften med isvandspumpen P1. Når kompressoren ikke kører sammen med isvandstanken, kører den på jordslangerne (pumpe P2). Nedenfor ses to typiske driftsprofiler, en for vinterperioden og en for sommerperioden. Her ses det, at om vinteren er der perioder, hvor drift af kompressor og isvandspumpe P1 ikke falder sammen. Det tyder på, at anlægget kører som ren varmepumpe, hvor der hentes energi ud af jordslangerne. For sommerperioden med meget lavere varmebehov er der stort set sammenfald mellem driftstid for kompressor og pumpe P1.



### 4.3. Simulering af optimal drift af anlægget

Ved hjælp af simuleringværktøjer, som for eksempel energyPRO<sup>2</sup>, kan man undersøge om køle-varmepumpen og kulde- og varmelager kan dække køle- og varmebehovet, og hvordan driften skal være for at have lavest mulige

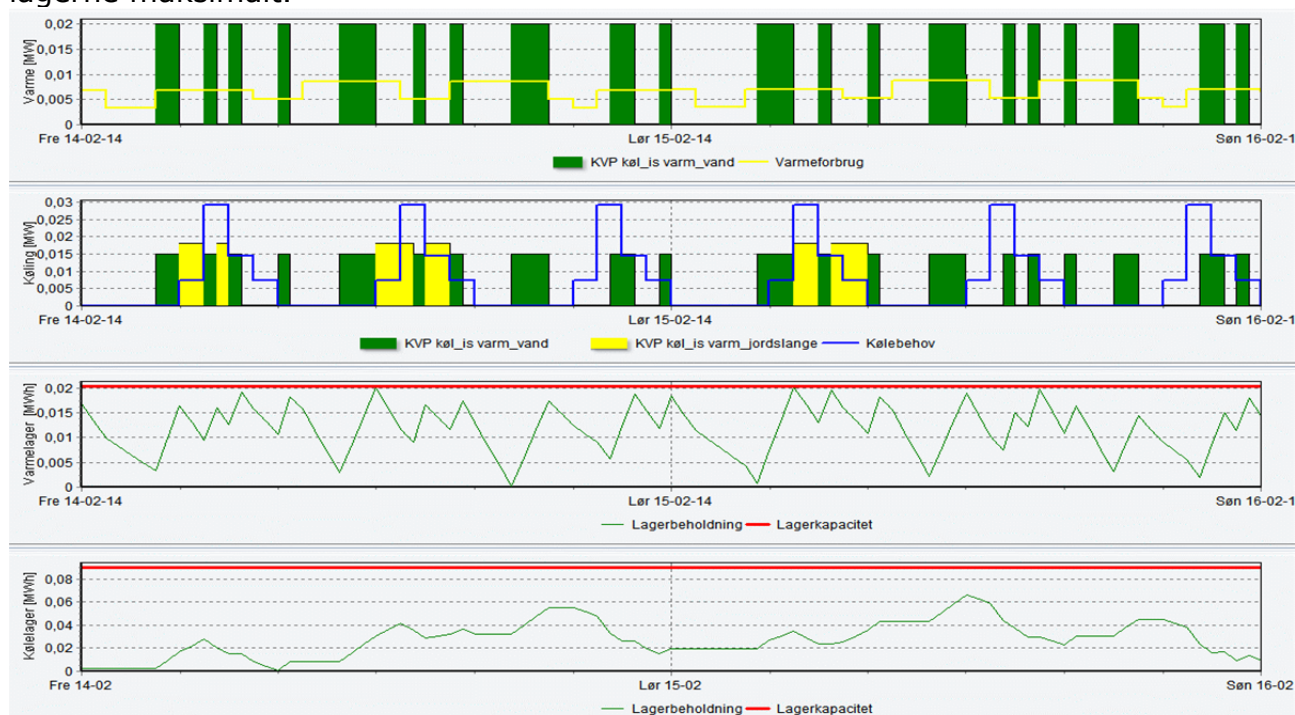
<sup>2</sup> Copyright EMD International A/S, info [www.emd.dk](http://www.emd.dk)

driftsomkostninger (elforbrug). Det er ikke altid sikkert, at styringen kan køre anlægget i henhold til den mest optimale driftsprofil, da den ikke kan forudse på samme måde, som simuleringsprogrammet kan.

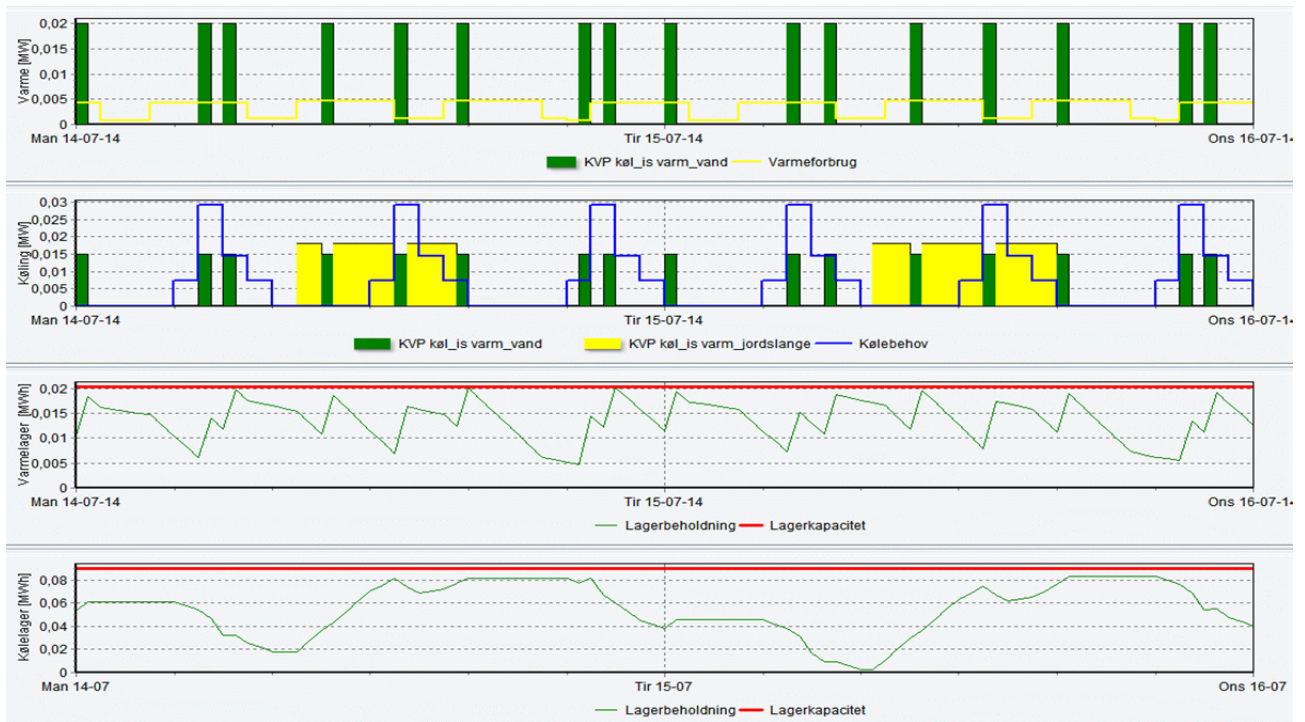
Her vises et eksempel på en beregning af det anlæg, som er beskrevet i afsnit 4.1. Ved at definere en behovsprofil (eksempelvis time-baseret) for køling af mælk og tilsvarende for opvarmning af stuehus, brugsvand og rengøringsvand vil simuleringen vise, hvordan varmepumpen bedst driftes i de mulige driftsprofiler (køl af istank/mælk og opvarmning af vandtank, køl på jordslange og opvarmning af vandtank, køl af istank/mælk og opvarmning af jordslange). I det beregnede eksempel viser det sig, at anlægget primært kører med samproduktion af køl og varme, og da der samlet set er et større kølebehov end varmebehov, vil der derudover periodevis være drift, hvor varmen ledes i jordslangen. Eksemplet viser desuden, at der ved de valgte behovsprofiler og størrelse af anlægget og beholderne ikke er behov for at køle på jordslangen.

Hvis anlægget i praksis kommer til at køre med køling på jordslangen, hvor der altså produceres varme uden samtidigt at køle på istanken, vil det tyde på, at det ikke kører optimalt, da det med de behovsprofiler ikke skulle være nødvendigt. Målingerne fra anlægget, som er beskrevet i foregående afsnit, viser at det forekommer i virkeligheden. Det kan desuden forekomme, at det faktiske behov i perioder afviger stærkt fra den forventede behovsprofil.

I de to nedenstående figurer er der vist to typiske perioder, én om vinteren og én om sommeren, hvor man kan se køle- og varmebehov sammen med køle- og varmeproduktion fra varmepumpen og beholdningen i køle- og varmelageret. Den store variation i lagerbeholdningen viser, at driftsstrategien optimeres ved at udnytte lagerne maksimalt.



Figur 5: Driftsprofil for optimal driftsstrategi, to dage i vinterperioden



Figur 6: Driftsprofil for optimal driftsstrategi, 2 dage i sommerperioden

Simuleringsværktøjet kan også bruges til at finde minimumstørrelsen på lagertankene, hvorved varme- og kølebehovene kan blive opfyldt for eksempel uden at skulle køle på jordslange eller anvende el-patron som tilskudsvarme. I beregningseksemplet viser det sig blandt andet, at køle- og varmelageret ikke må være mindre end ca. halvdelen af den størrelse de har i den beskrevne case. Hvis de bliver mindre end det, er der perioder, hvor køle- og varmebehovet ikke kan dækkes af varmepumpen.

#### **4.4. Optimeringsmuligheder for anlægget**

Når anlægget skal optimeres kan man betragte de enkelte komponenter og finde de bedst tilgængelige løsninger for de enkelte dele. Det kan for eksempel være en mere effektiv kompressor, nogle større varmevekslere med lavere temperaturdifferenser, større isoleringstykkelse af rør og beholder, frekvensregulerede pumper m.v. De mere effektive komponenter er også tilsvarende dyrere, hvilket vil forøge tilbagebetalingstiden for anlægget. Man vil derfor normalt ende med et kompromis, som giver et fornuftigt energiforbrug (driftsøkonomi) og en overkommelig investeringsomkostning.

Herudover kan man også påpege optimeringsmuligheder med hensyn til at reducere energiforbrug i forhold til systemets opbygning. For det konkrete anlæg kan man se fire systemmæssige optimeringsmuligheder, som beskrives i de følgende afsnit.

##### **4.4.1. Sænkning af kondenseringstemperatur ved nødkøl-drift**

Ved drift, hvor der er et kølebehov, men ingen samtidig varmebehov, holdes kondenseringstemperaturen højt ved at der varmes på vandet i varmtvandsbeholderen, selvom varmen indirekte sendes videre til jordslangerne igennem nødkøl-veksleren. Når jordslangerne anvendes til at optage varmen fra varmepumpen, bliver den cirkulerede brine nedkølet i jorden, som typisk har en temperatur omkring 5–10°C. Dette betyder, at man kunne sænke kondenseringstemperaturen betydeligt i forhold til de ca. 45–50°C ved varmepumpedrift, hvis man lod den følges ad med jordtemperaturen.

En reduceret kondenseringstemperatur vil betyde, at kompressoren skal overvinde et mindre temperaturløft, og det vil give et lavere effektoptag ved samme køleeffekt. Havde man for eksempel haft en separat lavtemperatur-kondensator kølet af jordslangen, ville man kunne spare energi. Til gengæld er selve køleaggregatet i det viste anlæg meget kompakt, og det kan laves med en lille kølemiddelfyldning og en meget simpel styring.

##### **4.4.2. Maksimere samtidighed af kulde- og varmeproduktion**

Rent styringsmæssigt er der ikke noget, der sikrer, at køling og varmeproduktion sker samtidigt. Varmeproduktion styres typisk af en termostat i varmtvandskredsen, og køling styres af en termostat i isvandskredsen. Begge termostater har en vis hysteres, men de er ikke koblet sammen. Man kan derfor risikere, at der i en periode produceres varme med jordslangen som kilde, fordi isvandstermostaten ikke kalder på køling. Når varmtvandstermostaten slår fra, og der lidt senere kaldes på køling, så smides kondenseringsvarmen ned i jordslangen, da varmtvandsbeholderen lige er varmet op. Dette betyder dobbelt arbejde for kompressoren og dermed dobbelt energiforbrug. En intelligent styring vil kunne udnytte bufferlagerne i isvandstanken og varmtvandsbeholderen og maksimere samtidighed af kulde- og varmeproduktion. Den nuværende styring baserer sin regulering kun på basis af øjebliksværdier af bestemte temperaturniveauer, men egentlig har man en ret god idé om, hvordan

behovet vil se ud i fremtiden, da man kender mælkecyklussen og det tilhørende behov for rengøring. Opvarmningsbehovet for huset har også et karakteristisk forløb over døgnet og året, som man kan tage udgangspunkt i.

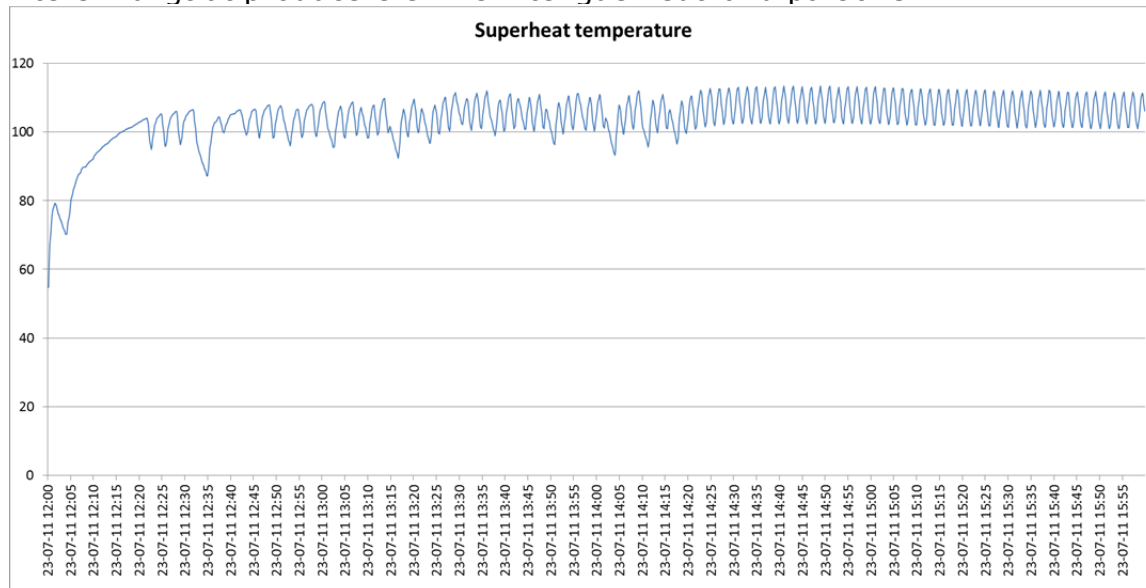
Når man for eksempel ved, at der mellem to malkninger vil være behov for rengøringsvand, så kunne man ved hjælp af en timer forsinke opstart af køle/varmepumpen til efter at rengøringsvandet er tappet eller delvist tappet. På den måde vil anlægget oplade både istanken og varmtvandstanken forud for næste cyklus. Et simuleringsværktøj som nævnt i afsnit 4.3 vil kunne være behjælpelig med at anvise potentialet for samproduktion af kulde og varme og kan være udgangspunkt for grundlaget til en styringsalgoritme, som kan håndtere det.

#### 4.4.3. Underkøling af kølemiddelvæske

Kølemiddelvæsken, der kommer ud af kondensatoren, er relativ varm, da den ikke kan blive koldere end temperaturen i varmtvandstanken (40-45°C). Den kunne køles længere ned med en underkøler, enten ved at køle med brine fra jordslangen eller ved at køle med det kolde brøndvand, der kommer ind. Dermed ville man få en højere køle-COP. Varmepumpefunktionen ville dog ikke forbedres ved denne feature.

#### 4.4.4. Udnyttelse af overhedningsvarme til produktion af hedt vand

Produktionen af meget varmt vand (> 80°C), der normalt foregår ved hjælp af et elektrisk varmelegeme, kunne erstattes af en varmeveksling med den varme kølemiddelgas, der kommer ud af kompressoren. Gassen er på dette tidspunkt væsentligt varmere end kondenseringstemperaturen (den såkaldte overhedning af trykgas) og skal afkøles en del, før kondenseringen starter. Målinger (se Figur 7) såvel som teoretiske beregninger viser, at gassen ofte er over 100°C varm, og det skulle derfor være muligt at producere en vis mængde hedtvand på 80°C.



Figur 7: Måling af trykrørstemperatur på et kombineret mælkekøle/varmepumpeanlæg

Der findes en del andre varianter af køle/varmepumpeanlæg, der til dels løser nogle af de ovennævnte problemer, men der er ikke fundet anlæg, der tilnærmelsesvis løser alle fire samtidigt.

## 4.5. Mulige driftskonditioner

For at få et overblik over de forskellige tekniske muligheder med hensyn til systemmæssige forbedringer er det nødvendigt at lave en oversigt over alle de forskellige mulige driftskonditioner. Dermed kan man finde ud af, hvordan anlægget skal kunne køre under de forskellige konditioner. På tabelform ser det ud som vist herunder.

Behov:	1	2	3	4	5	6	7	8
Rengøringsvand (80°C)	x		x		x		x	
Rumvarme/varmt vand (45°C)	x	x			x	x		
Mælkekøling	x	x	x	x				

Tabel 1: Oversigt over mulige driftskonditioner

Situation 5, 6 og 7 er identiske med 1, 2 og 3, bortset fra at der køles på jordslangerne i stedet for isvandstanken, hvilket kun vil give en minimal forskel i fordampningstemperatur. Der kan være temperaturforskelle på de to cases, men rent opbygningsmæssigt ændrer det ikke noget. Situation 8 svarer til et slukket anlæg og er derfor heller ikke relevant. I forhold til anlægsofbygning og systemoptimering kan man derfor nøjes med at se på situation 1-4.

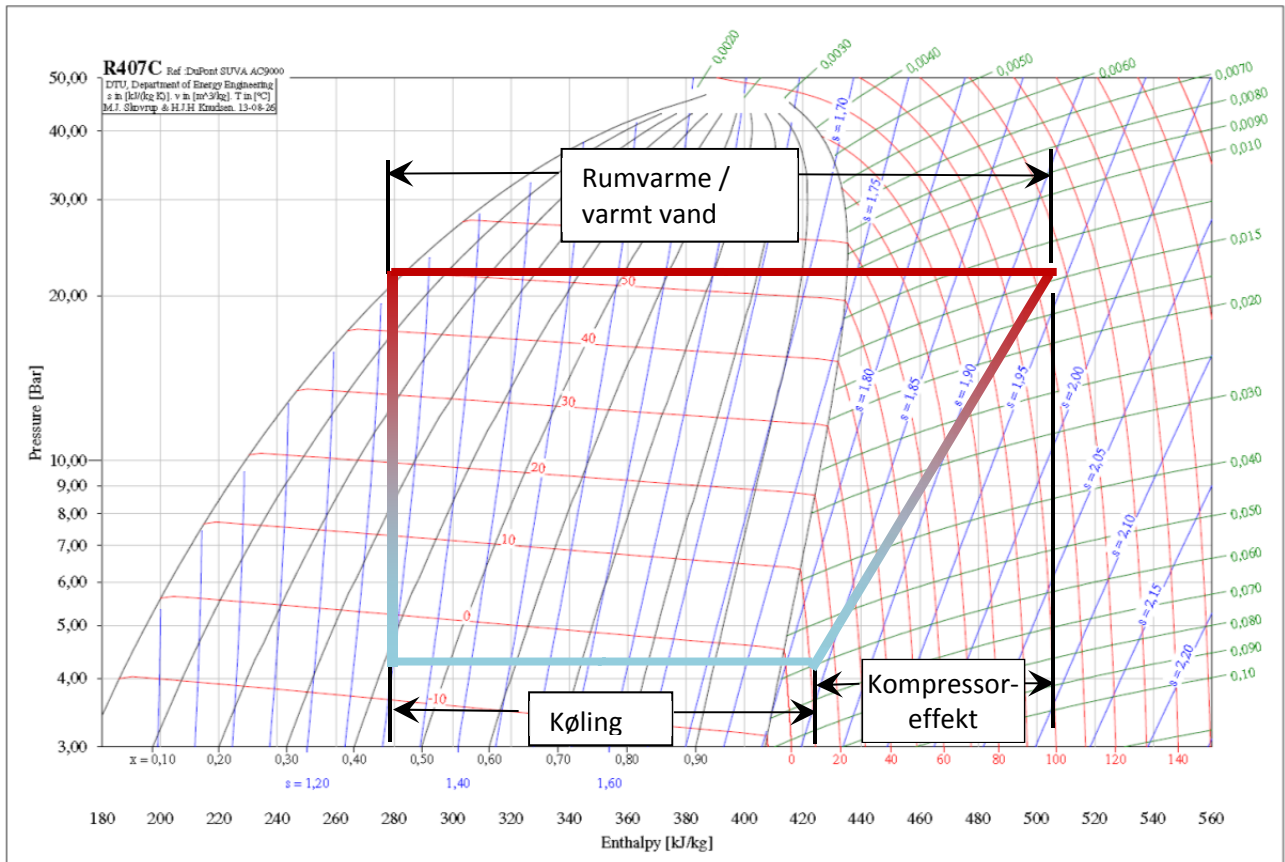
Situation 1 og 2 (og 5, 6) svarer typisk til vintersæsonen, hvor der er et kontinuerligt behov for rumvarme. Rengøringsbehov og mælkekølingsbehov hænger på en måde sammen, men der er ikke nødvendigvis tidsmæssigt sammenfald.

Hvis man plotter processerne i et kølemiddeldiagram (et såkaldt log(p)h diagram<sup>3</sup>) kan man få tal på, hvor meget varme der kan produceres til de forskellige formål i afhængighed af kølebehovet. Der er her anvendt kølemidlet R407C, som er et ofte anvendt kølemiddel til denne type anlæg. Andre kølemidler kan give lidt anderledes tal for varmfordelingen, men de grundlæggende principper er de samme. Figur 8 viser processen i et diagram for driftskondition 1 med en standard løsning, hvor rengørings- /hedtvand laves med et el-varmelegeme (se også Figur 4).

<sup>3</sup> Log(p),h diagram kan laves ved hjælp af for eksempel CoolPack. <http://www.ipu.dk/Indhold/koele-og-energiteknik/CoolPack.aspx>



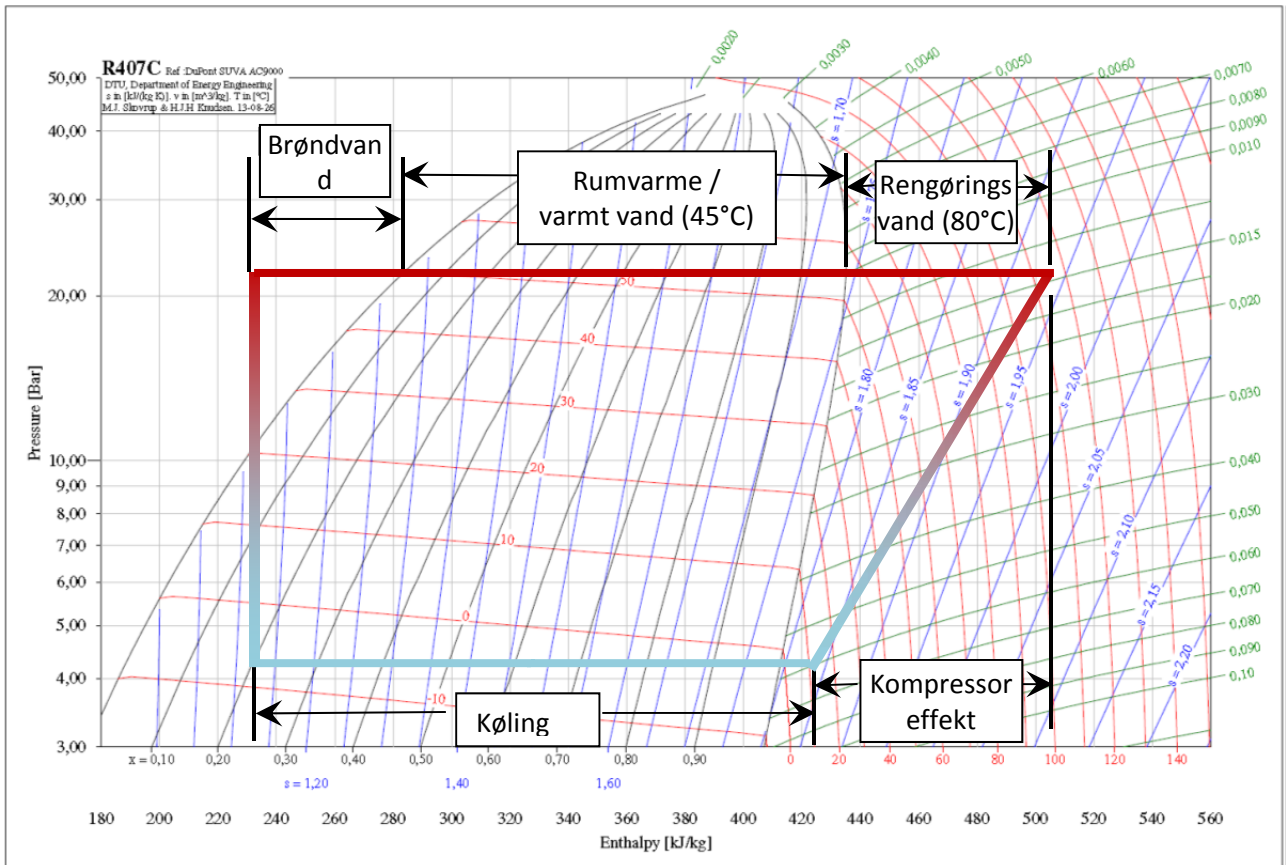
#### 4.5.1. Driftskondition 1: køling, rumvarme/varmt vand og rengøringsvand



Figur 8: Log(p)h diagram for driftskondition 1, standard system

Ser man på processen i Figur 8, hvor der er behov for både køling, rumvarme/varmt vand og rengøringsvand, kunne man forestille sig en optimeret proces, hvor man splitter varmevekslingen på den varme side op i flere delelementer. Selve kondenseringsprocessen, der foregår i en kondensator ved tilnærmelsesvis konstant temperatur, kan anvendes til rumvarme og varmt vand ved ca. 45°C. Det varmere rengøringsvand (80°C) kan laves ved hjælp af en såkaldt overhedningsfjerner, hvilket vil sige en varmeveksler, der udnytter den varme overhedede gas fra kompressoren til at opvarme vandet fra ca. 45°C til 80°C. Da det kolde vand fra brønden har en temperatur på typisk 5–10°C, hvilket er betydeligt lavere end kondenseringstemperaturen, kan vandet udnyttes til at forvarme vandet ved at underkøle kølemiddelvæsken i en underkøler.

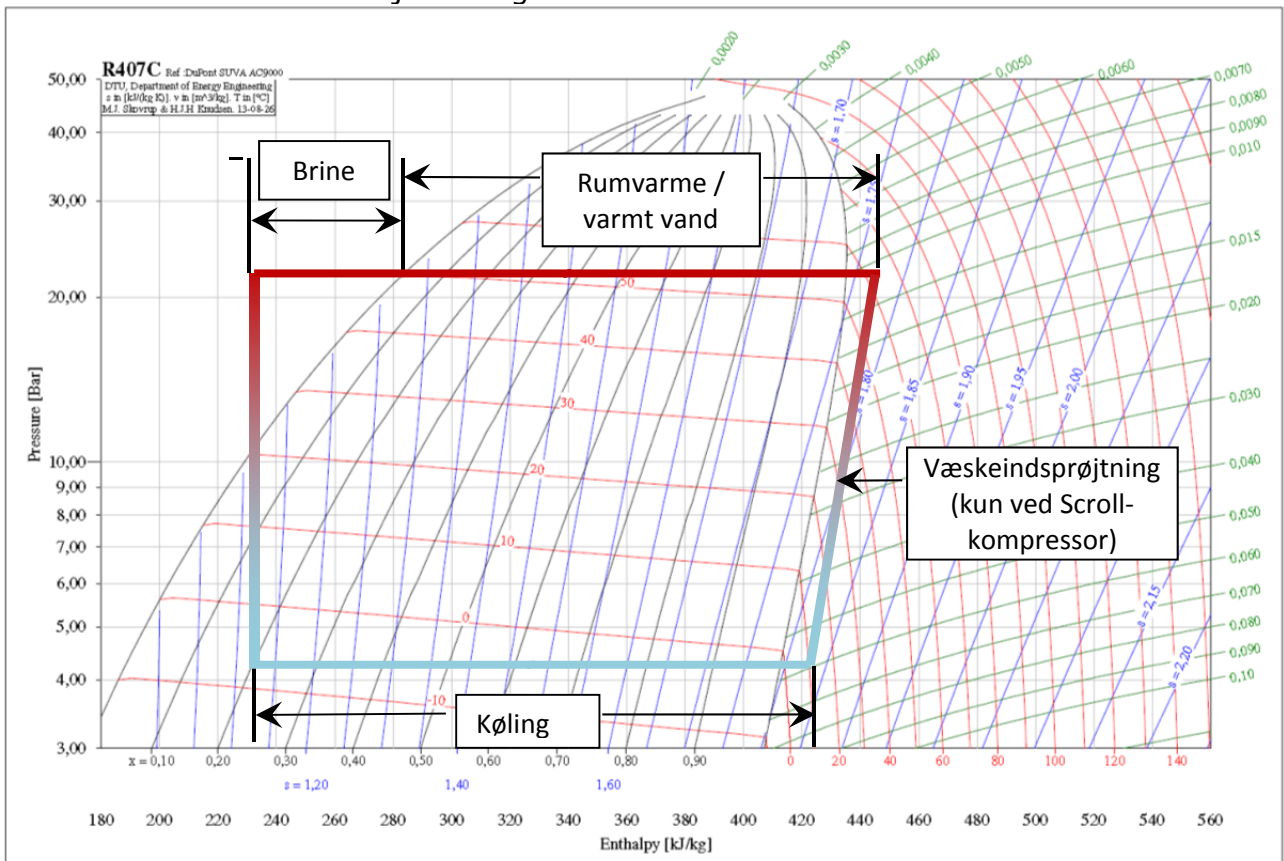
Denne optimerede proces er vist i Figur 9, og som det ses af diagrammet, får man derved en højere køleeffekt, selvom kompressoreffekten er den samme; med andre ord får man en mere effektiv proces. Samtidigt undgår man helt eller delvist at bruge det elektriske varmelegeme til produktion af rengøringsvand. Da varmepumpeprocessen typisk kan have en effektfaktor på 3–4, spares der dermed i bedste fald mellem 2/3 og 3/4 af elforbruget til opvarmning af rengøringsvand til 80°C. Det optimerede system kræver til gengæld tre varmevekslere på vandsiden; overhedningsfjerner, kondensator og underkøler.



Figur 9: Log(p),h diagram for driftskondition 1, optimeret system

## 4.5.2. Driftskondition 2: køling og rumvarme/varmt vand

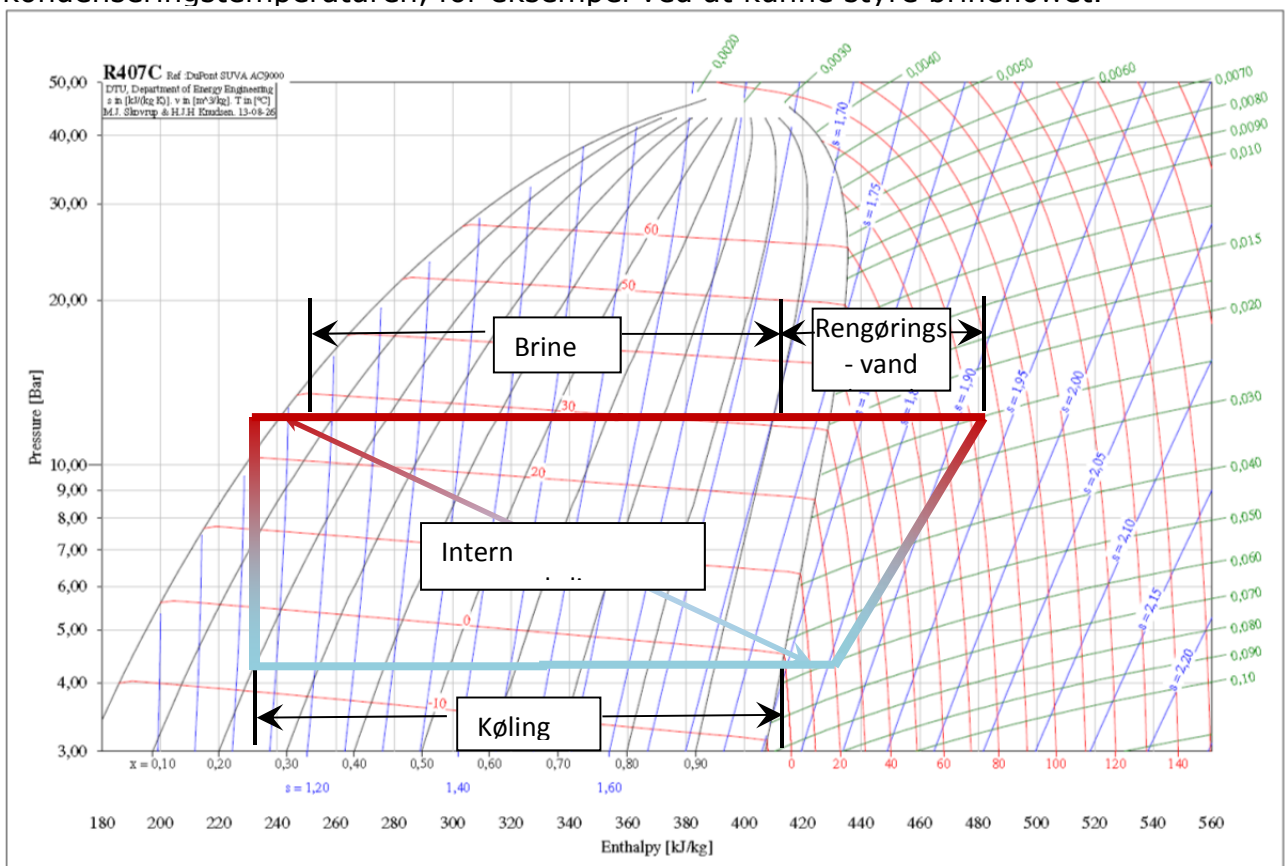
I driftskondition 2 er der ikke noget behov for rengøringsvand (80°C), men stadig et behov for rumvarme. En optimeret proces kunne se ud som vist i Figur 10. Såfremt der anvendes en scroll-kompressor, kan man ved hjælp af væskeindsprøjtning i kompressionsprocessen opnå en lavere gastemperatur og dermed også et lavere effektforbrug på kompressoren. Kompressorens effektforbrug kan dog ikke aflæses direkte af diagrammet. Afkøling af den varme væske fra kondensatoren kan i dette tilfælde ske med brine fra jordslangen.



Figur 10: Log(p),h diagram for driftskondition 2, optimeret system

### 4.5.3. Driftskondition 3: køling og rengøringsvand

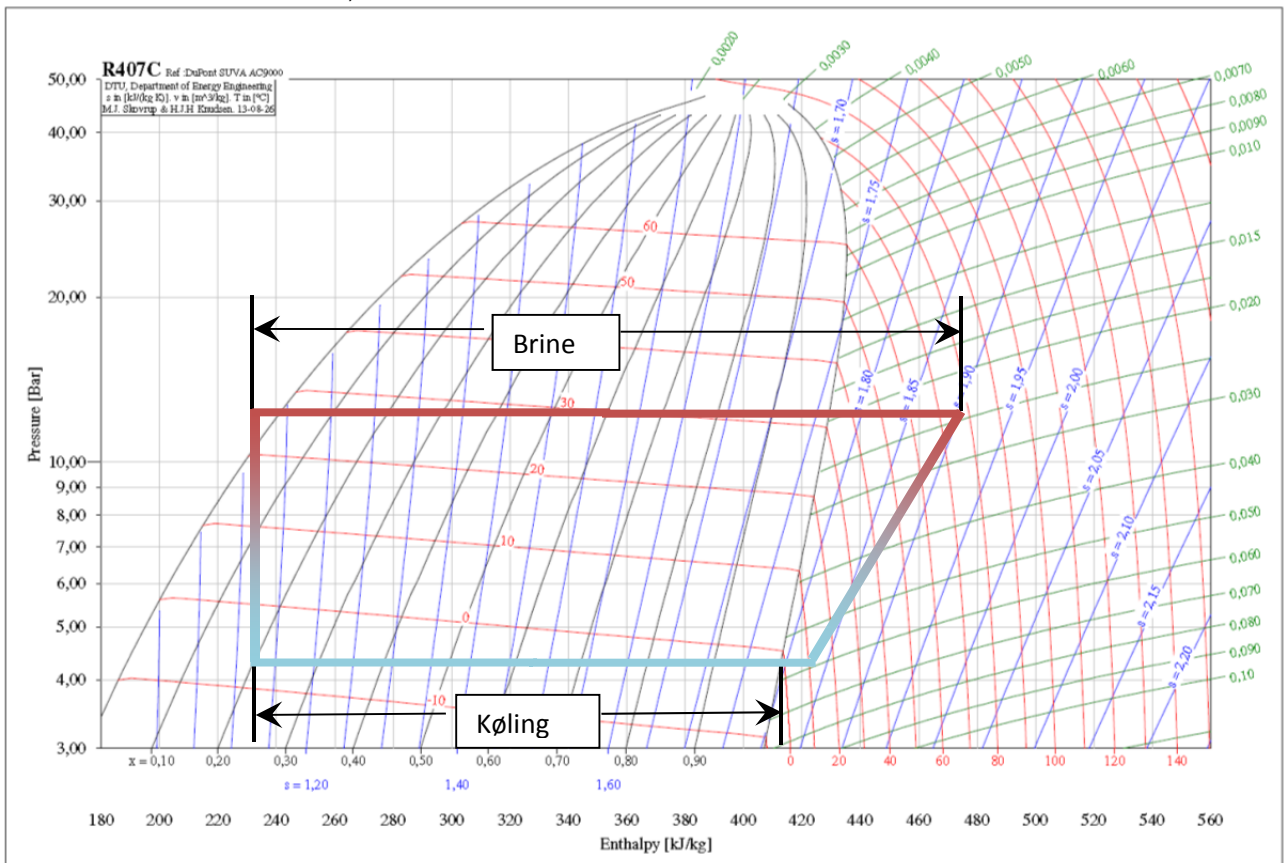
Ved driftskondition 3 er der ikke noget behov for rumvarme. Da størrelsen af opvarmningsbehovet for rumvarme normalt er meget større end behovet for opvarmning af rengøringsvandet, ville det være bedst at sænke kondenseringstemperaturen ved at køle med brine fra jordslangen. Herved spares der på effektoptag til kompressoren, og der opvarmes ikke vand i varmtvandsbeholderen. Det kan dog være svært at opnå en tilstrækkeligt høj trykgastemperatur fra kompressoren for at dække behovet for rengøringsvand ved ca. 80°C. Dette kan løses ved at vælge en lidt højere kondenseringstemperatur end egentligt nødvendigt ud fra et kompromis mellem ekstra effektoptag i kompressoren og besparelse af effekt til el-spiralen. Trykrørstemperaturen kan yderligere hæves ved at overhede sugegassen inden den kommer ind i kompressoren ved at varmeveksle med den lunkne væske fra kompressoren igennem en intern sugegasvarmeveksler. Dermed introduceres endnu en varmeveksler, og der kræves en mulighed for at styre kondenseringstemperaturen, for eksempel ved at kunne styre brineflowet.



Figur 11: Log(p),h diagram for driftskondition 3, optimeret system

#### 4.5.4. Driftskondition 4: køling

I driftskondition 4 er der udelukkende et kølebehov og ikke nogen form for varmebehov. Man kan derfor vælge at køle kondensatoren med brine, og holde den lavest mulige kondenseringstemperatur. Kondenseringstemperaturen kan normalt ikke sænkes helt ned til omkring brine temperaturen af hensyn til andre funktionskrav for kompressoren og termoventilen. Diagrammet i figur 12 ligner i høj grad driftskondition 3, bortset fra at den interne varmeveksling ikke er nødvendig, og at al varmen ville blive overført til brinen.



Figur 12: Log(p),h diagram for driftskondition 4, optimeret system

## 5. Forbedringspotentialer for og krav til mælkekøle-/varmepumper

Som beskrevet i det foregående kapitel findes der forskellige måder til at forbedre energieffektiviteten af systemet. Det kan gøres både ved at vælge energieffektive komponenter, optimere systemets opbygning og styre systemet optimalt.

Samtidigt skal systemet være robust og enkelt i betjening for landmanden. Det er selvsagt, at det primære formål med systemet er at køle mælken umiddelbart efter malkningen. I mange tilfælde vælger man endda at have et backup kølesystem. Den daglige drift af anlægget skal helst foregå automatisk, og behovet for vedligehold skal være minimal eller således at det ikke forstyrrer den normale mælkeproduktion. De øvrige delsystemer er i princippet mulige tilvalg, som kan vise sig at være rentable for den enkelte landmand under bestemte forudsætninger.

Et optimalt køle-/varmepumpesystem skal kunne dække hele køle- og varmebehovet, og det skal samtidigt leve op til kravene om robusthed og funktionalitet. Der skal være en fornuftig sammenhæng mellem den ekstra investeringsomkostning, som et optimeret system kræver, og den forbedrede driftsøkonomi, som det resulterer i. Dette kommer til udtryk i en tilbagebetalingstid for den ekstra omkostning, som helst ikke skal være for lang for at være rentabel.

De tekniske krav til det optimale anlæg kan dermed prioriteres. Anlægget skal:

1. Dække mælkekølebehovet
2. Være robust, pålideligt og nemt at håndtere
3. Dække varmebehovet til rumvarme og delvist dække varmebehovet til varmt vand (45°C) og rengøringsvand (80°C)
4. Have et lavt energiforbrug – varmeprisen konkurrerer med alternative opvarmningsformer
5. Udnytte mest muligt overskudsvarme – maksimal samproduktion af kulde og varme.

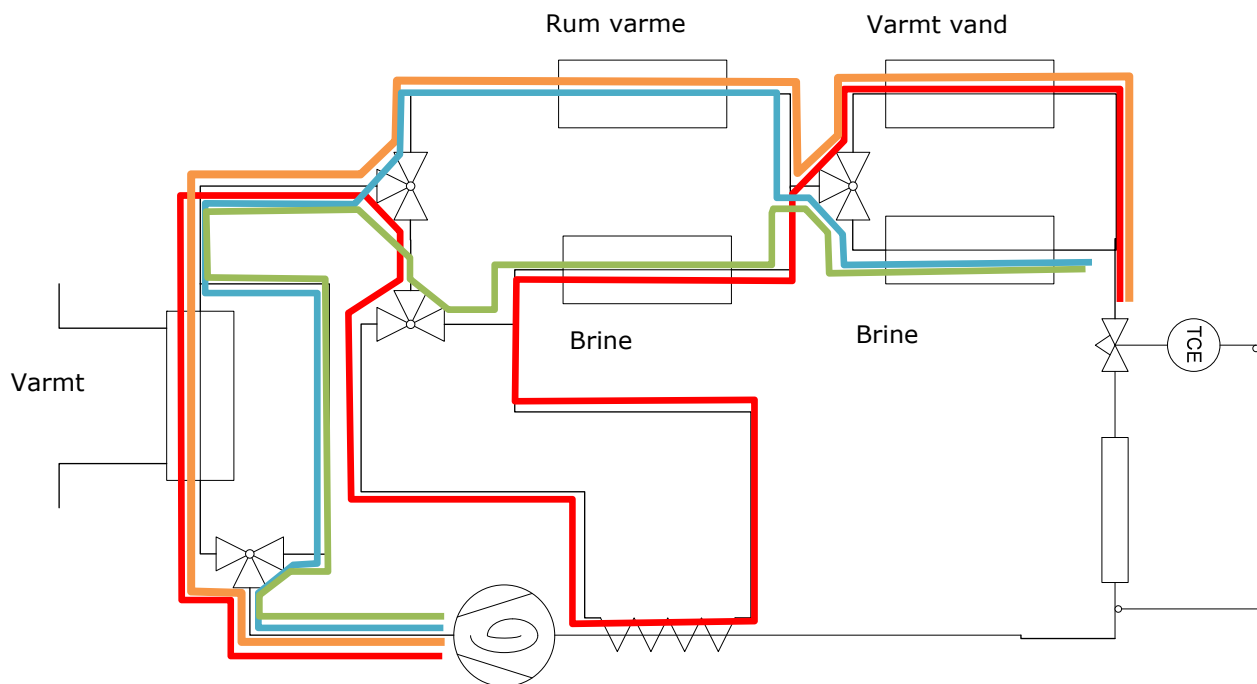
Vi kan i princippet gå ud fra, at de typiske køle-/varmepumpe anlæg til mælkekøling, som er installeret ved bedrifterne, dækker de første tre krav.

Optimeringspotentialerne går derfor primært ud på at opfylde de sidste to krav og at maksimere dækningen af varmebehovet til varmt vand og rengøringsvand.

## 6. Anlægsopbygning, ideel udgave

Dette kapitel ser på en optimal anlægsopbygning, som kan operere under alle de førnævnte driftskonditioner. Optimeringen fokuserer på udnyttelsen af mest mulig overskudsvarme og dækning af varmebehovet til varmt vand og rengøringsvand mest muligt.

Såfremt man skal opfylde alle krav og ønsker at indbygge alle valgmulighederne i selve kølekredsen, så får man et relativt kompliceret system. Figur 13 viser en kølekreds, hvor kølemiddelstrømmen er vist med forskellig farve for de forskellige processer. Systemet ender således op med hele seks varmevekslere på den varme side, ud over fordamperen (kold side) og fire 3-vejsventiler.



Figur 13: Det optimale anlæg – driftskonditioner styres på kølemiddelsiden

De fire driftskonditioner med tilhørende forløb af kølemiddelstrøm er:

1. Køling, rumvarme/varmt vand og rengøringsvand (80°C).

Høj kondenseringstemperatur ( — )

2. Køling, rumvarme/varmt vand, ingen rengøringsvand (80°C). Væskeindsprøjtning.

Høj kondenseringstemperatur ( — )

3. Køling, rengøringsvand (80°C), ingen rumvarme/varmt vand.

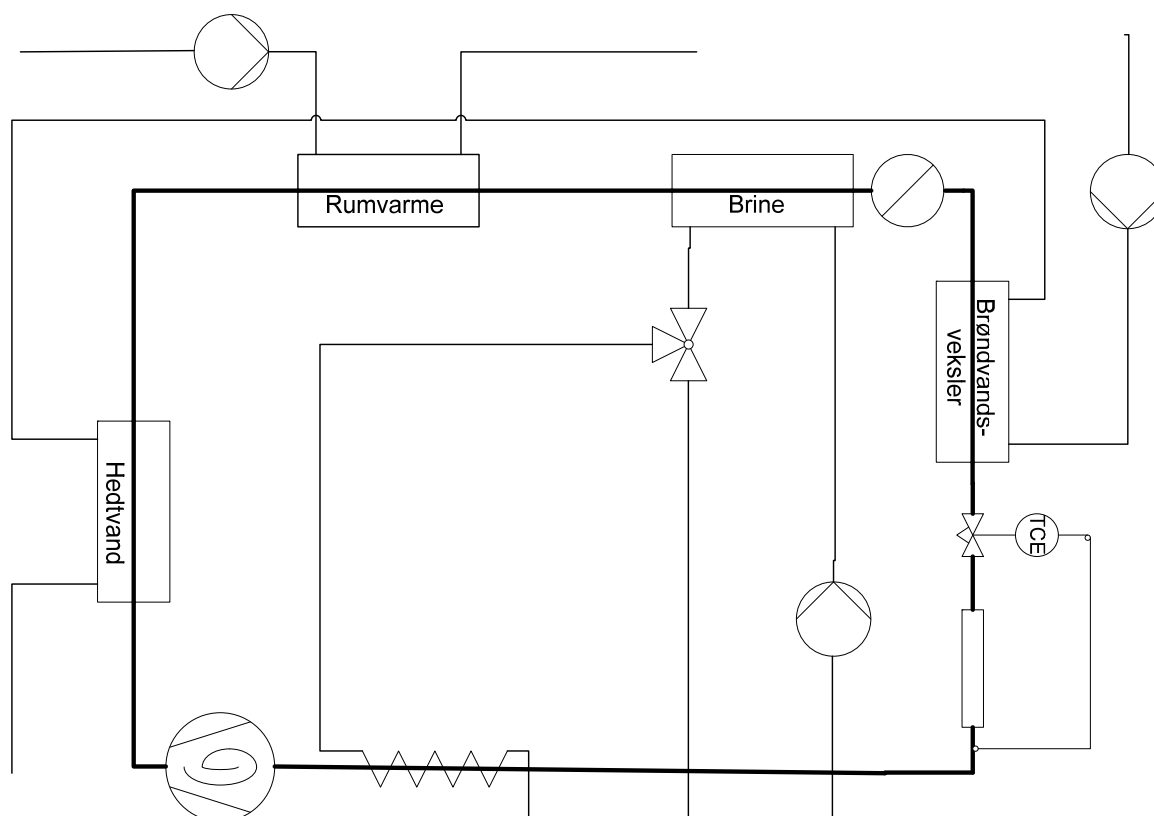
Medium kondenseringstemperatur ( — )

4. Køling, ingen varme.

Lav kondenseringstemperatur ( — )

Hele systemet kan dog simplificeres en del, hvis man også udnytter, at vandkredsen har to pumper, der cirkulerer vand gennem varmevekslerne for henholdsvis rumvarme og hedtvand. Ligeledes har brinekredsen naturligvis en pumpe tilknyttet. I stedet for at køre kølemidlet uden om en varmeveksler kan man nøjes med at slukke for vandkredsen for den pågældende varmeveksler. Når der ikke cirkuleres vand, vil der (efter kort tid) heller ikke foregå nogen varmeoverføring. Man kan med andre ord lave kredsen, så man altid kører kølemiddel igennem varmevekslerne, men styrer varmeoverføringen med pumperne på vandsiden.

Figur 14 viser et eksempel på en sådan opbygning, hvor kølemiddelkredsen er vist med fremhævet streg, mens vandkredsene er vist med en tynd streg. Der er nu kun én 3-vejsventil, som er placeret på vandsiden, og fem varmevekslere (ud over fordamperen).



Figur 14: Det optimale anlæg – driftskonditioner styres på vandsiden

Man kunne argumentere for at fjerne 3-vejsventilen og den tilhørende sugegasveksler, da disse komponenter kun bruges i driftskondition 3 (ingen rumvarme/varmt vand). Denne driftskondition må forventes at være ret sjældent forekommende, da de fleste kvægbrug har et stort forbrug af varmt rengøringsvand, og produktionen af dette burde kunne medføre en passende produktion af det varmere rengøringsvand, specielt hvis man har nogle passende buffertanke.



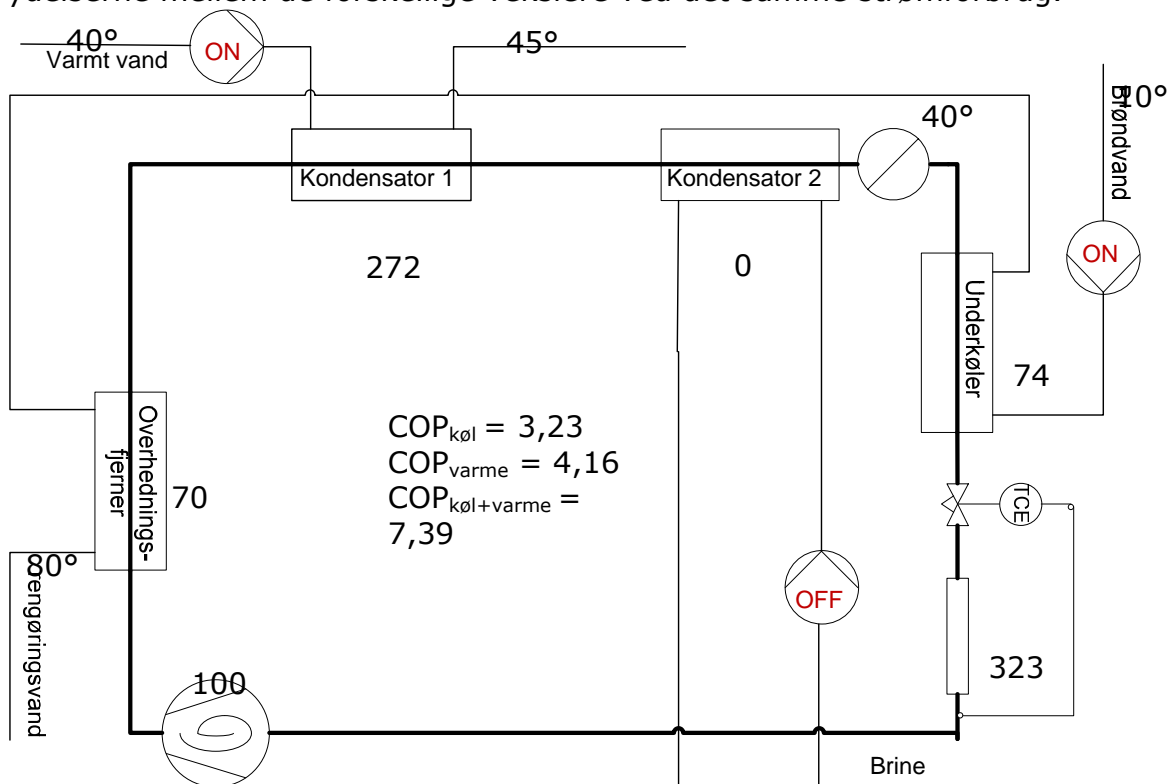
Det optimale system simplificeres derfor lidt i opbygningen og indeholder nu:  
 Fire varmevekslere på den varme side

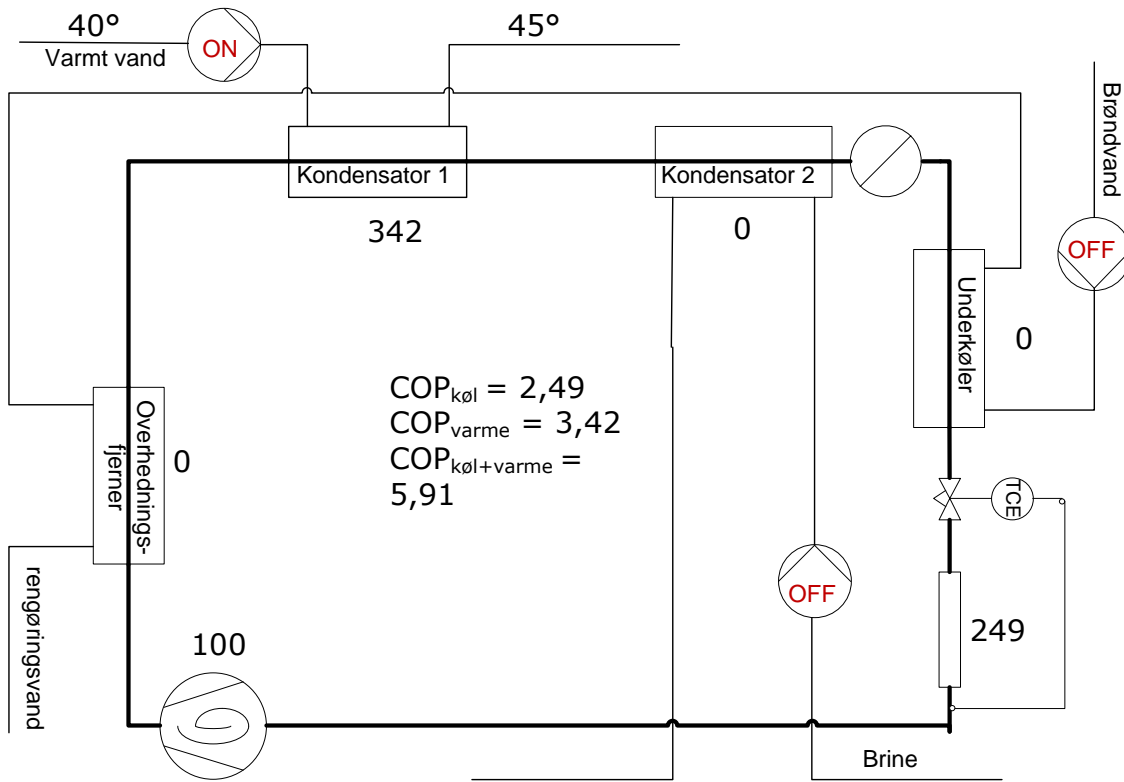
- Overhedningsfjerner til opvarmning af rengøringsvand til 80°C
- Kondensator til opvarmning af vand til rumvarme/varmt vand
- Kondensator til opvarmning af brine
- Underkøler til forvarmning af brøndvand

Tre pumper til vand og brine

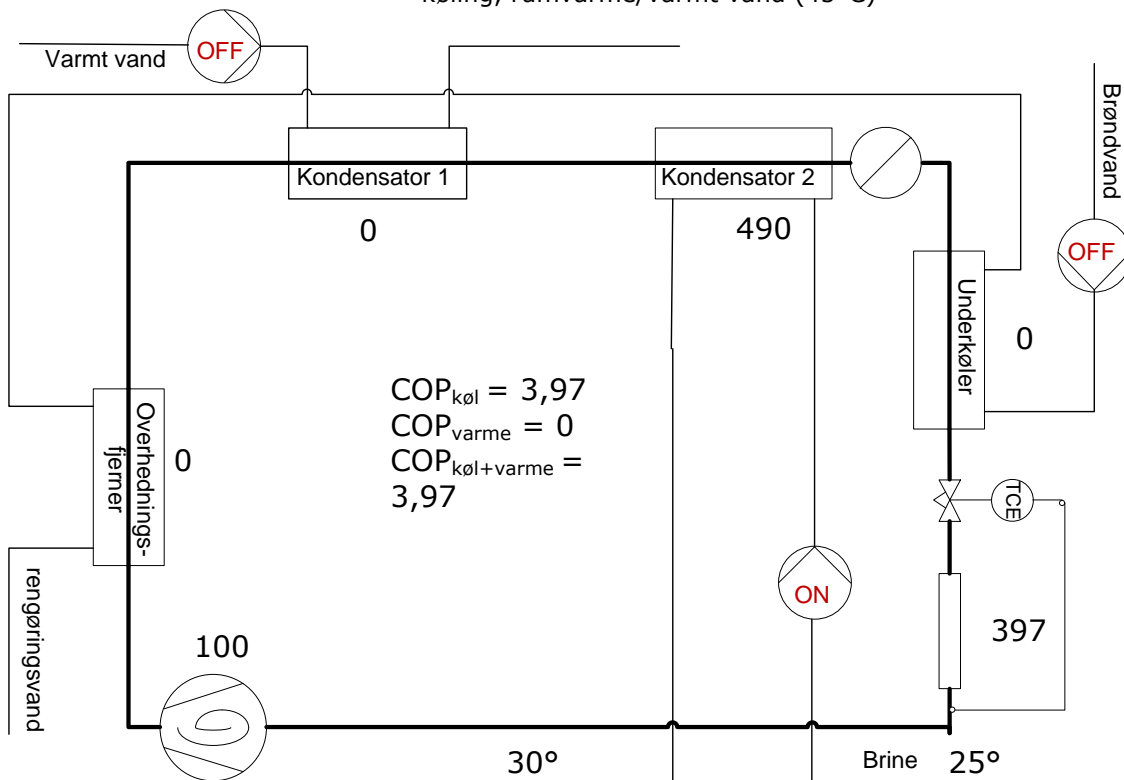
- Pumpe til cirkulation af rengøringsvand igennem underkøler og overhedningsfjerner
- Pumpe til cirkulation af varmt vand igennem kondensator 1
- Pumpe til cirkulation af brine igennem kondensator 2

Hermed kan man illustrere de tre typiske driftskonditioner for det simplificerede system ved at definere, hvilke pumper der skal køre eller ej. Dette er illustreret i de følgende tre figurer. Tallene ved vekslerne angiver ydelserne, relativt i forhold til kompressoreffekten (100 %). Således får man nemt et overblik over forholdene i ydelserne mellem de forskellige vekslere ved det samme strømforbrug.





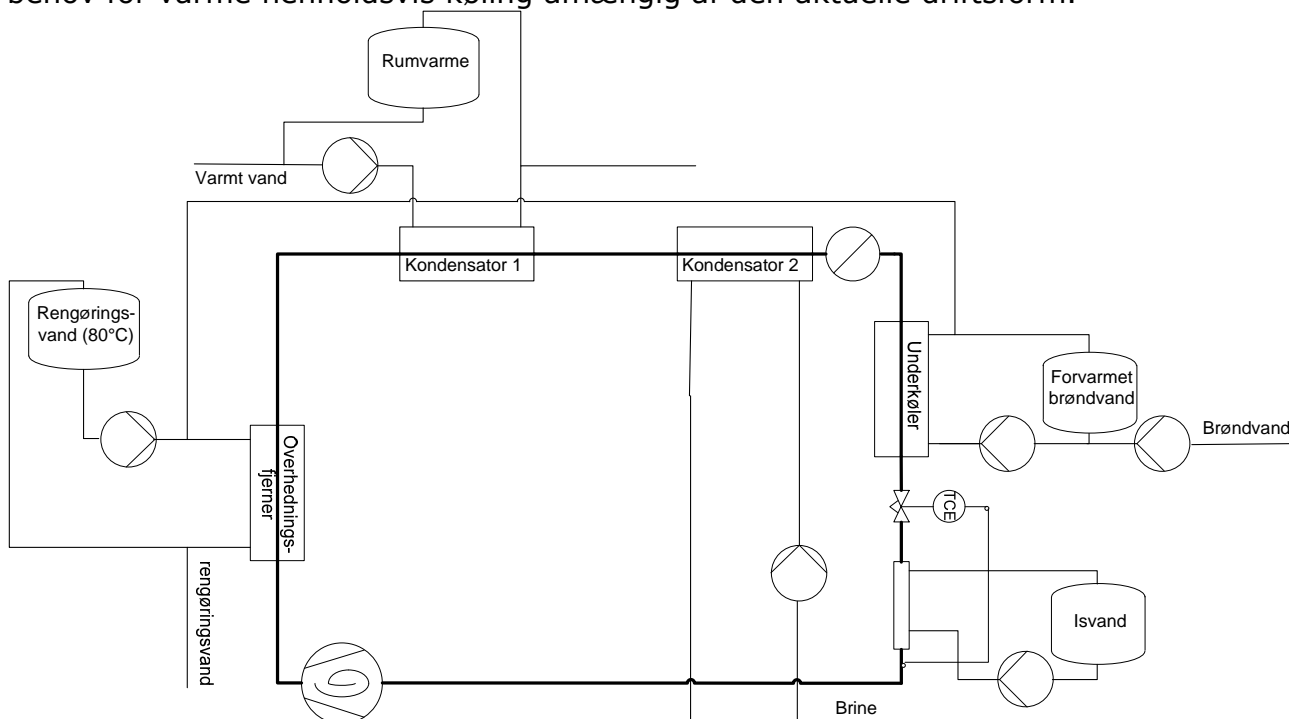
Figur 16: Det simplificerede optimale anlæg – driftskondition 2: køling, rumvarme/varmt vand (45°C)



Figur 17: Det simplificerede optimale anlæg – driftskondition 4: køling

Det ses tydeligt af Figur 15, ved sammenligning med Figur 16 og Figur 17 at den bedste COP for både køling og opvarmning opnås hvor al varme, inklusive underkøling af kølemidlet, udnyttes.

Det optimale anlæg, som det er beskrevet ovenfor, kan dække køle- og varmebehovet med lavt energiforbrug og udnytte energien i kølemidlet maksimalt. Dette forudsætter dog samtidighed mellem kulde- og varmebehov. For at sikre at det optimale system kan udnytte mest mulig overskudsvarme i praksis, kan det derfor være nødvendigt at indbygge en passende buffer eller tillade svingninger i rumtemperaturen, således at bygningen, som modtager varmen selv fungerer som termisk lager. Anlægget vil derved kunne køre med maksimal samproduktion af kulde og varme, og brugen af jordslangerne kan minimeres. Figur 18 viser opbygningen af et system med buffertanke. Der cirkuleres vand igennem buffertankene og derved oplades den varme henholdsvis kolde, når køle-/varmepumpen kører de i perioder, hvor der ikke er et behov for varme henholdsvis køling afhængig af den aktuelle driftsform.



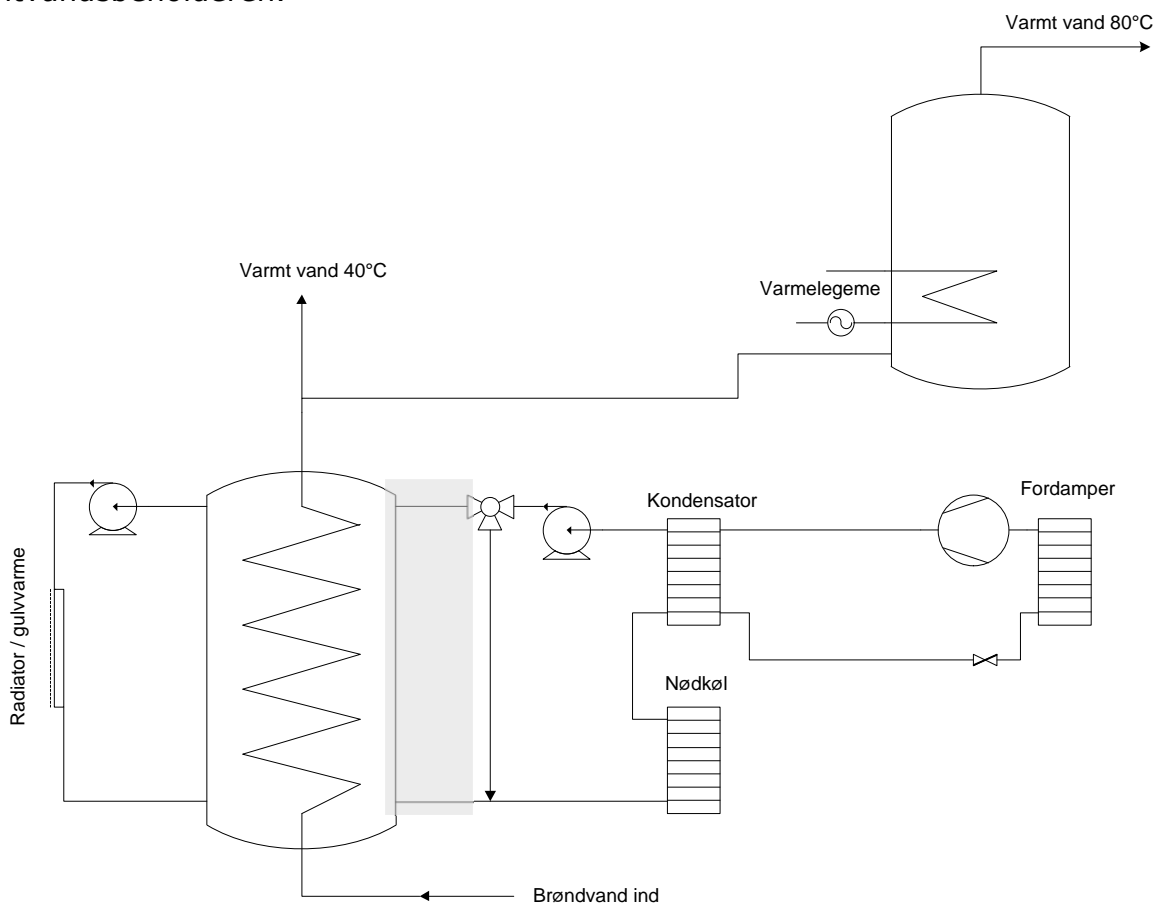
Figur 18: Det simplificerede optimale anlæg med indbyggede kulde- og varmelagre

## 7. Optimeringsmuligheder for et typisk standard anlæg

Optimeringsmulighederne, som de blev gennemgået i det foregående kapitel, tager udgangspunkt i design af et nyt anlæg. Dette kapitel ser på mulighederne for optimering af et eksisterende anlæg, som det blev beskrevet i kapitel 4. I afsnit 4.4 blev optimeringsmuligheder for det typiske anlæg allerede nævnt og i dette kapitel vises udformning af disse forbedringer.

### 7.1. Sænkning af kondenseringstemperatur ved nødkøl-drift

Ved drift med kølebehov uden samtidig varmebehov afleveres energien til jordslangerne. I standard anlægget foregår det ved den samme høje kondenseringstemperatur, som når der produceres brugbar varme. Dette kan nemt løses med en 3-vejs ventil på vandsiden, og løsningen er vist i figur 19. Når der ikke er varmebehov, åbner 3-vejs ventilen og leder vandet uden om varmtvandsbeholderen. Kondenseringstemperaturen kan dermed sænkes, da vandet igennem nødkøl-veksleren og kondensatoren ikke længere opvarmes i varmtvandsbeholderen.



Figur 19: Sænkning af kondenseringstemperatur med 3-vejs ventil

## 7.2. Maksimere samtidighed af kulde- og varmeproduktion

Når vi skal maksimere samtidighed af kulde- og varmeproduktion, skal styringen på en måde sikre, at køle- og varmeproduktion så vidt muligt sker samtidigt. Jordslangen bruges derved mindst muligt til enten at hente energi til opvarmning eller aflevere fra køling. Som det er vist i afsnit 4.3 kan man simulere den optimale driftsstrategi. En sådan simulering kan anvendes til at optimere dimensionering af varmepumpens og køle- og varmelagerets størrelser. Selve styringen af anlægget kan ikke forudse, hvilke behov der vil være i fremtiden og skal derfor basere driften på de aktuelle tilstande.

Behovet til køling, varmt brugsvand og rengøringsvand til processen varierer forholdsvis lidt hen over året og har også en meget jævn cyklus hen over dagen. Kølebehovet er lidt højere om sommeren på grund af den lidt mindre køleeffekt fra for-køling med brøndvandet, som kommer op med en lidt højere temperatur om sommeren end om vinteren. Desuden vil varmeindfald være lidt højere om sommeren.

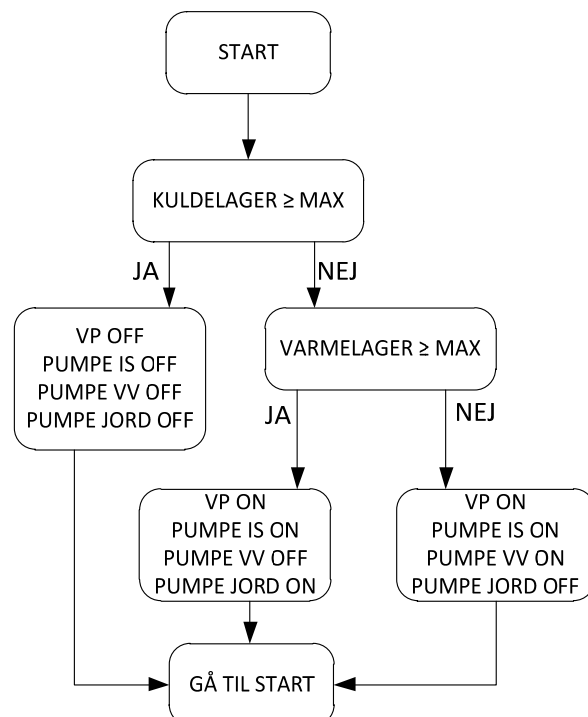
Varmebehov til rumvarme varierer derimod meget med sæsonen og vejrforholdene. Der er derfor stor forskel i varmebehov om sommeren, vinteren og derimellem.

Afhængigt af bedriftens størrelse og stuehusets varmeforbrug kan varmebehovet til rumvarme om vinteren overgå kuldebehovet og dermed være den styrende faktor. Der kan derfor skitseres tre scenarier til styring af køle- og varmeproduktion, hvor styring af varmepumpen samt vand og brine pumper afhænger af fyldningsgraden af varme- og kuldagerne. Ved et køle- og/eller varmebehov tappes der varme eller kulde fra lagerne. Fyldningsgraden vil derfor ændres sig, som styringen så kan agere på.

### 7.2.1. Meget lille varmebehov - væsentligt mindre end overskudsvarme fra kuldeproduktion

Denne situation vil typisk opstå om sommeren, når der ikke er behov for rumvarme. Denne situation vil man også se ved meget store bedrifter, hvor behovet for rumvarme er meget lille i forhold til den overskudsvarme, som opstår i forbindelse med mælkekøling. Da det samlede varmebehov er meget mindre end den varme, som anlægget producerer, når der laves kulde, skal al produktion af varmt brugsvand og evt. rengøringsvand foregå, når der produceres kulde. Styringen sikrer, at produktion af varme med energi fra jordslangerne helt undgås. Et overskud af kuldebehov dækkes her ved at lede varmen til jordslangen.

Figur 20: Styringsstrategi ved et meget lille varmebehov

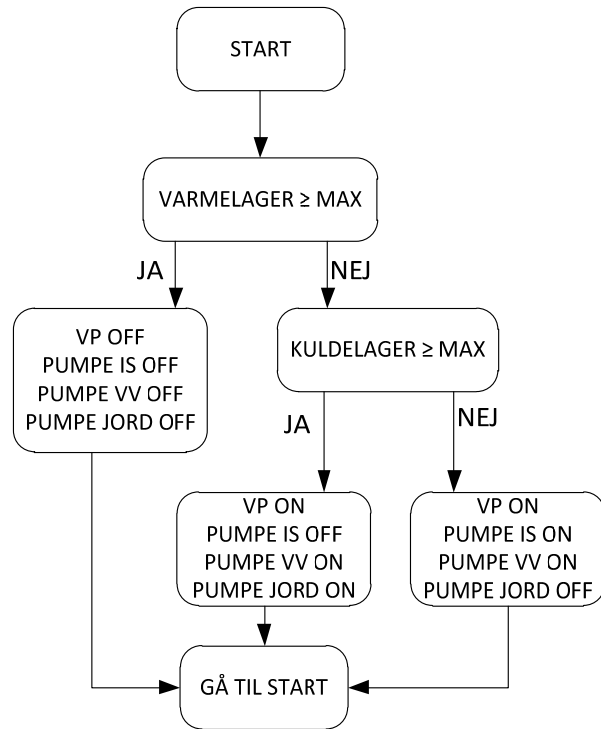


### 7.2.2. Meget stort varmebehov

## – væsentligt mere end overskudsvarme fra kuldeproduktion

Denne situation vil kunne opstå om vinteren ved mindre bedrifter. Da det samlede varmebehov er større end den varme, som anlægget producerer, når der laves kulde, skal al produktion af isvand foregå, når der produceres varme. Styringen sikrer, at produktion af kulde helt undgås ved at aflevere energi til jordslangen. Et overskud af varmebehov dækkes her ved at trække energien ud af jordslangen.

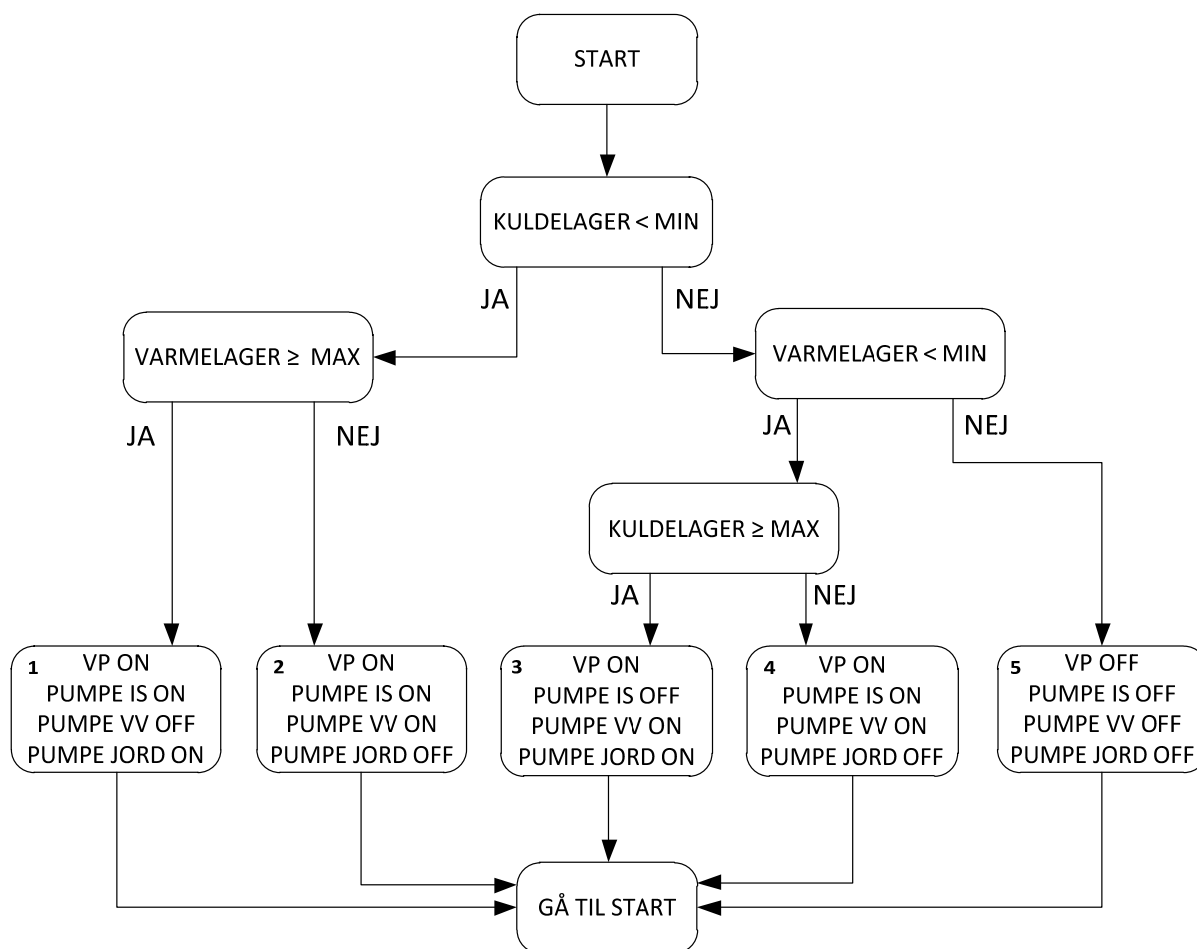
Figur 21: Styringsstrategi ved et meget stort varmebehov



### 7.2.3. Varmebehov i størrelsesordenen med overskudsvarmeproduktion

Denne situation vil opstå i perioder med stor variation i varmebehov, typisk forår/efterår eller om vinteren, ved relativt store besætninger eller mindre stuehuse. Styringen kan nu ikke være enten efter køle- eller varmebehov alene, men skal tage hensyn til begge behov samtidigt. Lagertankene på begge sider (kold og varm) skal bruges til at lagre varmen, når der produceres kulde og omvendt til at lagre kulde, når der produceres varme. Køle-/varmepumpeanlægget skal derfor ikke køre helt indtil ét af lagerne er fyldt, da der derfor ikke er plads til at afsætte mere energi i det fyldte lager. For eksempel kan varmelageret være fyldt op, og hvis der efterfølgende er et stort kølebehov, men endnu ingen varmebehov, skal anlægget køre, imens varmen ledes i jordslangen.

Styringen skal bruge kapacitet i begge lagre ved at lade et lager op til et bestemt minimumsniveau, samtidigt med at der er plads i det andet lager. Et minimumsniveau (ikke er helt tomt) i lagerne skal sikre, at der altid direkte kan dækkes et minimum behov. Den øvre grænse for lagerne svarer selvfølgelig til helt fyldt. Kun i den situation hvor et af lagrene er fyldt, mens det andet er under minimumsniveau, skal jordslangen bruges. Der vil være en indkøringstid af anlægget, hvor det optimale minimumsniveau for lagerne skal findes for den pågældende bedrift, og der kan være behov for at disse niveauer skal variere hen over sæsonen.



Figur 22: Styringsstrategi ved nogenlunde ens varme- og kuldebehov

Denne styringsstrategi kan blive til én af de første to strategier ved at sætte minimumsniveauet lig med maksimumsniveauet for henholdsvis kulde- og varmelager. Hvis minimumsniveauet for kuldageret sættes til maksimum værdi, så svarer det til situation nr. 1 (meget lille varmebehov). Hvis minimumsniveauet for varmelageret sættes til maksimum værdi, så svarer det til situation nr. 2 (meget stort varmebehov).

Som det ses af figur 22, slukker styringen for varmepumpen (boks nr. 5), når begge lagere er over deres minimumsniveau, og varmepumpen kører kun, når ét af lagere kommer under minimumsniveau.

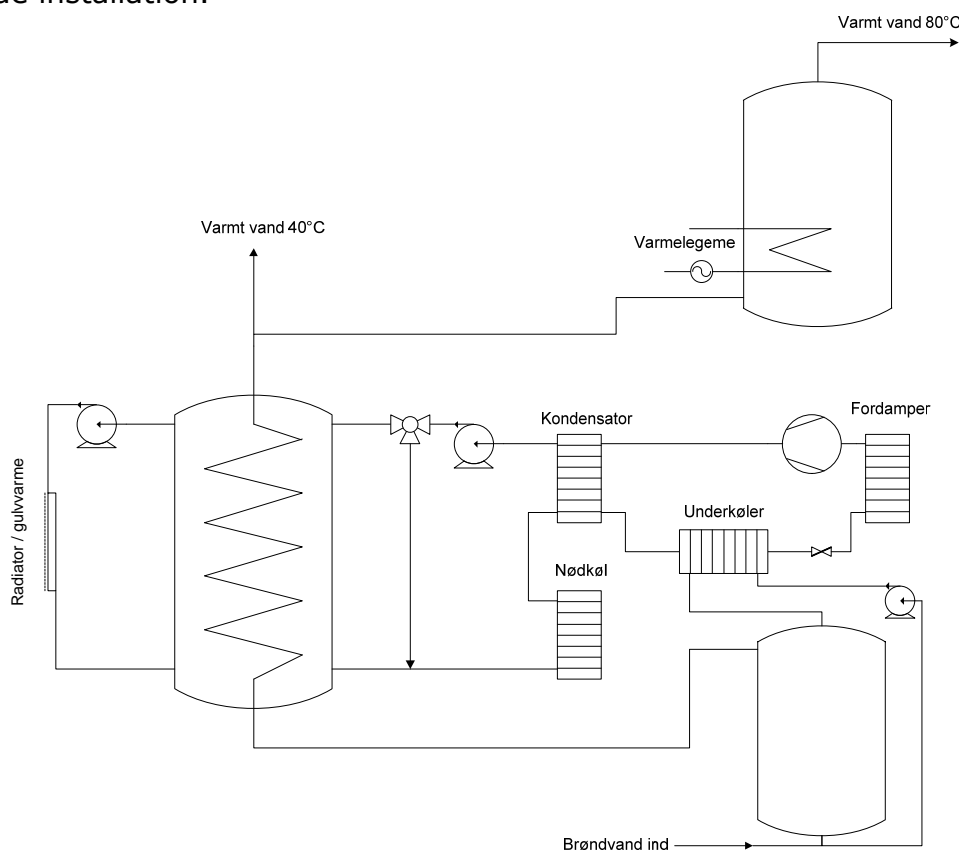
Valg af minimumsniveauet for begge lagere kommer an på størrelsen af lagere, og hvilken effekt der under alle omstændigheder skal kunne leveres både på den kolde og den varme side. På den varme side er der ofte en alternativ varmeproduktionsmulighed, for eksempel ved hjælp af elvarme, og på den kolde side har man ikke nødvendigvis samme backup kapacitet. Størrelsen på varmelagerne på kold og varm side er normalt ret forskellig. Eksempelvis har vi ved anlægget fra Aage Lund en isbank med en kapacitet på ca. 90 kWh, mens varmtvandsbeholderen har en kapacitet svarende til ca. 20 kWh. Hertil kommer det, at køle-/varmepumpen har en større varmeeffekt end køleeffekt.

Man kan heller ikke altid regne med at kunne måle lagerfyldningsgraden meget præcist. Da den primære opgaven er at køle mælken, bør man regne ud, hvor stor kølebehovet er for hver mælkekølecyklus, og hvor stor en isbank der kræves for at dække det, når køleanlægget kan være i drift samtidigt. Hvis ens isbank er betydeligt større end nødvendigt, kan man sætte minimumsniveauet derefter. På isbanken er der typisk monteret en sensor, der indikerer, når isbanken er fyldt. Der kan monteres en tilsvarende sensor, som indikerer, når isbanken er halv fyldt (eller den fyldningsgrad som nu findes passende som minimumsniveau).

Da varmelageret typisk er meget mindre, kunne man montere en temperatursensor på halv højde i beholderen, forudsat at beholderen fungerer efter lagdelingsprincippet, og der er studs til montering af en sensor.

### 7.3. Underkøling af kølemiddelvæske ved forvarmning af brøndvand

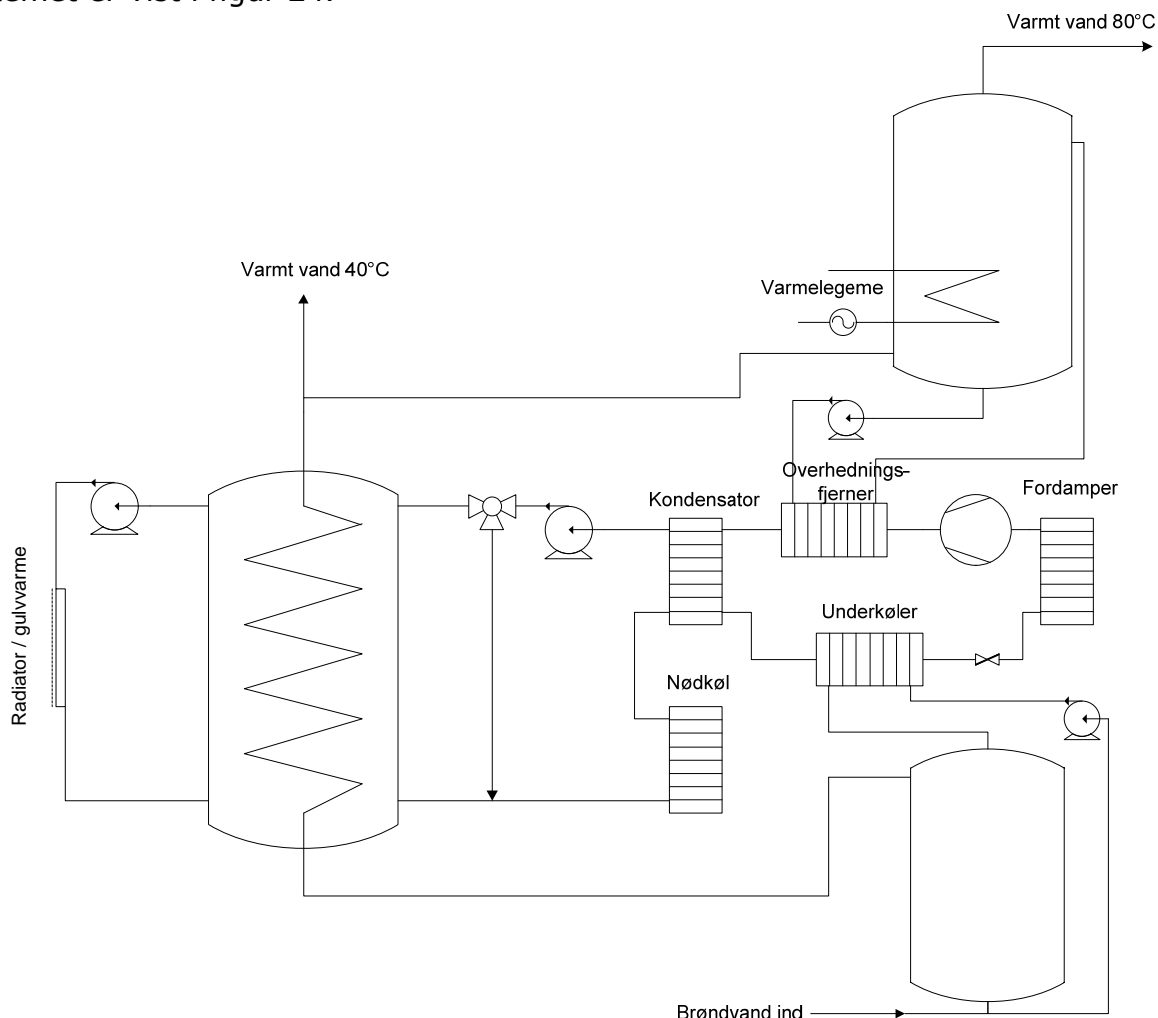
Kølemiddelvæsken er normalt stadigvæk varm, når den løber ud af kondensatoren, og dette kan udnyttes til at forvarme det kolde brøndvand. Den underkølede væske vil også øge kapaciteten i fordamperen ved uændret strømforbrug, og energiforbruget til køling vil dermed også kunne reduceres. Da det skal være muligt at opvarme vandet, selvom der ikke tappes vand, skal underkøleren kombineres med en ekstra beholder og pumpe, som vist i figur 23. Denne løsning kræver et ret omfattende indgreb i den eksisterende installation.



Figur 23: Øget køle- og varmeeffekt ved at udnytte underkøling til opvarmning af brøndvand



Udnyttelse af overhedningsvarme til produktion af meget varmt vand  
 Ved at udnytte den høje temperatur af kølemiddelgassen, når den kommer ud af kompressoren (typisk omkring 100°C) i en overhedningsfjerner, kan der opvarmes en vis mængde rengøringsvand til 80°C. Dette system bør også kombineres med en beholder. Til dette formål kan den eksisterende varmtvandsbeholder anvendes. Systemet er vist i figur 24.



Figur 24: Produktion af varmt vand (80°C) med overhedningsfjerner

#### 7.4. Evaluering af optimeringsmulighederne

De fire nævnte optimeringsmuligheder bidrager på forskellig vis til reduceret energiforbrug. De er ikke alle lige enkle at indføre og har ikke lige stor effekt. Den første mulighed til sænkning af kondenseringstemperatur kan etableres forholdsvis enkelt og er også blevet monteret på anlægget i den case, som vi her har taget udgangspunkt i. Ved målinger på anlægget med og uden sænkning af kondenseringstemperatur og efterfølgende analyse op mod data for den monterede kompressor (se bilag 5) vurderes det, at besparelsen på anlægget vil være ca. 40 %. Baseret på målinger af belastningen foretaget i april 2011 har kompressoren kørt 23 minutter per time i gennemsnit svarende til 38 % af tiden med en middel belastning svarende til 7 kW. Hvis man går ud fra, at varmepumpen ikke har kørt på jordslangerne i april måned, men alene produceret køling (ca. 5000 timers jordslange-drift på 6 år svarer til 10 % af tiden og derfor formentlig kun i de koldeste måneder november, december, januar, februar og marts) svarer denne belastning cirka til kølebelastningen over sommeren. Hvis vi regner det til seks måneder giver det  $6 \times 30 \times 24 \times 0,38 \times 7 = 11491$  kWh, hvoraf kan spares 40 % = 4596 kWh.

Den anden mulighed med forbedret styring kræver, at man kan måle beholdernes opladningsgrad. I isbanken kan man montere en ekstra sensor til måling af isopbygning, og i vandbeholderen kan man montere en ekstra temperatursensor (forudsat at der er en studs). Det eneste, der så kræves, er en opdatering af styringen. Afhængigt af den eksisterende løsning kan det kræve en hel ny styring eller bare en mindre ændring i programmet.

Optimering af anlæg ved at udnytte underkølings- og overhedningseffekt kræver større ændringer i opbygningen. Det kræver en ekstra veksler, indgreb i kølekreds og vandkreds samt en ekstra beholder eller erstatning af en eksisterende beholder. Anvendelse af overhedningsvarmen beskrives i næste afsnit, se eventuelt afsnit 8.4.6.

## 8. Forsøgsanlæg

### 8.1. Formål med forsøgsanlægget

Formålet med forsøgsanlægget er at demonstrere, at der kan laves 80°C (eller mere) vand ved hjælp af en overhedningsfjerner. Desuden skal det demonstreres, hvor nøjagtigt opladningsniveauet af varmtvandsbeholderen kan måles, og hvor godt lagdelingen fungerer ved opladning og aftapning. Ydelse af overhedningsfjerner i forhold til kondensatoren måles ved forskellige driftssituationer, hvor betegnelserne er de samme som beskrevet i afsnit 4.5:

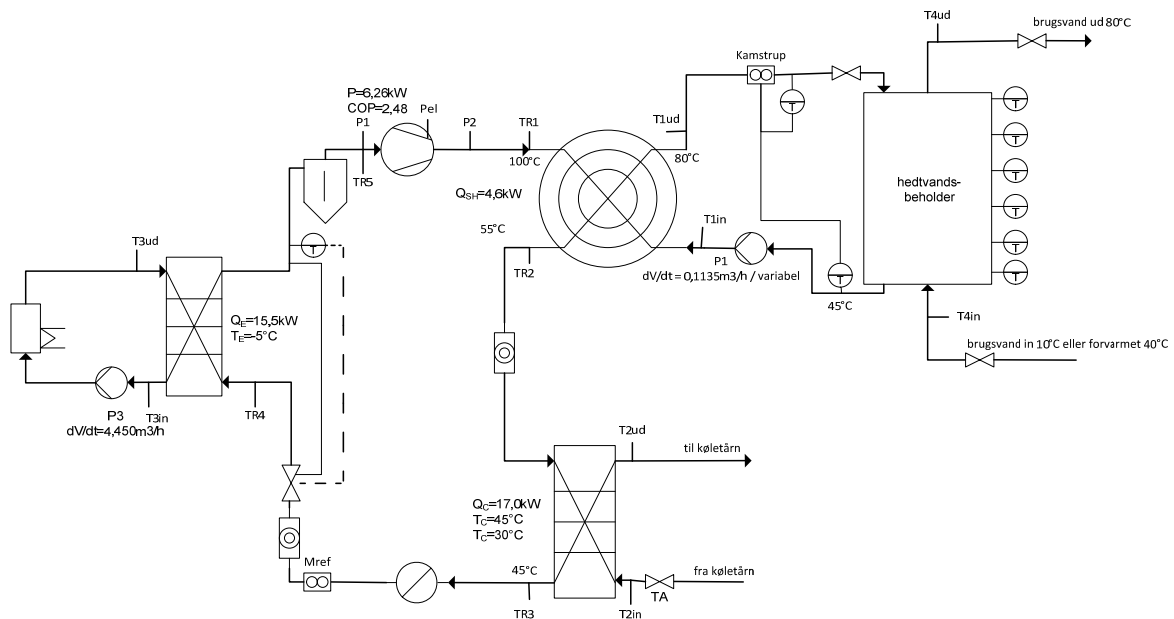
- Driftskondition 1: køling, rumvarme/varmt vand (45°C) og rengøringsvand (80°C)
- Driftskondition 3: køling og rengøringsvand (80°C)

I varmtvandsbeholderen monteres temperatursensorer i flere niveauer, så temperaturprofilen inde i beholderen kan måles, med lagdeling af det varme vand øverst og det koldere vand nederst.

Derudover skal der køres i længere tid med meget varmt vand i veksleren for at se følsomheden for tilkalkning.

### 8.2. Beskrivelse af anlægget

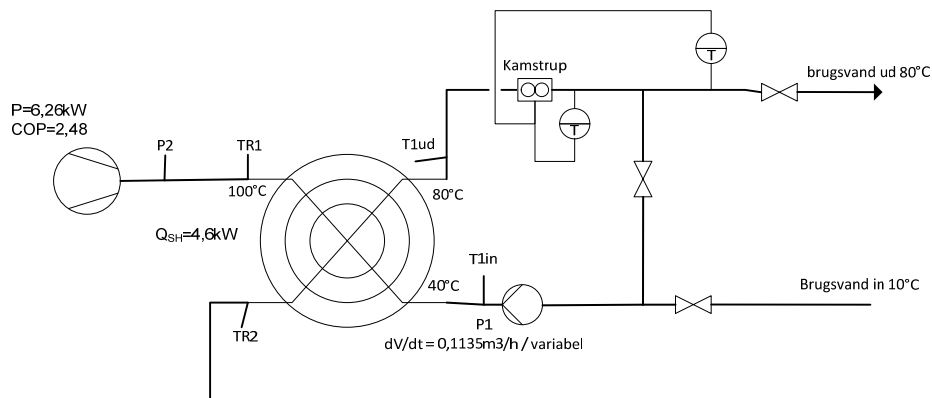
Forsøgsanlægget er opbygget med R407C som kølemiddel og er forbundet til laboratoriets kolde og varme vandkredse for at kunne styre vandtemperaturerne og dermed driftskonditionerne. En skitse af forsøgsanlægget er vist i figur 25.



Figur 25: Principskitse af forsøgsopstilling

På den kolde side simuleres køling af en isvandstank eller jordslanger, og fordampningstemperaturen holdes konstant på ca. -5°C. På den varme side kan anlægget køre efter de forskellige driftskonditioner, som ønskes testet ved at ændre på ventilindstillinger i vandkredsen. Der køres med høj kondenseringstemperatur, når

der simuleres opvarmning af varmt vand på ca. 45 °C, og der køres med lav kondenseringstemperatur, når der simuleres køling med jordslangen. I Figur 26 ses et udsnit af principskitzen i Figur 25. Figur 26 viser ombygningen for brugsvandskredsen og overhedningsveksleren for tilkalkningsforsøget. Ombygningen har til formål, at der konstant tilføres frisk brugsvand med et vist kalkindhold. Dette opnås ved at varmtvandsbeholderen fjernes, og brugsvandet forvarmes ved en blandesøjle, der blander det 80°C opvarmede vand med det 10°C kolde vand, så det forvarmes til omkring 40°C.



Figur 26: Principskitse af ombygning til tilkalkningsforsøg

### 8.3. Forsøgsplan

Der laves forsøg ved to forskellige driftskonditioner, hvor ydelserne på fordampner, kondensator og overhedningsfjerner samt strømforbrug af kompressor måles. Herudover måles de væsentlige temperaturniveauer og opvarmningsforløbet i varmtvandsbeholderen hen over tiden, både ved opladning og afladning. Konditionerne er beskrevet i det følgende, og betegnelserne refererer til figurerne 25 og 26.

#### 8.3.1. Driftskondition 1 køling, 45°C vand, 80°C vand

- TE = -5°C, TC = 45°C, T2 = 100°C □
- Kondensator vand indstilles til ca. 45°C vand ud
- Hedtvandsbeholder fyldes med 45°C vand
- Hedtvandsbeholder varmes stratificeret til 80°C (eller højest mulige temperatur)
- Hedtvandsbeholder aflades stratificeret til 45°C

### 8.3.2. Driftskondition 3 køling, ingen 45 °C vand, 80 °C vand

- TE = -5°C, TC = 25-30°C, T2 = 85°C
- Hedtvandsbeholder fyldes med 45°C vand
- Kondensator indstilles til ca. 25°C vand ud (simulering af jordslange)
- Hedtvandsbeholder varmes stratificeret til 80°C (eller højest mulige temperatur)

### 8.3.3. Tilkalkning

- TE = -5°C, TC = 45°C, T2 = 100°C, T1in = 45°C, T1ud = 80°C

Dette forsøg har til formål at afdække, hvor stor indflydelse udfældning af kalk har på overhedningsfjernerens og effektiviteten af anlægget. Kalken udfældes i veksleren, når vandet, der opvarmes til varmt vaskevand, når op på temperaturer højere end 50°C.

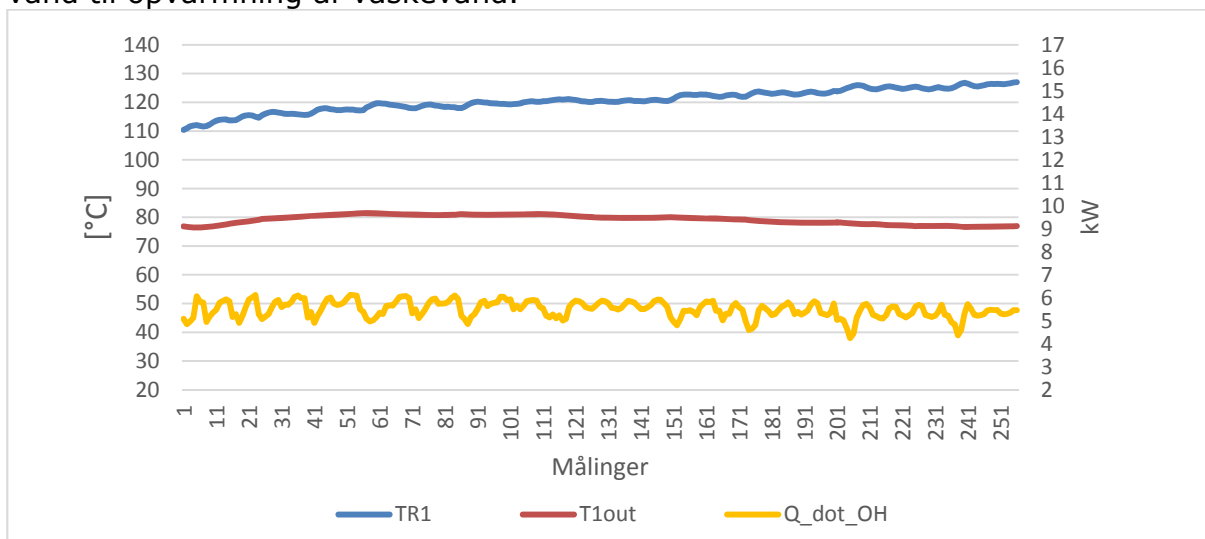
## 8.4. Resultater

For driftskondition 1 og 3 ønskes det vist, at der kan laves 80°C varmt vand ud af overhedningsfjernerens til vaskevandsbeholderen. Der ønskes også vist en stratificeret opladning og afladning af vaskevandsbeholderen, hvilket vil blive behandlet i afsnit 8.4.2.

### 8.4.1. Produktion af hedtvand med overhedningsfjernerens

Ved driftskondition 1 dækkes kølebehovet, og overskudsvarmen fra kondensatoren udnyttes til opvarmning af brugsvand og radiatorvand ved en kondensering på 45°C. Under forsøget er overhedningen øget gradvist for at se, hvor høj temperatur der maksimalt kan opnås.

I Figur 27 ses temperaturforløbet grafisk, og det ses, at der kan laves 80°C varmt vand til opvarmning af vaskevand.

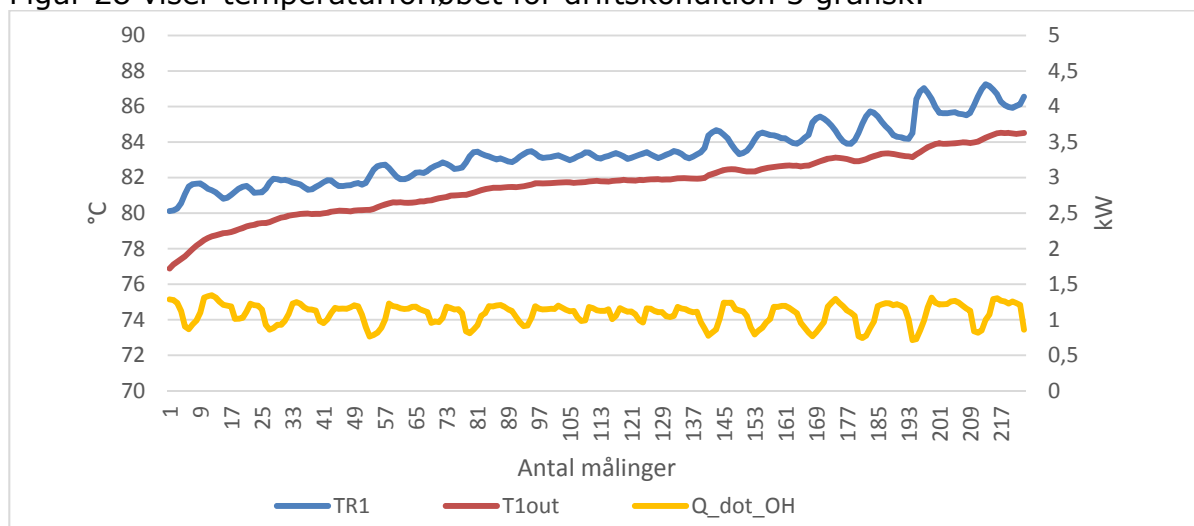


Figur 27: Driftskondition 1

Som nævnt er overhedningen øget gradvist og dermed også temperaturen ud af kompressoren. Dette burde have en positiv effekt på vandtemperaturen, hvilket det ikke ser ud til på grafen. Dette skyldes dog at vandmængden igennem overhedningsveksleren ikke reguleres optimalt. I dette tilfælde skulle vandmængden have været sænket for at opnå en højere temperatur.

Ved driftskondition 3 dækkes kølebehovet, og overskudsvarmen fra kondensatoren udnyttes til opvarmning af brugs- og radiatorvand ved en kondensering på 25-30°C. Under forsøget er overhedningen igen øget gradvist for at se, hvor høj temperatur der maksimalt kan opnås.

Figur 28 viser temperaturforløbet for driftskondition 3 grafisk.



Figur 28: Driftskondition 3

Da kondenseringstemperaturen er lavere ved dette forsøg, bliver trykgastemperaturen for kompressoren også lavere, hvilket kan ses på grafen. Der kan dog stadig produceres 80°C varmt vand til opvarmning af vaskevand, og i dette tilfælde er vandmængden afstemt, så vandtemperaturen følger stigningen i trykgastemperaturen.

Bemærk at i begge de beskrevne tilfælde opnås der værdier af trykgastemperaturen (TR1), som er højere end den målte værdi i Figur 7. Dette skyldes, at testopstillingen muliggør en højere tilgangstemperatur på kølemiddelgassen til kompressoren, der i praksis kun kan opnås ved anvendelse af en sugegasveksler.

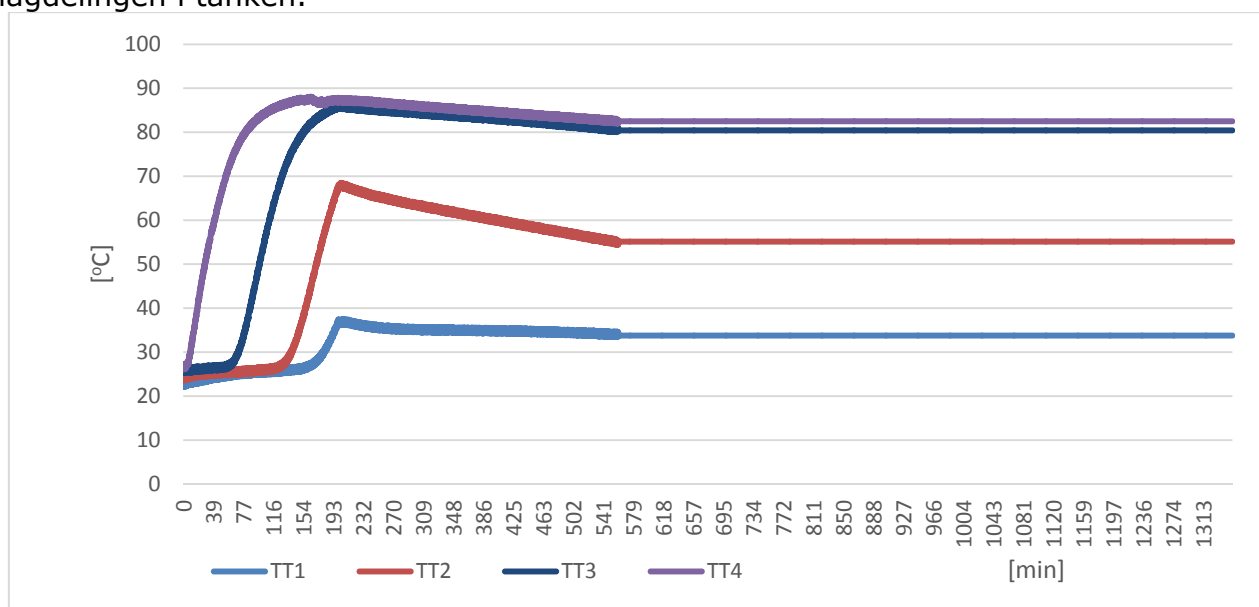
Ved at øge overhedningen af gassen efter fordamperen øges også overhedningen efter kompressoren. Det vil sige, at temperaturen efter kompressoren er højere. Dette har betydning for mængden af energi, der er til rådighed for opvarmning af vaskevandet, hvis dette skal opnå en bestemt høj temperatur, eksempelvis som her på 80°C. Dette er også anskueliggjort i Figur 11. Øger man overhedningen, flyttes linjen for kompression mod højre, og udgangstemperaturen vil dermed blive større. Der er meget stor forskel på, hvor stor effekt det er muligt at overføre til vandet ved de to driftskonditioner. For driftskondition 1 er effekten ca. 6 kW og for driftskondition 3 er den maksimalt 1,2 kW. Dette svarer til ca. 100 % henholdsvis 30 % af den optagne effekt for kompressoren. I testen optræder der ikke kondensering i overhedningsveksleren, men det vil der uvilkaarlig gøre i praksis, når den indgående vandtemperatur (T1in) bliver lavere end kondenseringstemperaturen. Effekten vil i disse tilfælde derfor blive højere, og dette kan derfor kompensere for en lavere overhedning. Effekten kan da for driftskondition 3 blive op til 100 % af den optagne effekt for kompressoren, afhængig af effektiviteten af overhedningsveksleren, når blot

trykørstemperaturen er højere end den ønskede fremløbstemperatur til hedtvandsbeholderen.

### 8.4.2. Lagdeling i vaskevandsbeholder

For at få en ide om, hvorvidt det kan lade sig gøre at opretholde lagdeling i hedtvandsbeholderen, er der placeret fire temperaturmålere på beholderen. Målerne sidder på hvert deres niveau, og det ønskes her at vise, at det er muligt at opnå en høj temperatur i toppen af tanken, nemlig 80°C. Det er også her, at der tappes vand til vask. Ligeledes skal temperaturniveauet falde gradvist ned igennem tanken for til sidst at ende på højst 45°C. Det er vigtigt, at temperaturen ikke overstiger 45°C i bunden, da dette vil give en dårligere varmeveksling i overhedningsfjernerens. Figur 29 viser et temperaturprofil for hedtvandsbeholderen.

I starten af profilet ses opladningen af tanken tydeligt. Først stiger temperaturen, TT4, i toppen af tanken, og nærmer sig roligt 80°C. Dernæst stiger TT3 fulgt af TT1 og TT2. Til sidst stabiliserer temperaturerne sig, og det er nu tydeligt at se lagdelingen i tanken.



Figur 29: Temperaturprofil for vaskevandsbeholderen

Om det kan lade sig gøre at opretholde denne lagdeling i tanken, når der tappes varmt vand i toppen og påfyldes nyt koldt vand i bunden, vil afhænge af tankens størrelse, og hvor meget vand der tappes/påfyldes. Her tænkes på turbulens ved aftapning og påfyldning, om der vil blive hvirvlet varmt vand ned i bunden af tanken og/eller omvendt.

Da dette afhænger af den enkelte tanks dimensionering, er det ikke hensigtsmæssigt at teste dette på forsøgsopstillingen. Det kan dog siges, at der under påfyldning af forsøgsopstillingens 300 L vandtank ikke sker mærkbare udsving i temperaturprofilet.

### 8.4.3. Tilkalkning af overhedningsfjerner

Der er over en længere periode kørt forsøg med tilkalkning af overhedningsfjernerens (OH).

For kontinuert at få tilført vand med kalk til OH er der foretaget en mindre ombygning af anlægget, som vist i Figur 26.





- Start af forsøgsrække: 358
- Lige før afkalkning: 334
- Lige efter afkalkning: 410

Værdierne er middelværdier over tre timers drift. Bemærk at værdien efter afkalkning er højere end ved start af tilkalkningsforsøget. Dette skyldes, at tilkalkningen allerede var betydelig ved de indledende forsøg med lagdeling og justering af overhedning, som tidligere beskrevet.

#### 8.4.4. Beregnet tid mellem afkalkninger

Ligningen nedenfor beskriver antallet af dage mellem afkalkning af OH ud fra en begyndelsesværdi for varmeovergangstallet, en mindst acceptabel værdi og det daglige fald i varmeovergangstallet (alle værdier oplyst med enheden  $W/m^2 \cdot K$ ).

$$n_{dage} = \frac{k_{start} - k_{min}}{\Delta k_{daglig}}$$

$K_{start}$	= Startværdien for varmeovergangstallet	358	
$K_{min}$	= Mindst acceptable værdi for overgangstallet	250	
$\Delta K_{daglig}$	= Dagligt fald i varmeovergangstallet		0,77
$n_{dage}$	= Antal dage mellem afkalkning		

Der er taget udgangspunkt i forsøgsopstillingen, hvor  $K_{start}$  er målt ved forsøgets start, og  $K_{min}$  er den lavest målte værdi og her regnes som mindste acceptable værdi for varmeovergangstallet.  $\Delta K_{daglig}$  er beregnet ud fra varmeovergangstallet ved forsøgets afslutning samt et forbrug af hedtvand på  $1,4 \text{ m}^3/24\text{h}$ .

Ligningen bruges nu til at beslutte antallet af afkalkninger i løbet af et år, og resultatet er tre gange årligt:

$$n_{dage} = \frac{358 - 250}{0,77} = 140 [dage] \approx 3[gange \text{ årligt}]$$

Denne værdi skal vurderes i forhold til vandets hårdhed. Det antages, at tiden mellem afkalkningerne ændres proportionalt med ændringer i hårdheden i forhold til værdien, som testen er udført ved. Antal årlige afkalkninger kan tilnærmes ved nedenstående formel:

$$N[\text{gange årligt}] \approx \frac{\text{Hedtvandsforbrug}_{\text{AKTUELT}}[\text{m}^3/24\text{h}] * \text{Hårdhed}_{\text{AKTUELT}}[^\circ\text{dH}]}{7}$$

Ved middelhårdt vand (ca. 10 °dH) og samme forbrug kan der således forventes at skulle afkalkes  $1,4 * 10 / 7 = 2$  gange per år.

#### 8.4.5. Afkalkningsprocedure

Afkalkningen blev foretaget med et industrielt produkt beregnet netop til dette formål. Varmegenvindingskredsen blev afspærret og forbundet med slanger til en ekstern pumpe for cirkulation af afkalkningsmidlet gennem veksler og rør. Efter den indledende afkalkning var der problemer med indregulering af anlægget til stabil drift. Afkalkningen viste sig at være utilstrækkelig, da det ved inspektion blev konstateret et kalklag på ca. 1 mm i plasticrørene til og fra overhedningsfjernerer og det mistænkes herefter, at problemerne med indreguleringen kunne skyldes utilstrækkeligt flow, som følge af kalkrester. Det blev besluttet at anvende en koncentration, der er markant stærkere end den først anvendte. Ved gennemskylning af anlægget med denne, kom en meget grumset vandblanding ud. Efter skylning med rent vand virkede flowet væsentligt forbedret. Afkalkningen blev gentaget, men opløsningen blev stående i overhedningsfjernerer natten over og blev pumpet ud næste morgen. Fotos (se bilag 4) viser efterfølgende blankt rør inde i overhedningsfjernerer.

Efter opstart reagerer systemet nu meget mere "roligt", og det virker til at være markant lettere at indstille. Figur 30 viser den resulterende højere værdi af varmeovergangstallet (efter C). Laboratoriepersonalet, som udførte afkalkningen, vurderer, at tidforbruget ved en rutinemæssig udførelse vil kunne mindskes til en varighed på to til tre timer.

#### 8.4.6. Tilbagebetalingstid og diskussion

Forsøget er tilrettelagt for måling af overhedningsvarmen fra køleanlægget, og det tilstræbes derfor, at kondensering i overhedningsfjernerer undgås. I praksis vil det med de anførte temperaturer ikke være muligt og ej heller formålstjenligt at undgå kondensering. Dette betyder, at den udnyttede effekten vil være større end det i forsøget viste og i praksis, som tommelfingerregel, være på niveau med kompressorens optagne effekt. Når dette sammenholdes med forholdet mellem den producerede mælkemængde og behovet for hedtvand til rengøring, betyder det i praksis, at varmen fra overhedningsfjernerer vil kunne erstatte elvarmelegemerne til opvarmning af hedtvand (se de i bilag 1 anførte beregningsværdier for elforbruget til køling og opvarmning).

Man må dog forvente, at der ikke kan opnås fuldstændig samtidighed for behovet for hedtvand og drift af varmepumpen, så et konservativt skøn er, at der kan spares 80 % af elforbruget. Med en kWh pris på kr. 0,80 vil der i dette tilfælde årlig kunne spares  $27.000 * 0,8 * 0,8 = \text{kr. } 17.280$ .

Ud over den økonomiske gevinst er der også et lavere CO<sub>2</sub> udslip ved at udnytte overhedningen til opvarmning af rengøringsvand. Det årlige CO<sub>2</sub> udslip for den beskrevne case ved el-opvarmning af 1400 liter rengøringsvand dagligt er ca. 10 ton.

Denne udledning reduceres med 80 % ved at udnytte overhedningsvarmen. Dette svarer til fem danske gennemsnitsfamiliers årlige elforbrug.

Installationen af overhedningsfjerner estimeres til 30.000 kr. inklusive ændring af automatik, og der vil derfor være en tilbagebetalingstid på mindre end to år. Prisen vil dog afhænge af lokale forhold for installationen, ligesom den heller ikke indeholder installation af eventuelt blødgøringsanlæg og udgifterne til afkalkning eller anden vedligeholdelse.

Ud fra tilkalkningsforsøget må det konstateres, at tilkalkningen foregår så relativt langsomt, at det vil være muligt at afkalke manuelt de påkrævede gange om året. I praksis kan det dog være vanskeligt at vurdere, hvor tilkalket veksleren og de tilsluttede rør og reguleringsventiler er, og det anbefales derfor, at der monteres et ionbytningsanlæg, medmindre vandkvaliteten er "meget blød" (Tabel 2). Dette skyldes, at såfremt der først afkalkes, når der er symptomer, vil processen være tidskrævende samt at utilfredsstillende drift kan forekomme upåagtet i længere tid med forøget energiforbrug til følge. Anvendelsen af et ionbytningsanlæg er også forudsætningen for at anvende en pladevarmeveksler, som er mere effektiv og pladsbesparende i forhold til den i forsøget anvendte coaxialveksler i syrefast stål. Det vurderes, at merprisen for ionbytningsanlægget spares ved færre udgifter til service og højere driftssikkerhed, og at den samlede tilbagebetalingstid vil være kortere end tre år.

Ved projektering af nye anlæg for mælkekøling vil tilbagebetalingstiden for udnyttelse af overhedningsvarmen til hedtvandsproduktion afkortes med cirke et år på grund af optimering af installation og dermed tidsforbrug.

Det er vigtigt, at den valgte løsning anvender en styring, der kontrollerer vandflowet gennem overhedningsfjerner, således at den afgående vandtemperatur altid er højere end 80°C (aktuelt sætpunkt er afhængig af lokale forhold). Dette kan opnås ved anvendelse af en selvvirkende vandventil (som Danfoss AVTA), eventuelt i forbindelse med en omdrejningsreguleret pumpe. Dårlige erfaringer fra tidligere installationer skyldes udeladelse af denne styring samt problemer med tilkalkning.

## **9. Vejledning til valg af det rigtige mælkekøleanlæg**

Dette afsnit beskriver en vejledning, som kan hjælpe med at sammensætte det mest optimale mælkekøleanlæg for en bestemt bedrift.

### **9.1. Definition af kølebehov**

Mælkekølebehovet afhænger af, hvor meget der bliver mælket, og hvor meget mælken skal køles ned i temperatur. Kølebehovet vil normalt følge mælkemængdens forløb med tiden, som den kommer frem til køleren. Typisk bliver mælken forkølet ved at forvarme drikkevand til kørerne. Køleanlægget skal efterfølgende køle mælken fra den temperatur, som den har efter forkøling (eksempelvis 20°C) til den påkrævede sluttemperatur (typisk omkring 4°C). Kølebehovet beskrives typisk for en periode på 24 timer eller for den periode, hvormed den samme proces gentager sig.

### **9.2. Definition af varmebehovet**

Varmebehovet deles op i varmebehov til proces (brugsvand og rengøringsvand til mælkebedriften) og varmebehov til boligopvarmning. Hvis der er andre opvarmningsbehov skal de også tages med her.

Varmebehov til processen har et forløb, der hænger tæt sammen med malkningen og vil for eksempel kunne beskrives med et behovsprofil for varmt eller hedt vand hen over en periode på 24 timer, hvorefter samme forløb gentager sig.

Varmebehov til rumopvarmning afhænger af størrelsen af for eksempel huset. Her kan der tages udgangspunkt i eksisterende varmebehov eller varmebehov for tilsvarende bygninger. Varmebehovet vil delvist variere med udetemperatur (rumopvarmning), delvist være konstant hen over året (brugsvand) eller variere hen over dagen (natsænkning).

De forskellige varmebehov til sammen vil give en behovsprofil, som skal dækkes af køle/varmepumpeanlægget, fortrinsvis ved samtidig dækning af kølebehovet.

### **9.3. Valg af anlægsstørrelse**

Detaljeringsgraden af beskrivelsen af køle- og varmebehovet er med til at sikre muligheden for at vælge optimale størrelser for de enkelte komponenter. Men da sikkerheden for at have tilstrækkelig kølekapacitet også vejer tungt, vil det faktiske anlæg ikke nødvendigvis skulle lægges ud efter kun lige akkurat at kunne dække de forskellige behov. Normalt vil man anvende en fornuftig sikkerhedsfaktor, for eksempel ved valget af kulde- og varmelagerens størrelse. Alternativt kan man installere et andet køleanlæg som sikkerhedsanlæg og for eksempel have tilstrækkeligt kapacitet på el-patroner til at dække varmebehovet.

Man kan bestemme anlæggets størrelse (køle/varmepumpens kapacitet og køle/varme lagernes størrelse) på flere måder:

- Med udgangspunkt i krav om dækning af spidslast
- Baseret på teknisk/økonomisk simulering af optimal størrelse på basis af køle- og varmebehov, energipriser og investeringsomkostninger
- Baseret på skallering fra lignende anlæg

#### **9.4. Valg af anlæggets opbygning**

Som beskrevet i foregående kapitler kan et mælkekøleanlæg opbygges med mange forskellige funktioner, som alle kan bidrage til at optimere anlæggets effektivitet:

- Jordslanger vs. luftkøler til at bortlede eller optage energi ved henholdsvis ren køle- eller varmedrift
- Overkapacitet af anlæg vs. et ekstra standby anlæg
- Optimeret regulering af kondenseringstemperatur (kombineret køle-varmepumpedrift vs. ren køledrift, såkaldt nødkøl)
- Underkøling af kølemiddel til forvarmning af brugsvand
- Udnyttelse af overhedningsvarme til opvarmning af hedtvand til rengøring
- Tilstrækkelig størrelse af lager (istank og varmtvandstank) i kombination med styring til maksimal udnyttelse af samproduktion af kulde- og varme.

Det skal dog nævnes, at andre krav end energieffektivitet også spiller en væsentlig rolle i valg af systemet. Her kan nævnes:

- Anlægget skal være meget pålideligt, da fejlfunktion kan koste mælkeproduktion
- Anlægget skal være enkelt i drift og vedligeholdelse for landmanden og hans medarbejdere

Disse krav kan betyde, at nogle af ovenstående elementer ikke tilvælges på grund af øget kompleksitet.

### **10. Konklusion og anbefalinger**

På baggrund af de gennemførte analyser, målinger og forsøg kan det konkluderes, at der er betydelige besparelser at hente ved at optimere installation og drift af kombinerede anlæg til opvarmning og mælkekøling. Ved at følge nedenstående anbefalinger kan besparelser i størrelsesordenen 10 til 15 % af bedriftens elforbrug opnås. Det må på baggrund af den store variation i det specifikke elforbrug for de enkelte bedrifter forventes, at der ligeledes kan være store forskelle i den opnåede

besparelse. En mindre del af bedrifterne vil således kunne opnå væsentligt større besparelser.

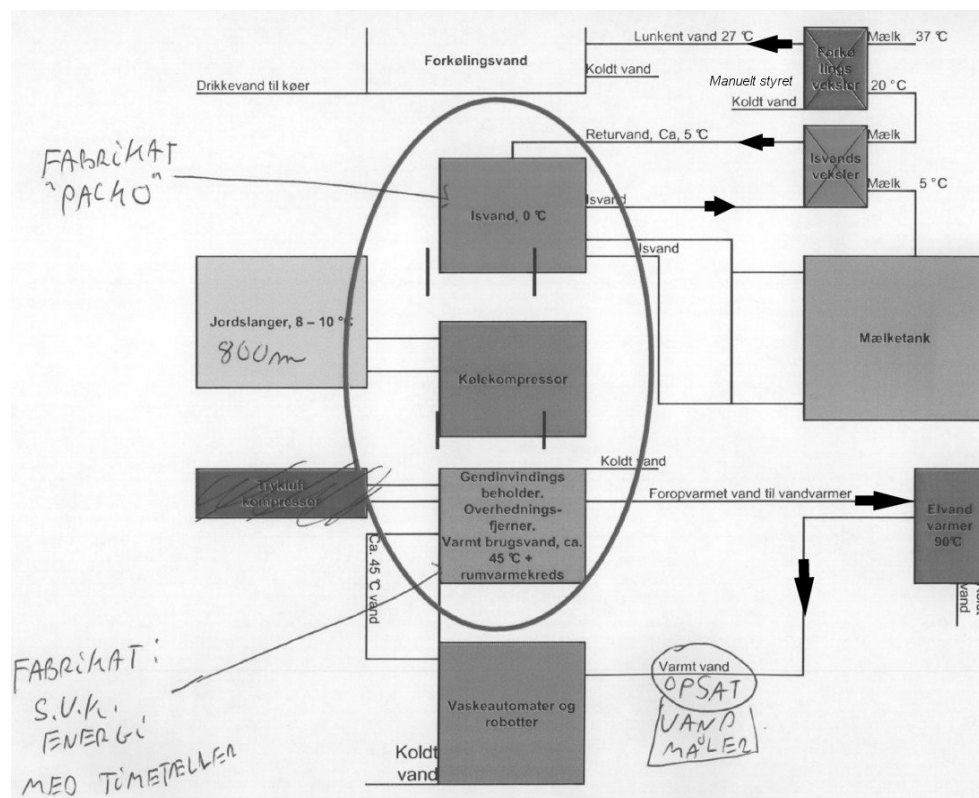
- Brug simuleringværktøjer, som for eksempel energyPRO, til at finde den optimale størrelse på anlæg og til at udvikle den nødvendige styringsstrategi. Denne kan være meget kompleks med hensyntagen til forventede behovsprofiler. Analysen af casen viser dog at en simpel timer kan være tilstrækkelig. Dette skyldes, at der for denne ofte vil være varmebehov til hedtvand kort tid efter, at kølebehovet til mælkekøl er blevet dækket (og isbanken er blevet afladet) og forsinket opstart af anlægget vil tilfredsstille varmebehovet.
- Udnyt en overhedningsfjerner til at producere hedtvand. Fra forsøgene med overhedningsfjerner kan det konkluderes, at det kan lade sig gøre at producere vand med mere end 80°C, uanset om der er et varmebehov fra stuehuset eller ej. En sugegasveksler kan eventuelt benyttes til øgning af overhedning af temperaturen efter kompressoren, hvis denne ikke er tilstrækkeligt høj (mere end 90°C). Øgning af overhedningen giver derfor også en god reguleringsmulighed af anlægget i de forskellige driftssituationer. Husk at styringen skal sikre, at vand fra overhedningsveksleren kun tilføres som hedtvand i toppen af tanken (flowet skal styres så fremløbstemperaturen er over 80°C).
- Dimensioner hedtvandsbeholderen således, at lagdelingen gør det muligt at tage lunt vand ud i bunden og tilføre varmt vand i toppen, som det kræves for optimal drift med overhedningsfjerner. Tankens størrelse, mængden af vand, der bruges, og hvor hurtigt det bruges, har stor indflydelse på størrelsen og er afhængig af den enkelte mælkebedrifts størrelse.
- Etabler muligheden for at sænke kondenseringstemperaturen, når der ikke er varmebehov til rumopvarmning om sommeren.
- Etabler underkøling med drikkevand (efter vandet er anvendt til forkøling af mælk).  
For de to sidstnævnte er det særligt vigtigt, når mælkeproduktionen er stor i forhold til stuehusets varmebehov.

Programmer som energyPRO kan også anvendes til beregninger af muligheden for at forskyde elforbruget over døgnet. Ved given belastning i forhold til varme- og kuldelaide kan forbruget optimeres i forhold til laveste elpris. Disse analyser er ikke prioriteret i forhold til projektets ressourcer, som er anvendt til at belyse lokal optimering, det vil sige minimering af elforbruget. Dette er sket på baggrund af vurdering af bedste forrentning af investering og et umodent marked for fleksibelt elforbrug. Der er tekniske muligheder for at forskyde elforbruget, men væsentligst fra time til time og kun i nogen grad over døgnet, medmindre der foretages betydelige investeringer i lagermedier.

## Bilag 1 Køleanlæg på Faarkrog Mælkecenter

Dette bilag er et arbejdsdokument, som indeholder en beskrivelse af køle-/varmepumpeanlægget, som er installeret på Faarkrog Mælkecenter ved Aage Schmidt Lund, Skodborg Vamdrupvej 21, 6630 Rødding. Der er taget udgangspunkt i dette anlæg ved beskrivelsen af et standard anlæg.

Mælkebesætningen er på ca. 300 køer, som giver ca. 10.000 kg mælk per dag, som skal køles fra ca. 37°C til 5°C. Til dette formål har Aage Schmidt Lund et kombineret køle/varmepumpeanlæg med et isbanklager samt en vandtank med varmeveksler, der tager en del af varmen fra mælken, og anvender den til en "lunkning" af køernes drikkevand. Den principielle opbygning af anlægget er vist i nedenstående figur hvor følgende temperaturer er aflæst.



Figur 1: Principdiagram køle-/varmepumpeanlæg Faarkrog

Køer drikker typisk 80-100 liter vand pr. dag, dvs. i alt 24.000 – 30.000 liter vand til de 300 køer. Mælken kommer ind i veksleren med 37°C og ud med 20°C. Koldt vand kommer ind med ca. 5-10°C og ud med 27°C.

Isvanken består af anslået 150 m kobberrør, hvorpå der dannes is. Når isen har en vis tykkelse (eksakt angivelse findes ikke), når den en føler, som får køleanlægget til at slå fra. Når isbanken er slået fra, kan varmepumpen anvende en 800 m jordslange som kilde.

På den varme side anvendes vandet til rumopvarmning og varmt brugsvand (45°C) samt hedt vand til tankrensning (88°C). De sidste grader fra 45°C til 88°C opnås ved hjælp af en el-patron i en 1000 liter vandvarmer. Bemærk at på Gendvindingsbeholderen på figuren også er anført Overhedningsfjerner, men denne er ikke monteret på det fysiske anlæg.

Hedt vand på 88°C anvendes i mængder på ca.:

- Tankvask: 500 liter/2 dage
- Buffertank: 225 liter 2 gange dagligt
- Malkeanlæg: 240 liter 2 gange dagligt
- Vogn: 100 liter 2 gange dagligt

I alt altså 1.380 liter dagligt. Hvis disse skal opvarmes fra 45°C til 88°C, kræver det 250 MJ = 69 kWh. Fordelt jævnt over døgnet svarer det til en effekt på 2,9 kW. Køle/varmepumpeanlægget kører på R407C og har en kompressor af typen Copeland ZR11M3E. Denne er udgået, men iflg. Copeland er den erstattet af den næsten identiske ZR108KCE. Slagvolumen 24,9 m<sup>3</sup>/h; nominel køleeffekt 15 kW ved -5°C fordampningstemperatur og 50°C kondenseringstemperatur.

Køleanlægget køler på en brine, der opsuger varme fra enten rørene i isbanken eller jordslangen. Det er med andre ord den samme brine, der cirkulerer i jordslangen og i rørene i isbanken.

Kondenseringstrykket er indstillet til at give en afgangstemperatur på 45-48°C. Hvis man når op på 53°C, køles kondensatoren delvist af jordslangen. Man sender altså varme ned i jorden. Hvis der ikke er noget varmebehov (men isbanken kalder på kulde), opretholder man en kondenseringstemperatur på 45-48°C, men sender varmen ned i jorden. I løbet af projektet er denne driftssituation optimeret med en 3-vejs ventil på vandsiden, så der nu køres med lavere kondenseringstemperatur, når varmen sendes ned i jorden.

#### **Beregningsværdier for elforbrug til køling og opvarmning:**

**Mælkekøling:** Dagligt skal 10.000 kg mælk køles med køle-/varmepumpe anlægget fra 20°C til 5°C. Dette koster:

$10.000 \text{ kg} * 4200 \text{ J/kg K} * 15^\circ\text{K} = 630 \text{ MJ} = 175 \text{ kWh}$ , svarende til en jævn køleeffekt på 7,3 kW.

Kompressoren er på ca. 16 kW køleeffekt ved -5°C, så den er rigeligt stor til formålet. Antages en COP på 2,5 for køleanlægget fås et årligt elforbrug til køling af mælk på:  $175 \text{ kWh}/2,5 * 365 = \mathbf{25.550 \text{ kWh}}$

**Hedt vand (ca. 90°C):** 1400 liter/dag totalt, fra 45°C til 90°C.

Energiforbrug:

$1400 \text{ kg} * 4200 \text{ J/kg K} * 45^\circ\text{K} = 265 \text{ MJ} = 74 \text{ kWh}$ , svarende til en jævn effekt på 3 kW

Årsforbrug  $74 \text{ kWh} * 365 = \mathbf{27.000 \text{ kWh}}$



## Bilag 2 Eksempel på beregning i CoolPack

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	
$T_E$ [°C]:	-12,5	$\Delta T_{SH}$ [K]:	21,4	$\Delta p_{SL}$ [K]:	0,5
$T_C$ [°C]:	51,3	$\Delta T_{SC}$ [K]:	0	$\Delta p_{DL}$ [K]:	0,5
				No SGHX	0,30
				R407C	
CYCLE CAPACITY					
Mass flow $\dot{m}$ [kg/s]	0,073	$\dot{Q}_E$ [kW]	10,89	$\dot{Q}_C$ [kW]	16,38
		$\dot{m}$ [kg/s]	0,073	$\dot{V}_S$ [m <sup>3</sup> /h]	24,03
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Power consumption $\dot{W}$ [kW]	5,909	$\eta_{IS}$ [-]	0,687	$\dot{W}$ [kW]	5,909
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor $f_G$ [%]	7,5	$f_Q$ [%]	7,5	$T_2$ [°C]	111,3
		$\dot{Q}_{LOSS}$ [kW]	0,4432		
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	$\dot{Q}_{SL}$ [W]	6	$T_8$ [°C]	9,4
		$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0		

Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 1,843	COP*: 1,844
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	------------	-------------

### AUXILIARY

#### VOLUMETRIC EFFICIENCY

Displacement volume $\dot{V}_D$ [m <sup>3</sup> /h]	25,1	$\eta_{VOL}$ [-]	0,957	$\dot{V}_S$ [m <sup>3</sup> /h]	24,03	$\dot{V}_D$ [m <sup>3</sup> /h]	25,1
-----------------------------------------------------	------	------------------	-------	---------------------------------	-------	---------------------------------	------

$\dot{V}_S$  can be chosen as input in the cycle specification window.

#### UTILIZATION OF DISCHARGE GAS SUPERHEAT FOR HEATING OF WATER

Temperature increase $\Delta T_{WATER}$ [K]	35	$\Delta T_{WATER}$ [K]	35	$\dot{V}_{WATER}$ [m <sup>3</sup> /h]	0,1182	$\dot{Q}_{D,SH}$ [kW]	4,739
		$T_{DL,OUT}$ [°C]	111,3	$T_C$ [°C]	51,3		

Water in the desuperheating heat exchanger can only be heated to discharge temperature  $T_{DL,OUT}$ .  
 $\dot{Q}_C$  in the main diagram window includes both the heat load for both desuperheating and condensing of the refrigerant.

#### ENERGY CONSUMPTION

Hours of operation [h]:	8760	Energy consumption [kWh]	51764
-------------------------	------	--------------------------	-------

#### PIPE DIMENSIONS

PIPE SECTION	VELOCITY	PIPE DIAMETER (Internal)	Condition corresponds to
	[m/s]	[mm]	
Suction line	10,0	29,2	State Point #1
Discharge line	12,0	11,0	State Point #2
Liquid line	0,6	12,2	State Point #5

Calculate	Print	Help	Home	Cycle Spec.	State Points	COP: 1,843	COP*: 1,844
-----------	-------	------	------	-------------	--------------	------------	-------------

# Bilag 3 Datablad for kompressor



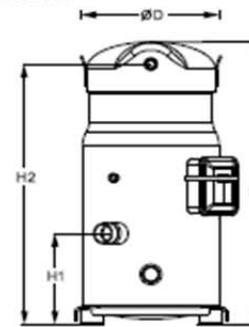
## Datasheet, technical data

Performer scroll compressor, SZ110-6

### General Characteristics

Model number (on compressor nameplate)	SZ110S6VC
Code number for Singlepack*	SZ110-6V1
Drawing number	8552037b
Suction and discharge connections	Brazed
Suction connection	1-3/8" ODF
Discharge connection	7/8" ODF
Oil sight glass	Threaded
Oil equalisation connection	3/8" flare SAE
Oil drain connection	None
LP gauge port	Schrader
IPR valve	None
Swept volume	144,2 cm <sup>3</sup> /rev
Displacement @ Nominal speed	25.1 m <sup>3</sup> /h @ 2900 rpm
Net weight	73 kg
Oil charge	3,25 litre, POE - 160SZ
Maximum system test pressure Low Side / High side	25 bar(g) / 32 bar(g)
Maximum differential test pressure	24 bar
Maximum number of starts per hour	12
Refrigerant charge limit	10 kg
Approved refrigerants	R407C, R134a, R404A, R507A

### Dimensions

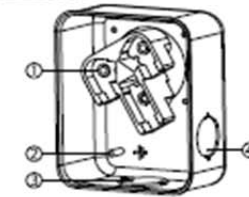


D=254 mm  
H=558 mm  
H1=178,4 mm  
H2=514,5 mm

### Electrical Characteristics

Nominal voltage	230V/3/50Hz
Voltage range	207-253 V
Winding resistance (between phases) +/- 7% at 25°C	0.35 Ω
Rated Load Amps (RLA)	26.4 A
Maximum Continuous Current (MCC)	37 A
Locked Rotor Amps (LRA)	210 A
Motor protection	Internal overload protector

### Terminal box



IP54 (with cable gland)  
1: Power connection, 3 x 4.8 mm (3/16")  
2: Earth M4-12  
3: Knock-out Ø 29 mm (1.14")  
4: Knock-out Ø 25.5 mm (1.00")

### Recommended Installation torques

Oil sight glass	50 Nm
Power connections / Earth connection	3 Nm / 2 Nm
Mounting bolts	21 Nm

### Parts shipped with compressor

Mounting kit with grommets, bolts, nuts, sleeves and washers  
Initial oil charge  
Installation instructions

Diagramområde

Approvals : CE certified, -, -

\*Singlepack: Compressor in cardboard box

\*\*Industrial pack: 8 Unboxed compressors on pallet (order per multiples of 8)

Danfoss can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Danfoss reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alterations can be made without substantial changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Danfoss, the Danfoss logotype and Performer are trademarks of Danfoss A/S. All rights reserved.



FRCC.ED.SZ110-6.C3.02 / page technical data

Performance data at 50 Hz, EN 12900 rating conditions

**R407C**

Cond. temp. in °C (t <sub>c</sub> )	Evaporating temperature in °C (t <sub>0</sub> )								
	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	

Cooling capacity in W

30	9 302	11 883	14 976	18 633	22 911	27 863	33 544	40 010	-
35	8 669	11 172	14 159	17 684	21 802	26 567	32 035	38 259	-
40	8 018	10 424	13 288	16 663	20 604	25 165	30 400	36 364	-
45	-	9 643	12 365	15 573	19 318	23 656	28 641	34 327	-
50	-	-	11 391	14 412	17 945	22 042	26 758	32 146	-
55	-	-	-	13 184	16 485	20 323	24 751	29 823	-
60	-	-	-	-	14 939	18 498	22 620	27 356	-
65	-	-	-	-	13 305	16 568	20 363	24 742	-

Power Input in W

30	4 411	4 455	4 491	4 514	4 520	4 508	4 472	4 409	-
35	4 928	4 972	5 007	5 029	5 035	5 021	4 983	4 919	-
40	5 519	5 562	5 596	5 617	5 622	5 606	5 567	5 501	-
45	-	6 234	6 267	6 287	6 290	6 273	6 233	6 165	-
50	-	-	7 029	7 049	7 050	7 031	6 989	6 918	-
55	-	-	-	7 908	7 909	7 888	7 844	7 771	-
60	-	-	-	-	8 876	8 854	8 808	8 733	-
65	-	-	-	-	9 962	9 938	9 889	9 812	-

Current consumption in A

30	18.65	18.78	18.87	18.91	18.90	18.82	18.65	18.40	-
35	19.58	19.70	19.80	19.84	19.83	19.76	19.60	19.35	-
40	20.70	20.82	20.92	20.97	20.96	20.89	20.74	20.49	-
45	-	22.17	22.26	22.32	22.32	22.25	22.10	21.87	-
50	-	-	23.87	23.92	23.93	23.87	23.73	23.50	-
55	-	-	-	25.81	25.82	25.77	25.64	25.41	-
60	-	-	-	-	28.04	27.99	27.86	27.65	-
65	-	-	-	-	30.59	30.55	30.43	30.22	-

Mass flow in kg/h

30	194	243	301	368	444	532	631	744	-
35	190	240	298	365	443	531	631	743	-
40	185	236	294	362	440	528	628	741	-
45	-	231	290	358	436	524	624	737	-
50	-	-	284	352	430	518	618	730	-
55	-	-	-	345	422	510	609	721	-
60	-	-	-	-	412	500	598	709	-
65	-	-	-	-	401	487	585	695	-

Coefficient of performance (C.O.P.)

30	2.11	2.67	3.33	4.13	5.07	6.18	7.50	9.08	-
35	1.76	2.25	2.83	3.52	4.33	5.29	6.43	7.78	-
40	1.45	1.87	2.37	2.97	3.67	4.49	5.46	6.61	-
45	-	1.55	1.97	2.48	3.07	3.77	4.60	5.57	-
50	-	-	1.62	2.04	2.55	3.13	3.83	4.65	-
55	-	-	-	1.67	2.08	2.58	3.16	3.84	-
60	-	-	-	-	1.68	2.09	2.57	3.13	-
65	-	-	-	-	1.34	1.67	2.06	2.52	-

Nominal performance at t<sub>0</sub> = 6 °C, t<sub>c</sub> = 60 °C

Cooling capacity	22 042	W
Power Input	7 031	W
Current consumption	23.87	A
Mass flow	518	kg/h
C.O.P.	3.13	

Pressure switch settings

Maximum HP switch setting	29.5	bar(g)
Minimum LP switch setting	0.5	bar(g)
LP pump down setting	1	bar(g)

Sound power data

Sound power level	77	dB(A)
With acoustic hood	69	dB(A)

t<sub>0</sub>: Evaporating temperature at dew point

t<sub>c</sub>: Condensing temperature at dew point

Rating conditions: Superheat = 10 K, Subcooling = 0 K

All performance data +/- 5%

Danfoss can accept no responsibility for possible errors in catalogues, brochures and other printed material. Danfoss reserves the right to alter its products without notice. This also applies to products already on order provided that such alterations can be made without consequential changes being necessary in specifications already agreed. All trademarks in this material are property of the respective companies. Danfoss, the Danfoss logotype and Performer are trademarks of Danfoss A/S. All rights reserved.

## Bilag 4 Fotos fra tilkalkningsforsøg samt afkalkning

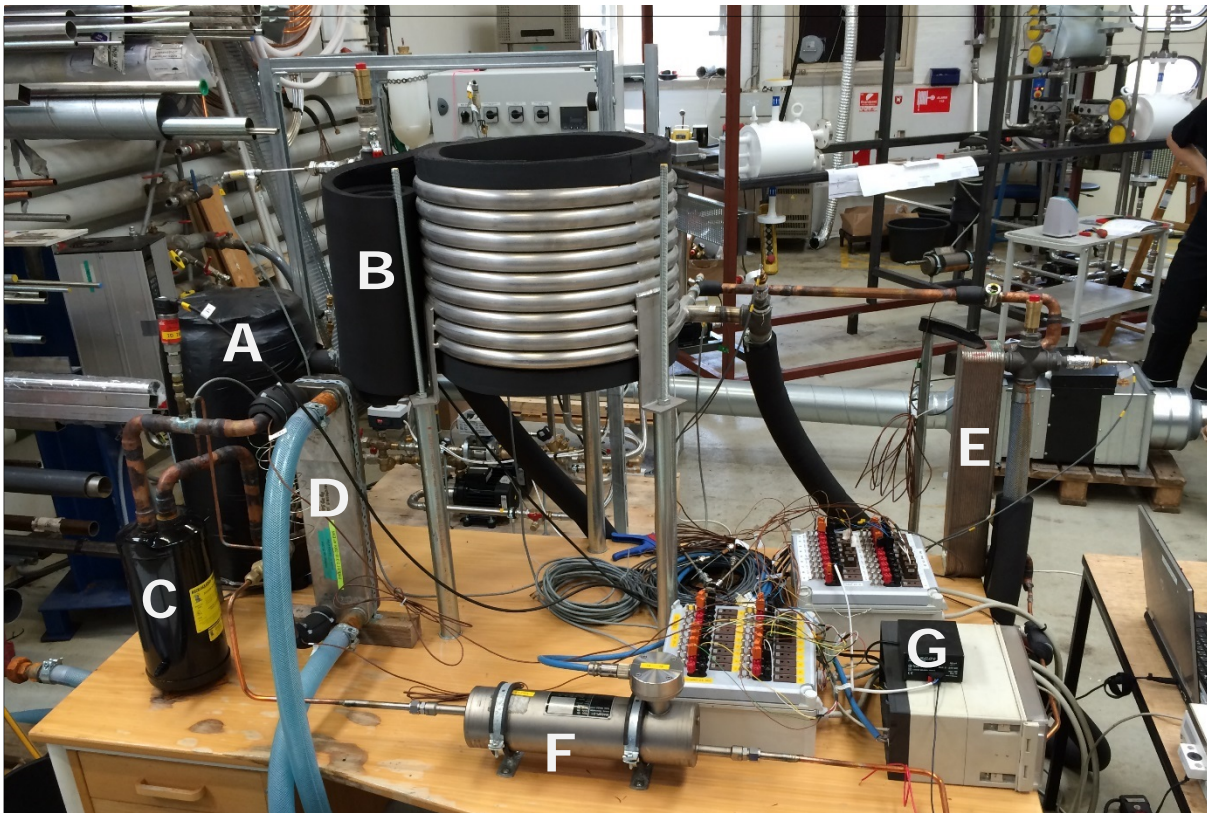
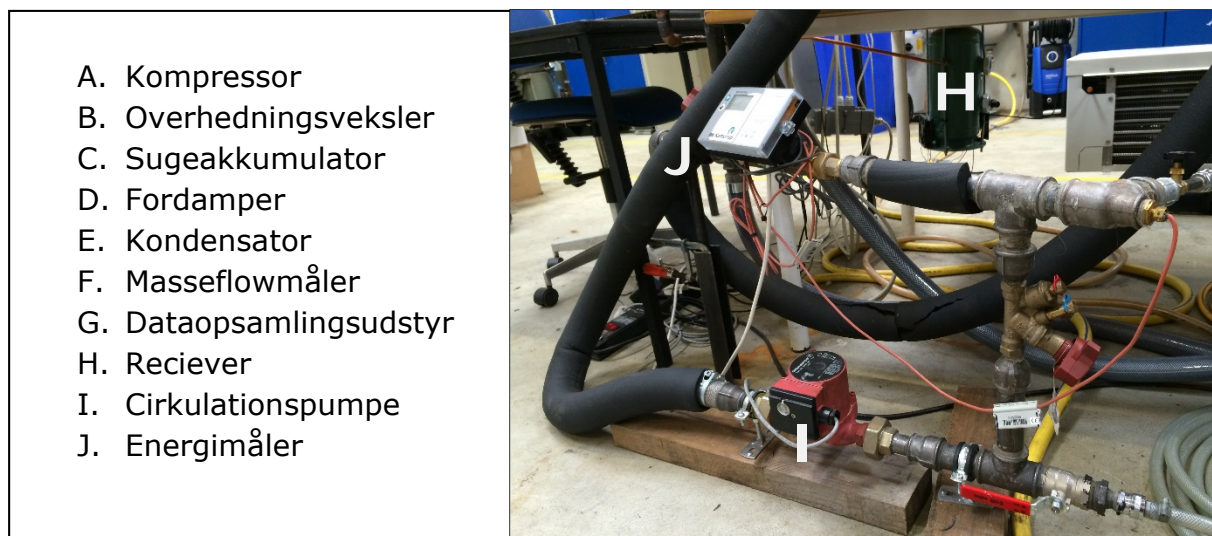


Foto 1: Forsøgsopstilling med coaxial overhedningsveksler. Isoleringsskappen er delvist monteret.



- A. Kompressor
- B. Overhedningsveksler
- C. Sugeakkumulator
- D. Fordamper
- E. Kondensator
- F. Masseflowmåler
- G. Dataopsamlingsudstyr
- H. Reciever
- I. Cirkulationspumpe
- J. Energimåler

Foto 2: Forsøgsopstilling med pumpe og energimåler.



Foto 3: Første hold skyllevand efter afkalkning.



Foto 4: Varmeveksler efter afkalkning.

#### Bilag 5 Beregning af besparelse ved sænkning af kondenseringstemperatur for



Foto 5: Kalkflager efter afkalkning.



Foto 6: Samlet mængde kalk.

## Copeland ZR11M

Copeland Selection Software	Version 7.50 / 40851		03-okt-13						
Kompressor	ZR11M3E-TWD								
Kølemiddel	R407C Dew punkt			Overhedning	7,0K				
Strømforsyning	380/420V - 3~ - 50Hz			Væskeunderkølin	3,0K				
		-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
	10	12,65	15,75	19,45	23,8				
	15	12,05	15,05	18,65	22,8	27,8			
	20	11,4	14,3	17,8	21,8	26,6	32,1		
	25	10,75	13,6	16,9	20,8	25,4	30,7	33	36,8
	30	10,15	12,85	16,05	19,8	24,2	29,3	31,5	35,1
	35	9,49	12,1	15,15	18,75	23	27,8	30	33,5
Kapacitet kW	40	8,85	11,35	14,25	17,7	21,7	26,4	28,4	31,8
	45		10,55	13,35	16,6	20,4	24,9	26,9	30
	50			12,45	15,55	19,15	23,4	25,2	28,3
	55				14,4	17,85	21,8	23,6	26,5
	60					16,5	20,3	21,9	24,7
	65						18,65	20,2	22,8
	68						17,7	19,2	21,7
		-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
	10	3,03	2,99	2,96	2,94				
	15	3,39	3,35	3,31	3,28	3,26			
	20	3,77	3,73	3,7	3,66	3,63	3,62		
	25	4,19	4,16	4,13	4,09	4,06	4,03	4,03	4,02
	30	4,65	4,63	4,61	4,58	4,54	4,51	4,5	4,49
	35	5,15	5,15	5,14	5,12	5,09	5,06	5,05	5,03
Forbrug kW	40	5,71	5,73	5,74	5,73	5,71	5,68	5,67	5,66
	45		6,37	6,4	6,41	6,4	6,38	6,38	6,36
	50			7,14	7,16	7,17	7,17	7,17	7,16
	55				8	8,04	8,05	8,05	8,05
	60					8,99	9,02	9,03	9,04
	65						10,1	10,1	10,15
	68						10,8	10,85	10,85
		-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
	10	4,18	5,27	6,57	8,1				
	15	3,56	4,5	5,63	6,96	8,51			
	20	3,03	3,83	4,81	5,96	7,32	8,87		
	25	2,57	3,27	4,1	5,09	6,26	7,61	8,2	9,15
	30	2,18	2,77	3,48	4,33	5,32	6,49	7	7,83
	35	1,84	2,35	2,95	3,66	4,51	5,5	5,94	6,65
COP	40	1,55	1,98	2,49	3,09	3,8	4,64	5,01	5,62
	45		1,66	2,09	2,59	3,19	3,9	4,21	4,72
	50			1,74	2,17	2,67	3,26	3,52	3,95
	55				1,8	2,22	2,71	2,93	3,29
	60					1,84	2,25	2,43	2,73
	65						1,85	2	2,25
	68						1,64	1,78	2
		-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
Sænkning af kondenseringstryk med resulterende ændret effektoptag på ca. 2 kW									
Reduceret forbrug (inklusive øget køleydelse)				0,59	0,59	0,59	0,59		
Besparelse		%		41,02	40,71	40,8	40,73		
Reduceret forbrug (selv ved 10 °C lavere sugetryk)					0,55				
Besparelse		%			44,95				

## Formidlingsplan:

### Kommunikationsplan for Energieffektiv mælkekøling med intelligent styring Faktaoplysninger

Kommunikationindsatsens navn:	Energieffektiv mælkekøling med intelligent styring
Afsender:	Projektgruppen
Startdato:	December 2014
Kontaktperson:	Claus Götke
Telefon:	51176182
E-mail:	<a href="mailto:cq@aura.dk">cq@aura.dk</a>

## Baggrund

### *Baggrund*

Danmark har den højeste gennemsnitlige malkekvægsbedriftsstørrelse i EU på 147 køer, hvor der er en stor gruppe i intervallet 200-300 køer. I takt med, at ca. 10 % af danske mælkeproducenter forlader erhvervet om året, og den producerede mælk oplever en svag stigning, vil den gennemsnitlige besætningsstørrelse vokse i fremtiden, hvilket stiller nye teknologiske udfordringer til malkning og køling af mælk. Det danske elforbrug til køling af mælk skønnes at udgøre mellem 66 og 72 GWh/år, som skal ses ift. et samlet kølebehov for fødevarer på 515 GWh/år. Mælkekøleanlæg er karakteriseret ved, at der er tale om mindre køleanlæg hos de knap 4.000 danske mælkeproducenter. Der er dog samlet set tale om et betydeligt elforbrug med en samlet mælkeproduktion på ca. 4,6 mia. kg mælk om året.

Der anvendes i dag forskellige typer og kombinationer af anlæg til mælkekøling: Direkte ekspansion/isvandsanlæg, tankkøling/pladeveksler, køleanlæg i kombination med is-bank eller varmepumpe, forkøling med brøndvand mv. Der er meget store variationer i energiforbrug til køling af mælken. Analyser af målingerne viser, at malkning med automatiske malkesystemer (AMS) medfører et relativt stort mer-elforbrug til køling af mælk på 45% ift. malkestalde og 90% ift. malkekarruseller. Omregnes disse feltdata til det samlede danske malkekvægbrug, eksisterer der altså et betydeligt elbesparelspotentiale for dansk kvægbrug og en direkte afledt forbedret driftsøkonomi for den enkelte bedrift, som vil være et resultat af projektet. Den gældende europæiske norm for mælkekøling gælder for batch drift, hvor kørerne malkes 2 eller 3 gange i døgnet og giver et meget stort mælkeflow på kort tid. I dag malkes mere end 25% af kørerne i de knap 4.000 danske bedrifter med AMS, som giver et mere spredt mælkeflow over hele døgnet. Det betyder, at kølebehovet er spredt over hele døgnet i modsætning til de konventionelle anlæg, hvor der typisk er et stort mælkeflow i 3 – 4 timer af gangen. Derfor er der et behov for optimering af de kølesystemer, der bruges i forbindelse med AMS – herunder at fokusere på intelligent forbrugsstyring mhp. takstperioder.

Et netop afsluttet projekt vedrørende mælkens indhold af termokim /6/ har anbefalet, at anlæg med AMS øger frekvensen af antal hovedvaske fra 2 til 3 pr. døgn, ligesom der i øvrigt skal vaskes mellem hver kos malkning. Samtidig anbefales temperaturen på vaskevandet hævet. Det betyder også et større energiforbrug til rengøring af anlæggene. I mange tilfælde vil det øgede behov for varmt vand kunne skaffes ved en

bedre udnyttelse af overskudsvarmen i mælken. F.eks. ved at udnytte kølekompRESSORENS varmeside til opvarmning af vand - evt. i kombination med et jordvarmeanlæg.

Enkelte anlæg er i dag udformet, så de bidrager til forvarmning af varmt vand, men dette er langt fra praksis, og slutopvarmningen af vandet foretages normalt ved hjælp af en elpatron.

Det samlede potentiale ved optimering af køleanlæg og udnyttelse af overskudsvarme estimeres herved til over 40 GWh/år alene i Danmark.

### *Formål*

- Udvikle og teste ny teknologi, der gør det muligt at producere varmt rengøringsvand (80°C) ved hjælp af varmepumpen/køleanlægget uden problemer med kalkopbygning i varmeveksleren.
- Dokumentere forskelle i energiforbrug ved forskellige konstruktions- og styringsprincipper for at give mælkeproducenter et kvalificeret grundlag for valg af køleanlæg
- Demonstrere den mest energioptimale mælkekøling, der kan opnås ved valg af optimal opbygning og styring, herunder også SmartGrid-integration ved hjælp af varme- og kuldelaagre.
- Fremstille et simpelt beregningsværktøj, der giver mælkeproducenter og deres konsulenter mulighed for at træffe et kvalificeret valg af køle-/varmepumpeanlæg baseret på mælkemængde, varmebehov m.m.

## **Målgrupper**

### *Primær(e) målgruppe(r)*

Den primære målgruppe for indsatsen er

- Leverandører af mælkekøleanlæg.  
Målgruppen er bekendt med mælkekøler og har stor betydning for mælkekvaliteten og energiforbruget i staldene. Kølemontørerne har allerede en god relation til mælkeproducenterne. Montørerne har behov for at opnå indsigt i køleeffektivitet og udnyttelse af spildvarme. Leverandørernes motivation er at skabe værdi hos deres kunder og få solgt produktet.

### *Sekundær (e) målgruppe(r)*

- Mælkeproducenter  
Motivation for landmanden er besparelse på bundlinjen, optimering af køleanlæg/varmepumpeløsning, tiltag til bevarelse og/eller optimering af mælkekvaliteten. En tidsbesparelse og oplevelse af mindre bøvl kan der også være tale om, da de ikke skal bruge tid og tanke på at indstille anlægget.
- Den lokale kvægrådgivning  
Rådgiverne er ligeledes en væsentlig del af kontaktfladen ud til mælkeproducenterne. De har høj grad af troværdighed og vil dermed også have stor lydhørhed hos mælkeproducenterne. Landbrugskonsulenterne ser vi som



ambassadører, for det gode budskab om hvor stor værdi staldventilator-unit kan give. Landbrugskonsulenternes motivation er, at hjælpe landmanden til at optimere på drift og indeklime.

- **Energiselskabernes energirådgivere**  
Rådgiverne har også i mere eller mindre grad kontakt til mælkeproducenterne. De selskaber der har relation til landmændene, kan med fordel fortælle om resultaterne fra projektet, samt lave beregninger og synliggøre besparelspotentiale for mælkeproducenten. Rådgivernes motivation er at få adgang til energibesparelsen.
- **Redaktionen på fagbladene**  
Journalisterne har interesse i at skrive om nyheder og værdifulde resultater der kan hjælpe en trængt branche. Vi ønsker, at journalister på fagbladene vil skabe interesse og nysgerrighed om resultaterne. Og få mælkeproducenter og andre interesserede til at kontakte os. Journalister og fagblades motivation er at skrive om nyheder.

## **Andre interessenter**

- **Konkurrenter i markedet**  
Der er i dag ingen konkurrenter på dette område.

## **Budskaber**

### ***Hovedbudskab(er)***

*Til mælkeproducenten:*

Påbyg en veksler som kan producere hedtvand. Besparelse på ca. 10 % af en gennemsnits-bedrifts samlede elforbrug.

Sænk kondenseringstemperaturen ved sommerdrift. Besparelse på ca. 4.600 kWh/år

### ***Sekundære budskaber***

#### ***Konsulenter og journalister***

Ny viden om ventilation!

Opnå en energibesparelse samt tiltag bevarelse og/eller forbedre mælkens kvalitet.

## Valg af kommunikationstiltag

- Kvæg konference ved Videncenter for landbrug indlæg med en teaser for projektet  
Link til hjemmeside hvor de kan læse mere + kontaktformular
- Pressemeddelelse til Landbrugsavisen, Effektiv Landbrug, Dansk Kvæg
- Teknik på gården med producenterne af mælkekølingsanlæg hvor vi præsenterer projektet tunge tekniske sider.

## Mål og succeskriterier

Succeskriterium	Procentsats	Bemærkninger
Kendskab	90-100 %	Målet er, at alle mælkeproducenter får kendskab til hedtvandsveksler og reduceret kondenseringstemperatur.
Adfærd	50 – 80 %	50 % tilkøber unit fordi de ønsker at optimere deres anlæg. 80 % vælger hedtvandsveksler og reduceret kondenseringstemperatur i forbindelse med ny projektering.
Relevans	80 – 100 %	Høj grad af relevans, da det giver flere gevinster for landmanden.
Timing	90-100 %	Når produktet er klar til salg burde timingen være god. Branchen har krise og her er et produkt der kan reducere udgifterne til driften.
Forståelighed	80 %	Det er et forståeligt budskab og et konkret produkt, så det burde være et godt og forståeligt budskab af komme med.

## Kommunikationsplan for Energieffektiv mælkekøling med intelligent styring

					Udfyldt af: Aura	Dato: 20-11-2014
Hvem	Hvad	Hvor	Hvilken effekt	Hvornår	Ansvar	Ressourcer
Hvem er målgruppe for kommunikationsindsatsen?	Hvad er budskabet?	Mediet eller stedet, hvor kommunikationen skal foregå	Hvad vil I opnå at målgruppen gør som følge af kommunikationen?	Specificer i forhold til andre tiltag	Hvem har ansvaret for formidlingen?	Hvad koster det? (tid, økonomi, mennesker, andet)
<b>Målgruppe 1</b> Mælkeproducenter	Monter en overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen	Kvæg kongres ved Videnscenter for landbrug	Skabe en opmærksomhed og efterspørgsels for overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen	<b>Step 1</b> 24-02-2015	Projektgruppen	Udarbejde foredrag og materialer Evt. opfølgning og svar på spørgsmål efterfølgende
<b>Målgruppe 2</b> Redaktionen på fagbladene	Godt nyt til mælke-producenter Monter en overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen og	Pressemeddelelse til Landbrugsavisen, Effektiv Landbrug, Maskinbladet	Skabe interesse og nysgerrighed om resultaterne. Få mælkeproducenter og andre interesserede til at kontakte os.	<b>Step 2</b> Understøtter direct mail til mælke-producenterne	Projektgruppen	Kontakt til redaktionerne Artikel/ pressemeddelelse Fotograf
<b>Målgruppe 3</b> Landbrugskonsulenter hos Landbrugets Rådgivningscenter	Ny viden som kan bruge i rådgivning til mælkeproducenter: Monter en overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen (Tiltag som bevarer og/eller forbedre mælkens kvalitet)	Deltagelse i møde eller lign. Hvor konsulenterne er samlet. Få taletid i fx 30 min. "Teknik på gården". Link til hjemmeside, hvor de kan læse mere	Ambassadører for den nye viden om overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen.	<b>Step 1</b> 17-03-2015 Informere konsulenterne så de er opdateret	Projektgruppen	Udarbejde foredrag og materialer Evt. opfølgning og svar på spørgsmål efterfølgende
<b>Målgruppe 4</b> Energiselskabernes energirådgivere	Ny viden om overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen (Tiltag som bevarer og/eller forbedre mælkens kvalitet)	Erfa-træf arrangeret af Dansk Energi	Inddrage den nye viden i rådgivningen til mælkeproducenter	<b>Step 3</b>	Projektgruppen	Udarbejde foredrag – evt. Genbrug af materiale til landbrugs konsulenterne
<b>Målgruppe 5</b> Leverandører af mælkekøleanlæg	Godt nyt til mælkeproducenter: Overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen (Tiltag som bevarer og/eller forbedre mælkens kvalitet)	Telefon og besøg	Skabe salg af overhednings-varmeveksler og/eller en ventil som sænker kondenserings-temperaturen	<b>Step 2</b>	Projektgruppen	Baggrundsmateriale for resultaterne (let forståeligt)