

Utvikling av liten kompakt varmpumpe tørkesystem for biobankmaterialer

Tobias Danielsen

Master i energibruk og energiplanlegging
Innlevert: juni 2016
Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2016-28

MASTER THESIS

for

Student Tobias Danielsen

Spring 2016

Development of small compact heat pump dryer system for BioBank materials*Utvikling av liten kompakt varmpumpe tørkesystem for biobankmaterialer***Background and objective**

At the St. Olav hospital, BioBank material handling is a large activity and the need for storing of the different materials (liquids and tissues) is a costly operation. These materials are used in research activity and tested regularly over a long period, to compare with human development. These materials are normally very quick frozen and stored at -80 to -100°C , some materials even in liquid nitrogen at -193°C . This activity is a costly operational process for the hospital.

Over a period there have been performed some project and master thesis related to drying of different tissues and store at temperatures closed to room temperature with promising results. This will make the logistic cost very much lower than today procedures. This project are based on results from previous projects and master thesis within this topic.

The main purpose with this project and master thesis will be to make a bench heat pump drying system for BioBank materials. The tasks will be as follows: designing, building and testing the system. The master thesis will be very practical with design of all components, set all components in order, and after receiving the components the student have to make the system together with the technicians in the lab, including the instrumentations and perform initial tests.

The following tasks are to be consider:

1. Literature review of heat pump drying systems at atmospheric pressure and temperatures below 0°C
2. Build the drying chamber with refrigeration system for dehumidification and air filter
3. Plan and install instrumentation and process control
4. Plan and perform tests to verify the system
5. Make a small documentation for the operation of the dryer
6. Make draft scientific paper of the main results from the work
7. Make suggestion for the further work

-- " --

Within 14 days of receiving the written text on the master thesis, the candidate shall submit a research plan for his project to the department.

When the thesis is evaluated, emphasis is put on processing of the results, and that they are presented in tabular and/or graphic form in a clear manner, and that they are analyzed carefully.

The thesis should be formulated as a research report with summary both in English and Norwegian, conclusion, literature references, table of contents etc. During the preparation of the text, the candidate should make an effort to produce a well-structured and easily readable report. In order to ease the evaluation of the thesis, it is important that the cross-references are correct. In the making of the report, strong emphasis should be placed on both a thorough discussion of the results and an orderly presentation.

The candidate is requested to initiate and keep close contact with his/her academic supervisor(s) throughout the working period. The candidate must follow the rules and regulations of NTNU as well as passive directions given by the Department of Energy and Process Engineering.

Risk assessment of the candidate's work shall be carried out according to the department's procedures. The risk assessment must be documented and included as part of the final report. Events related to the candidate's work adversely affecting the health, safety or security, must be documented and included as part of the final report. If the documentation on risk assessment represents a large number of pages, the full version is to be submitted electronically to the supervisor and an excerpt is included in the report.


Pursuant to "Regulations concerning the supplementary provisions to the technology study program/Master of Science" at NTNU §20, the Department reserves the permission to utilize all the results and data for teaching and research purposes as well as in future publications.

The final report is to be submitted digitally in DAIM. An executive summary of the thesis including title, student's name, supervisor's name, year, department name, and NTNU's logo and name, shall be submitted to the department as a separate pdf file. The final report in Word and PDF format, scientific paper and all other material and documents should be given to the academic supervisor in digital format on a DVD/CD-rom or a memory stick at the time of delivery of the Master Thesis.

- Work to be done in lab (Water power lab, Fluids engineering lab, Thermal engineering lab)
 Field work

Department of Energy and Process Engineering, January 18th 2016


Prof. Olav Bolland
Department Head


Prof Trygve M. Eikevik
Academic Supervisor
e-mail: Trygve.m.eikevik@ntnu.no

Research Advisor:
Prof. Jostein Halgunset
Dr. Haakon Skogseth
Dr. Ignat Tolstorebrov

e-mails
jostein.halgunset@ntnu.no
haakon.skogseth@ntnu.no
ignat.tolstorebrov@ntnu.no

After considerations and discussions with the academic supervisor, the following tasks were decided to be executed:

1. Literature review of heat pump drying systems at atmospheric pressure and temperatures below 0°C
2. Design a heat pump driven atmospheric freeze dryer for biobank materials based on a household freezer
3. Build the drying chamber with refrigeration system for dehumidification
4. Plan and install instrumentation and process control
5. Plan and perform tests to verify the system
6. Make a small documentation for the operation of the dryer
7. Make suggestion for the further work



Prof Trygve M. Eikevik

Academic supervisor

Sammendrag

Formålet med denne masteroppgaven har vært å utvikle og bygge en atmosfærisk frysetørker for tørking av biobankmaterialer. Frysetørkeren er planlagt å senere bli benyttet for å utføre forsøk på tørking som en alternativ konserveringsmetode for lagring i biobanksammenheng.

Designet tok utgangspunkt i et vanlig fryseskap der det isolerte kabinettet og kompressoren ble gjenbrukt. Inne i kabinettet ble det installert en fordamper for nedkjøling og avfukting av tørkeluften og en kondensator for gjenoppvarming av tørkeluften. En vifte ble montert inne i skapet slik at luften sirkuleres gjennom vekslerne og et brett hvor vevsprøver kan legges. På baksiden av skapet ble det montert en kondensator til, som har til formål å ta varme fra systemet til omgivelsene. Omgivelsesluften ble drevet gjennom den eksterne veksleren ved hjelp av to mindre vifter.

Når den atmosfæriske frysetørkeren var bygget ble det utført forsøk med tørking av rent kjøtt (kylling og svin) som substitutt for biobankmateriale. Prøvene ble veid før og etter frysetørkingen og de ble senere tørket i en konveksjonstørker på 100 °C for å fjerne det resterende tilgjengelige vannet. På denne måten kunne prøvene veies på nytt, og ved å sammenligne vekten kunne det regnes ut hvor mye av det tilgjengelige vannet som ble fjernet under frysetørking. Ved tørking av kyllingfilet skjært til en størrelse på 2x10x10 millimeter ble det oppnådd et resterende vanninnhold på 10-11 % (fra 73 %). Ved tørking av ytrefilet av svin med en størrelse på 5x5x20 millimeter ble det oppnådd et resterende vanninnhold på 15-16 % (fra 73 %). Tiden det tok før prøvene sluttet å synke i vanninnhold var med de minste prøvene (kyllingfilet) 8 timer og med de større prøvene (svinefilet) 16 timer.

Ett forsøk ble kjørt i 20 timer uten at frysetørkeren ble åpnet. Da oppnådde skapet en gjennomsnittlig tørketemperatur på -3,67 °C. Dette var høyere enn den planlagte tørketemperaturen på -10 °C, noe som antakelig skyldes underdimensjonering av viftekapasiteten på den eksterne kondensatoren. Med utbedring av dette vil det antakelig oppnås en tørketemperatur på -9,4 °C. Det er dermed anbefalt videre arbeid med å utbedre dette og utføre flere forsøk.

Abstract

The aim of this thesis has been to develop and build an atmospheric freeze dryer for drying biobank materials. The intention is that the dryer will be used in experiments on drying as an alternative preservation method of storing in biobanks.

The design was based on a household freezer, where the insulated cabinet and compressor were reused. Inside the enclosure an evaporator was installed for cooling and dehumidification of the air, and a condenser was installed for reheating of dry air. A fan was mounted on the inside of the cabinet in order to circulate the air through the heat exchangers and a drying tray where the tissue samples are located. At the rear end of the cabinet a condenser was mounted, designed to take heat away from the system. Ambient air was driven through the external heat exchanger by two smaller fans.

The atmospheric freeze dryer was built and tests were performed with drying of pure meat (chicken and pork) as a substitute for biobank material. The samples were weighed before and after freeze-drying, and subsequently dried in a convection dryer at 100 ° C to remove the remaining available amount of water. Then weighed again, and by comparing the weight before and after drying, it could be calculated how much of the available water that has been removed during freeze drying. When drying chicken fillet cut to a size of 2x10x10 mm, the residual water level achieved was 10-11% (from 73%). When drying the pork sirloin with a size of 5x5x20 mm, a residual water level achieved was 15-16% where achieved (from 73%). Drying time, i.e. the time it took until water content reduction ceased, was 8 hours with the smallest samples (chicken fillet) and 16 hours with the larger samples (pork fillet).

One test was run for 20 hours without opening the freeze dryer's door, and an average drying temperature of -3.67 ° C was achieved. This was higher than the designed drying temperature of -10 ° C, and it is expected that this is due to the under-dimensioning of the capacity for the fans mounted on the external condenser. By rectifying this, it is expected to achieve a drying temperature of -9.4 ° C. It is therefore recommended further work to improve this and perform more experiments.

Forord

Denne masteroppgaven avslutter min to årige mastergrad i *energibruk og energiplanlegging* ved *Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU)*. Mastergraden bygger videre på bachelorgraden i maskiningeniør fra *Høgskolen i Sør-Trøndelag (HiST)*.

Varmepumpeteknologi er et meget interessant fagområde, og jeg har verdsatt å få skrive masteroppgave innenfor dette emnet. Oppgaven har også vært praktisk rettet, med konstruksjon av en atmosfærisk frysetørker – noe jeg har satt stor pris på! Jeg valgte å utføre mesteparten av byggingen i laboratoriet selv, noe som har vært svært lærerikt. Det definitive høydepunkt av oppgaven var da jeg fylte mitt første kjøleanlegg med kjølemediet, og startet det opp. For å sitere Håvard Rekstad (overingeniør ved varmetekniske laboratorier) som observerte min entusiasme over at anlegget fungerte: «*man husker alltid sitt første kjøleanlegg!*» - og det tror jeg absolutt på!

Jeg vil benytte anledningen til å takke flere personer som har hjulpet og tilrettelagt for meg underveis. Først og fremst en takk til veilederen min, *Trygve Magne Eikevik*, for gode råd underveis i design og bygging av den atmosfæriske frysetørkeren. Jeg vil også takke *Reidar Tellebon* som alltid har vært lett å spørre om praktiske råd og lån av verktøy. Han hjalp også til med lodding av rør og bruk av platekutteren. I tillegg vil jeg takke Martin Bustadmo, som var tilstede da jeg fylte anlegget med kjølemediet - han ga meg selvtillit til å ta egne avgjørelser å styre fyllingen selv.

Tobias Danielsen

Trondheim, 13. Juni 2016

Innholdsfortegnelse

1	Innledning.....	2
1.1	<i>Bakgrunn.....</i>	2
1.2	<i>Typer biobank.....</i>	3
1.3	<i>Formål.....</i>	4
1.4	<i>Oppbygging av oppgaven.....</i>	4
2	Teori.....	6
2.1	<i>Vannaktivitet.....</i>	6
2.2	<i>Sorpsjonskurve.....</i>	7
2.3	<i>Frysing.....</i>	8
2.4	<i>Tørking.....</i>	8
2.4.1	<i>Forskjellige tørkemetoder.....</i>	9
2.4.2	<i>Måling av ytelse.....</i>	11
2.4.3	<i>RNA.....</i>	11
2.5	<i>Varmepumpe.....</i>	11
2.6	<i>Fuktig luft.....</i>	14
3	Litteraturstudie.....	16
3.1	<i>Bruk av varmpumpe i tørkere.....</i>	16
3.2	<i>Atmosfærisk frysetørking.....</i>	17
3.2.1	<i>Utbredelse.....</i>	18
3.2.2	<i>Temperaturprogrammer.....</i>	18
3.2.3	<i>Tidligere forsøk med tørking i biobanksammenheng.....</i>	19
4	Design av tørkeren.....	22
4.1	<i>Utgangspunkt: et konvensjonelt frysenskap.....</i>	22
4.2	<i>Systemutforming.....</i>	22
4.3	<i>Beregninger.....</i>	26
4.3.1	<i>Utgangspunkt for beregninger.....</i>	26
4.3.2	<i>Fastsettelse av ytelsesparameter til kompressoren.....</i>	27
4.3.3	<i>Beregninger ved drift.....</i>	29
4.3.4	<i>Rørdimensjonering.....</i>	31
4.3.5	<i>Trykkfall.....</i>	33
4.3.6	<i>Mengdeberegning kjølemedium.....</i>	34
4.3.7	<i>Varmetilskudd.....</i>	35

4.4	<i>Komponentvalg</i>	37
4.4.1	<i>Kompressor</i>	37
4.4.2	<i>Varmevekslere</i>	37
4.4.3	<i>Andre komponenter</i>	41
4.5	<i>Styring og instrumentering</i>	43
4.5.1	<i>Styringsprinsipp</i>	43
4.5.2	<i>Avising og drenering</i>	43
4.5.3	<i>Instrumentering</i>	44
5	<i>Bygging av tørkeren</i>	46
5.1	<i>Demontering av frysenskap</i>	46
5.2	<i>Montering av kanaler</i>	46
5.3	<i>Tilvirking av tørkebrett</i>	47
5.4	<i>Tilvirking av hyller for vifte og vekslere</i>	49
5.5	<i>Montering vekslere</i>	49
5.6	<i>Montering av vifter</i>	52
5.7	<i>Montering av styring</i>	54
5.8	<i>Montering og lodding av komponenter</i>	56
5.9	<i>Instrumentering</i>	57
5.9.1	<i>Montering</i>	58
5.10	<i>Tetthetskontroll og trykktesting</i>	61
5.11	<i>Fylling av kjølemediet</i>	62
5.12	<i>Igangkjøring og innregulering av ekspansjonsventil</i>	65
5.13	<i>Avvik fra design</i>	72
6	<i>Forsøk</i>	74
6.1	<i>Valg av materiale til tørking</i>	74
6.2	<i>Forsøk 1</i>	74
6.2.1	<i>Resultater forsøk 1</i>	75
6.3	<i>Forsøk 2</i>	76
6.3.1	<i>Resultat forsøk 2</i>	76
6.4	<i>Forsøk 3</i>	79
6.4.1	<i>Resultat forsøk 3</i>	80
6.5	<i>Forsøk 4</i>	82
6.5.1	<i>Resultat forsøk 4</i>	82
7	<i>Diskusjon</i>	88

7.1	<i>Tørking</i>	88
7.2	<i>Kjølemaskin</i>	94
7.3	<i>Mulige modifikasjoner</i>	97
7.3.1	Elektrisk varmeelement	97
7.3.2	Øking av viftekapasitet på den eksterne veksleren	100
7.3.3	Treveisventil på indre kondensator	103
7.4	<i>Usikkerheter og feilkilder</i>	104
8	Konklusjon	106
9	Anbefaling for videre arbeid	108
	Bibliografi	110
	Vedlegg 1	114
	Vedlegg 2	115
	Vedlegg 3	117
	Vedlegg 4	Feil! Bokmerke er ikke definert.
	Vedlegg 5	Feil! Bokmerke er ikke definert.
	Vedlegg 6	Feil! Bokmerke er ikke definert.
	Vedlegg 7	Feil! Bokmerke er ikke definert.

Figurliste

Figur 1: Vannaktivitet i forhold til forringelsesrate (Fellows, 2000, p. 47)	6
Figur 2: Sorpsjonskurve (Fellows, 2000, p. 48)	7
Figur 3: Kritisk sone for krystallvekst (Fellows, 2000, p. 421).	8
Figur 4: Enkel skisse varmepumpetørker	9
Figur 5: Tre-trins beltetørker (Fellows, 2000, p. 326)	10
Figur 6: Enkel skisse varmepumpe	12
Figur 7: Prinsipielt log P-h diagram	13
Figur 8: Tørkeprosessen i Mollier diagram (Klöcker, et al., 2001).....	14
Figur 9: Oversik over studier på VPT over tid (Colak & Hepbasil, 2009)	16
Figur 10: SMER ved forskjellige tørketemperaturer (Strømmen & Kramer, 1994).....	18
Figur 11: Plassering av brettet i kabinett.....	23
Figur 12: Oppbygging av tørkebrett.....	24
Figur 13: Forenklet systemskisse	25
Figur 14: Log P-h diagram initiale beregninger (EES)	28
Figur 15: Tørkeluften fremstilt i et mollierdiagram	30
Figur 16: Varmepumpekretsen fremstilt i et log p-h diagram.....	31
Figur 17: 3D-skisse av system	34
Figur 18: Kondensatortemperaturens innvirkning på vekslerens effekt	38
Figur 19: Systemskjema instrumentering	44
Figur 20: Skisse over elektriske komponenter	56
Figur 21: Instrumenteringsskisse med nummerering av sensorer	60
Figur 22: Temperaturutvikling under innregulering	66
Figur 23: Temperaturutvikling ved innregulering (andre forsøk).....	66

Figur 24: Innvendig temperatur (med og uten blindplate)	67
Figur 25: Innvendig temperaturutvikling	68
Figur 26: Nedkjøling med nye eksterne vifter, med og uten blindplate.....	71
Figur 27: Restvekt etter tørking i forsøk 1	75
Figur 28: Restvekt etter tørking i forsøk 2	77
Figur 29: Vanninnhold etter tørking i forsøk 2	79
Figur 30: Restvekt etter tørking i forsøk 3	80
Figur 31: Vanninnhold etter tørking i forsøk 3	81
Figur 32: Vanninnhold etter tørking i forsøk 4	82
Figur 33: Innvendige temperaturer under forsøk 4	83
Figur 34: Temperaturer i kjølemaskin under forsøk 4	84
Figur 35: Temperaturer i kjølemaskinen under en time av forsøk 4	85
Figur 36: Relativ luftfuktighet under forsøk 4	86
Figur 37: Endring i duggpunkt under forsøk 4.....	86
Figur 38: Lufthastighet målt etter forsøk 4	87
Figur 39: Resultat fra forsøk 4 sortert etter økende vekt.....	90
Figur 40. Sammenligninger mellom egne og Sjøvolds forsøk.....	92
Figur 41: Mollierdiagram med de innvendige temperatur og fuktighets sensorene inntegnet.	93
Figur 42: Skisse av varmpumpetørker med gjennomsnittstemperaturer	95
Figur 43: Log-Ph diagram med inntegnet punkter for beregninger utført etter forsøk	96
Figur 44: Iterasjonsberegninger uten underkjøling	100
Figur 45: Viftekurve for ebm-papst 8212 JH3	101
Figur 46: Iterasjonsberegningene med underkjøling.....	103
Figur 47: Shuntventil for by-pass av kjølemediet	104

Tabeller

Tabell 1: Typer Biobank med eksempler (Roland, et al., 2001)	3
Tabell 2: Tabell over vurderingskriterier	22
Tabell 3: Ytelse tabell for kompressor HTK95AA	27
Tabell 4: Sammenligning mellom beregnete verdier og verdier fra databladet	29
Tabell 5: Antakelser for beregninger av tørkeluften	29
Tabell 6: Resultater beregninger med luftkrets inkludert.....	30
Tabell 7: Nødvendig hastighet for kjølerør	32
Tabell 8: Trykkfall i rør.....	33
Tabell 9: Trykkfall i komponenter	34
Tabell 10: Mengde kjølemedie.....	35
Tabell 11: Beregning av u-verdi.....	36
Tabell 12: Forespørsel til Lu-Ve	39
Tabell 13: Beregning i svar fra Lu-Ve	40
Tabell 14: Oversikt over sensorer med toleranser.....	57
Tabell 15: Trykktesting	62
Tabell 16: Tørkeluftens tilstand med og uten blindlokk over kondensatoren.....	71
Tabell 17: Gjennomkjøringer	71
Tabell 18: Gjennomsnittstemperaturer målt under forsøk 4	85
Tabell 19: Gjennomsnittlig relativ luftfuktighet under forsøk 4	87
Tabell 20: Gjennomsnittlig duggpunkt under forsøk 4	87
Tabell 21: Resultater fra reberegning i EES.....	96
Tabell 22: Varmebalanse for tørkekabinettet	97
Tabell 23: Iterasjonsberegninger med elektrisk oppvarming inne i tørkeskapet.....	98

Tabell 24: Iterasjonsberegninger av varmebalansen med underkjøling.....	102
---	-----

Bildeliste

Bilde 1: Fordamper (venstre) og kondensatorer (høyre) fra Lu-Ve	41
Bilde 2: Demontering av fryseskap	46
Bilde 3: Tilvirkede vinkler (venstre) og montert kanaler (høyre)	47
Bilde 4: Tilpassing av hylle mot bakkant skap	48
Bilde 5: Boring av tørkebrett.....	48
Bilde 6: Ferdig montert tørkebrett.....	49
Bilde 7: Tilvirkning av ramme for fordamper.....	50
Bilde 8: Montering av innvendige varmevekslere	51
Bilde 9: Montering av ekstern kondensator	52
Bilde 10: Montering av sirkulasjonsvifte	53
Bilde 11: Undertrykkskasse med vifter montert	54
Bilde 12: Kontrollpanel	55
Bilde 13: Montering og isolering av temperatursensorer	58
Bilde 14: Temperatur- og luftfuktighetsmåler over indre kondensator.....	59
Bilde 15: Lufthastighetsmåler	59
Bilde 16: Temperatursensor til styrepanel (venstre) og styrepanel (høyre)	60
Bilde 17: Tilkobling av nitrogenflaske (venstre), trykkavlesninger (høyre).....	61
Bilde 18: Påfyllingsarrangement	63
Bilde 19: Seglass	65
Bilde 20: Blindplate over kondensator	68
Bilde 21: Vifter byttet på undertrykkskassen	70
Bilde 22: Tørkebrett til frysetørker (venstre) og konveksjonstørker (høyre).....	76
Bilde 23: Fargeforskjell før og etter konveksjonstørkeren (100 °C).....	78

Bilde 24: Skorpedannelse (venstre), prøve uten skorpedannelse for sammenligning (høyre). 81

Bilde 25: Prøve nummer 17 vist i midten (5B) 83

Forkortelser

RNA	Ribonukleinsyre, kjernesyre med viktig rolle i produksjon av proteiner i celler
HX-SIM	Simulering program for bygging av varmevekslere
RIN	RNA Integrity Number
SMER	Specific Moisture Extraction rate [kg/kWh]
COP	Coefficient Of Performance
VPT	Varmepumpeørker
AFT	Atmosfærisk frysetørker
EES	Engineering Equation Solver, beregnings program med innebygde termodynamiske data

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

På St. Olavs og andre større sykehus lagres store mengder av humanbiologisk materiale i en biobank. Materialene benyttes i hovedsak til forskning og diagnostisering av pasienter. Prøvene som blir lagret er delt inn i ulike samlinger etter prosjekter, har ulik tidshorisont for lagring og består av ulike materialer. Disse prøvene blir normalt fryst ned i mekaniske dypfrysere eller oppbevart i flytende nitrogen. Lagringen er en ressurskrevende aktivitet som forutsetter god infrastruktur. Fryserne trenger kontinuerlig overvåking og tilgang til stabil kraftforsyning. Denne formen for lagring er også energikrevende. Det er derfor interessant og kunne utvikle en konserveringsmetode som tillater lagring i romtemperatur. Dette vil gjøre drift av en biobank mer kostnadseffektiv for større sykehus som St. Olavs, men det vil også gjøre det mulig for mindre sykehus å lagre biobankmateriale. I tillegg er det deler av verden som ikke har tilgang på stabil infrastruktur eller tilstrekkelig ressurser for lagring på lave temperaturer. Det kan bety at forskere kan gå glipp av materiale fra disse delene av verden.

En mulig konserveringsmetode for biobankmaterialer er frysetørking under atmosfærisk trykk. Som litteraturstudiet vil vise, tilsier tidligere utførte studier på området at dette kan være en lovende teknologi. Det vil derfor være nyttig å utvikle en atmosfærisk frysetørker designet for å tørke biobankmaterialer. Denne vil i første omgang kunne brukes for videre forskning på frysetørking som en konserveringsmetode for biobanker, og hvis disse forsøkene fortsetter å gi lovende resultater kan erfaringer med bygging og bruk av en slik tørker brukes i videre utvikling av serieproduserte enheter. Disse vil dermed kunne gjøre at forskning som benytter seg av humanbiologisk materiale blir lettere tilgjengelig i områder som ikke tidligere har hatt ressurser eller infrastruktur. Det vil også bidra med å senke kostnadene på denne typen forskning, noe som kan føre til økt omfang.

Prøvene som lagres i biobanker kan være unike og dermed verdifulle for forskningsmiljøene. I 2012 mistet en biobank med et av verdens største lager av fryste hjerneprøver til forskning på autisme, en tredjedel av samlingen som følge av teknisk feil på én fryser. Dette skjedde til tross for døgkontinuerlig overvåking og alarm tilknyttet fryseren (Levitz, 2012). Med lagring på romtemperatur vil prøvene i en biobank være tryggere enn hvis de er avhengig av funksjonen av frysere.

1.2 Typer biobank

En av Norges offentlige utredninger definerte biobank som «En biobank er en samling humant biologisk materiale» (Roland, et al., 2001). Videre deler man ofte biobankmaterialet opp i fire kategorier etter formål:

Tabell 1: Typer Biobank med eksempler (Roland, et al., 2001)

Type biobank	Eksempel
Diagnostikk	Patologiske avdelinger
Behandling (terapi)	Blodbanker
Forskning	Blodprøvesamlinger knyttet til befolkningsundersøkelser
Andre	Rettsmedisin

Grensen til disse biobankene kan være flytende mellom forskning og diagnostikk. Grunnen til dette er at forskere kan være interessert i det samme materiale som blir brukt i diagnostikken (Sundet, et al., 2015).

Et eksempel på en stor biobank brukt i forskning er den norske mor- og barnundersøkelsen, utført av Folkehelseinstituttet. I denne undersøkelsen ble kommende mødre rekruttert til å være med, fra 1999 til 2008. I undersøkelsen ble 270 000 urin- og blodprøver av mødre, fedre og barn samlet inn. I tillegg til det innsamlede materialet ble en rekke spørreskjema brukt. Til nå har undersøkelsen resultert i 300 publiserte studier og 30 avlagte doktorgrader, samt 211 pågående forskningsprosjekter fordelt på 34 ulike forskningsinstitusjoner (Folkehelseinstituttet, 2015).

1.3 Formål

Formålet med denne masteroppgaven er å utvikle og bygge en atmosfærisk frysetørker for konservering av biobankmateriale. Denne er planlagt å senere plasseres på St. Olavs laboratorier for å utføre forsøk på konservering av humanbiologisk materialer slik at de kan lagres ved tilnærmet romtemperatur. Den bygger videre på min tidligere utførte prosjektoppgave som omhandler design av den atmosfæriske frysetørkeren. Da det ble gjort større endringer på designet under masteroppgaven, er også designet tatt med i masteroppgaven. Den største av disse var endringen fra et utvendig avfuktingskammer til å sette fordamperen og en av kondensatorene inne i selve fryseskabet.

Følgende deloppgaver ble etter diskusjon med veileder bestemt:

1. Utfør en litteraturstudie av varmpumpedrevet atmosfærisk frysetørking
2. Design en varmpumpedrevet atmosfærisk frysetørker for biobankmaterialer basert på en vanlig fryser
3. Bygg tørkekabinettet med en kjølemaskin for avfukting av tørkeluften
4. Planlegg og installer instrumentering og styring av prosessen
5. Planlegg og gjennomfør forsøk for å verifisere systemet
6. Lag en enkel brukerdokumentasjon
7. Lag forslag for videre arbeid

I denne masteroppgaven er det valgt å begrense utvalget av biobankmaterialer til vevsprøver, og det blir derfor sett bort fra for eksempel kroppsvæskeprøver.

1.4 Oppbygging av oppgaven

Oppgaven er delt opp i fem hoveddeler: teori, litteraturstudie, design, bygging og forsøk. I teoridelen vil leseren få informasjon om relevant teori som ligger til grunn for det som er beskrevet i designkapitlet. I litteraturstudiet sees det til tidligere arbeider som omhandler bruk av varmpumpetørkere, og da særdeles atmosfærisk frysetørking. I designkapitlet forklares det hvordan den atmosfæriske frysetørkeren er tenkt utformet, samt at størrelser på komponenter er beregnet. En plan for instrumentering er også inkludert i designkapitlet. I kapitlet som omhandler bygging av tørkeren blir byggeprosessen beskrevet, fra demontering av fryseskabet til montering av komponenter og tilvirkning av de komponentene som ble laget på laboratoriet. I forsøkskapitlet blir de ulike forsøkene og resultatene av disse beskrevet.

Etter forsøkskapitlet blir resultatene fra forsøkene og mulige utbedringer av tørkeren drøftet i et diskusjonskapittel før det oppsummeres i konklusjon. Oppgaven avsluttes med forslag til videre arbeid. Vedlagt oppgaven er brukerdokumentasjon for bruk av den konstruerte atmosfæriske frysetørkeren (vedlegg 1).

Risikovurdering er utført både på arbeid og forsøksrigg, disse vedlegges elektronisk.

2 Teori

Kapittel 2.1 til og med 2.4 er i hovedsak basert på de prinsippene som er presentert i *Food processing technology* av P J Fellows andre utgave (2000). Der det er brukt en annen kilde i disse kapitlene er det sitert direkte i teksten.

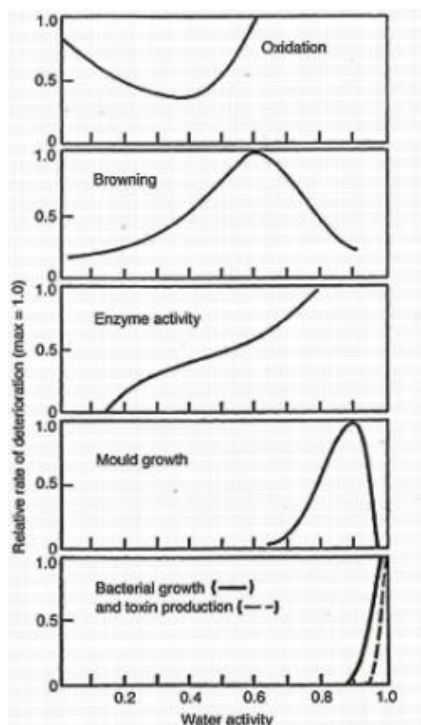
2.1 Vannaktivitet

Forringelse av biologisk materiale er sterkt relatert til vannaktiviteten. Det er tilgjengeligheten til vann for mikrobisk-, enzym- og kjemisk aktivitet som bestemmer mulig lagringstid for et materiale. Vannaktivitet er definert som: «vann damptrykket til varen dividert på vann damptrykket til rent vann» (Slinde, 2009)

Formel 1: Vannaktivitet

$$a_w = \frac{P}{P_0}$$

Metoder for å redusere vannaktiviteten kan gjøres med å fjerne vannet (tørking) eller immobilisering av vannet (frysing).



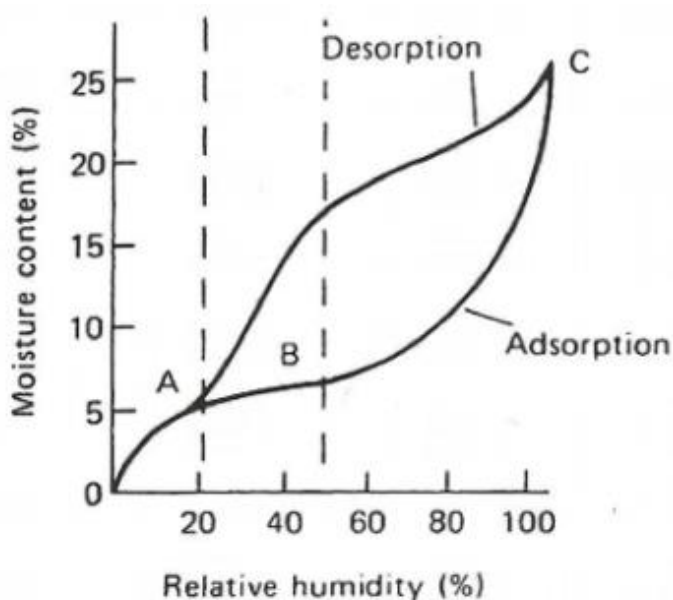
Figur 1: Vannaktivitet i forhold til forringelsesrate (Fellows, 2000, p. 47)

I Figur 1 er de ulike skadelige prosesser skissert med vannaktivitet på x-aksen og forringelsesrate på y-aksen. Disse er oksidering, bruning, enzymaktivitet, muggvekst og bakterievekst. Som

vi ser blir de fleste skadelige prosessene hemmet ved å redusere vannaktiviteten. Det er imidlertid to unntak – det ene unntaket er bruning som forekommer mer på en middels vannaktivitet, men avtar igjen når vannaktiviteten avtar videre; det andre unntaket er oksidasjon av lipider som øker når vannaktiviteten kommer ned på et lavere nivå. Dette er grunnet økt aktivitet av frie radikaler.

2.2 Sorpsjonskurve

Ved å legge en prøve i et kammer med konstant temperatur vil etterhvert prøven komme i ekvilibrium med den relative fuktigheten til den omkringliggende luften. Ved å gjenta prosedyren med forskjellig luftfuktighet vil det dannes en sorpsjonsisoterm. Hvert biologisk materiale har et unikt sett av sorpsjonsisotermer, men de fleste sorpsjonskurver har en karakteristisk utforming som vises i figuren under (Figur 2).



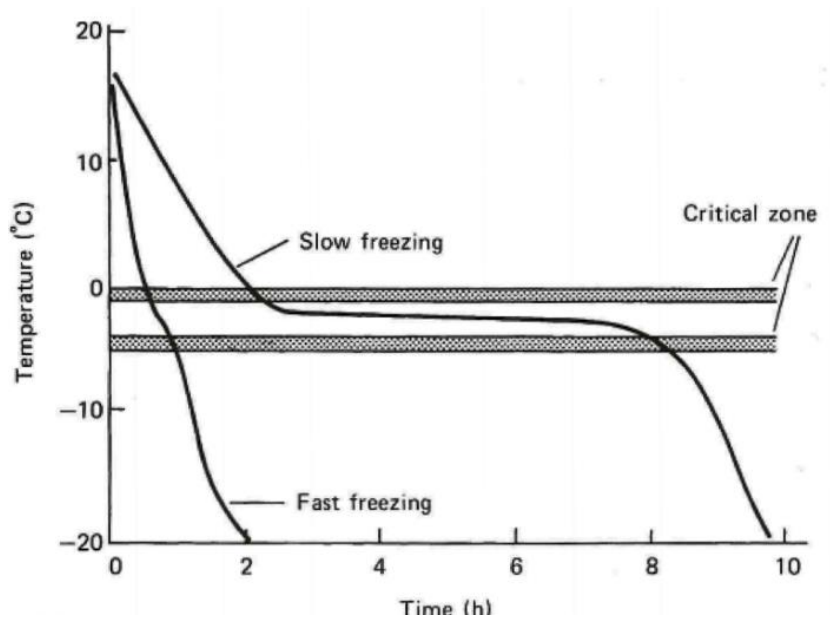
Figur 2: Sorpsjonskurve (Fellows, 2000, p. 48)

Første del av kurven (A) i Figur 2 representerer vann lagret i monolag, som er meget stabilt og ikke kan fjernes ved frysing eller tørking. Den neste delen av kurven (B) er vann lagret i multilag og løst opp i løselige komponenter. Siste delen av kurven er det frie vannet som er lagret i den kapillære strukturen. Vannet i denne delen av kurven ligger i den kapillære strukturen mellom cellene. Det er dette vannet som må fjernes for å hindre bakterievekst og enzymaktivitet. En slik kurve kan dermed benyttes til å bestemme det ønskede vannaktivitetsnivået på materialet som skal tørkes.

2.3 Frysing

Med å senke temperaturen under frysepunktet for et biologisk materiale, vil deler av vannet omdannes til iskrystaller. Når dette vannet låses i iskrystaller synker vannaktiviteten. Dette, samt den lavere temperaturen, utsetter den normale forringelsen til materialet. Den mest skadelige effekten av frysing er skade på celler som følge av vekst i iskrystallene. Animalsk vev har mer fleksible fiberstrukturer et plantevev, noe som gjør at strukturen på animalsk vev ikke blir betydelig svekket under krystallvekst.

Skaden på struktur og celler er avhengig av størrelsen på iskrystallene som igjen er avhengig av hastigheten til nedfrysing. Ved hurtig nedfrysning vil flere iskrystaller dannes. Det gjør krystallene små og dermed mindre skadelig for strukturen. Det er dermed viktig at materiale blir fryst hurtig ned og ikke oppholder seg i den kritiske sonen der iskrystallene vokser i stedet for å øke i antall (Figur 3).



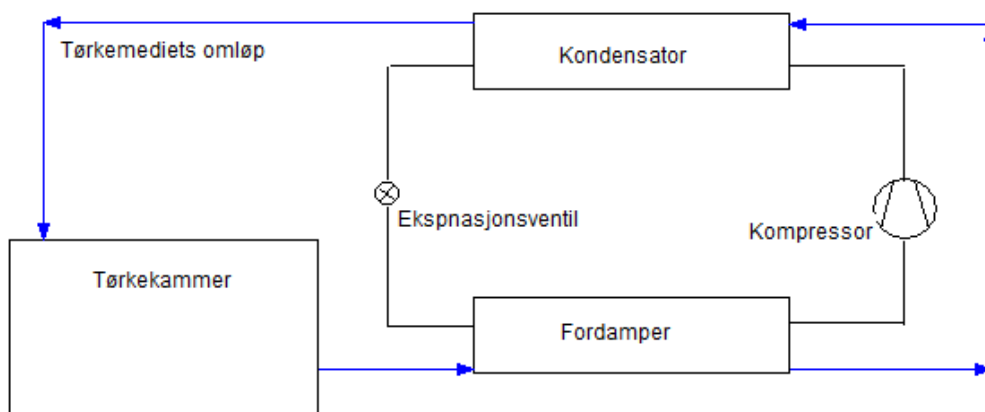
Figur 3: Kritisk sone for krystallvekst (Fellows, 2000, p. 421).

2.4 Tørking

Ved å fjerne deler av vannet gjennom absorpsjon av omliggende luft, er det mulig å redusere vannaktiviteten i det biologiske materialet. Prosessen gjøres enten med fordampning fra en fuktig hinne eller med sublimasjon. Ved bruk av varm luft er tørkehastigheten knyttet opp mot temperaturen på luften, luftens relative fuktighet samt luftens hastighet over prøven. For å oppnå en mest mulig effektiv tørking burde luften ha lav relativ luftfuktighet, høy tørrkuletemperatur og høy lufthastighet.

2.4.1 Forskjellige tørkemetoder

I industrien er det hovedsakelig trevirke og ulike former for næringsmiddel som tørkes. Metodene er forskjellige alt etter hvilke produkt som skal tørkes, i hvilket omfang og med hvilke energikilder som brukes. Hovedsakelig benytter industriell tørking seg av konveksjon. Tørkemediet (eksempelvis luft) varmes opp ved hjelp av olje, gass eller elektrisitet og passerer siden materialet der vann fordamper. Ved bruk av olje eller gass kan tilluften varmes noe med gjenvinning fra avtrekket. Ved bruk av elektrisitet kan energigjenvinningen være høyere gjennom en varmepumpe. Elektrisiteten kan da drive kompressoren i varmepumpen som gjennom fordamperen kjøler ned luften at den blir avfuktet i fordamperen (Figur 4). Varmen tilbakeføres så til tørkeluften i kondensatoren. Luften gjenbrukes og tørkingen forgår i et lukket omløp.



Figur 4: Enkel skisse varmepumpetørker

Oppbyggingen av selve tørkeren er blant annet avhengig om den skal opereres kontinuerlig eller om den skal tørke i partier. Beskaffenheten til materialet som skal tørkes er også med på å bestemme hvordan luften kommer i kontakt med materialet. Hovedtypene av tørkedesign er:

- **Kabinettørkere**

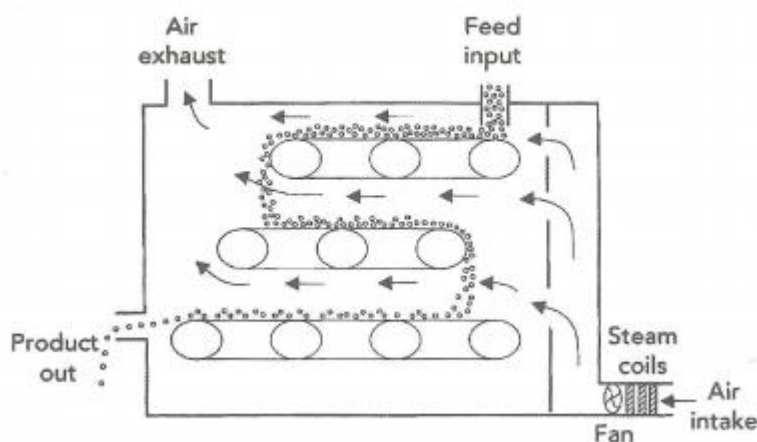
Isolert kabinett med hyller som enten er perforert eller laget i netting. Luftstrømmen går ofte på tvers over brettene. Hovedsakelig er designet brukt til småskala- eller pilotforsøk. Tørkedesignet gir lave investeringskostnader og fleksible vedlikeholdskostnader. Slike tørkere brukes partivis og kan dermed ha ujevn kvalitet på tørking.

- **Tunneltørkere**

Materialet som skal tørkes legges her på brett som blir satt i vogner. Vognene kan semikontinuerlig rulles gjennom tunnelen. Høyere effektivitet og kapasitet en kabinettørkere grunnet kontinuerlig drift. Jevn kvalitet oppnås hvis vognene roteres i tunellen slik at materialet over tid får lik tilgang til varmluft.

- **Beltetørkere**

Materialet som skal tørkes transporteres her rundt på et transportbånd inne i tørkeren. Hvis beltetørkeren bygges med to eller tre trinn (Figur 5) forbedres jevnheten i tørkingen og produksjon økes.



Figur 5: Tre-trins beltetørker (Fellows, 2000, p. 326)

- **Fluid bed tørker**

«Fluidisering er en prosess hvor væske eller gass passerer opp gjennom et partikkelsjikt med tilstrekkelig stor hastighet til at partiklene svever, men ikke så stor at de rives med av strømmen.» (Nesse, 2009). Materialet som tørkes legges i en jevn seng over en perforert flate. Den tørkende luften passerer sjiktet slik at det blir fluidisert. Slik blir arealet som blir utsatt for varm luft maksimert. Dette er dermed en effektiv prosess. Materialet som skal tørkes må være av liten størrelse og relativt uniformt utformet for å oppnå fluidisering. Større materiale kan granuleres gjennom en kvern.

- **Bed tørker**

Bed tørkere er bygget opp på samme måte som fluid bed tørker, men har ikke like stor lufthastighet. Materialet som tørkes blir derfor ikke fluidisert. Dette tørkedesignet brukes ofte for å drive ut restfukt etter at andre metoder er brukt.

- **Spraytørking**

Materiale i væskeform blir sprayet inn i en med- eller motstrøms luftstrøm med relativ høy temperatur (150-300 °C). Det tørkede materialet samles i bunn og mates ut av tørkeren med belte eller skrue. Fordelen er høy produktivitet og lave arbeidskostnader, men det er begrenset hvilke produkter som kan tørkes på denne måten da materiale som tørkes må være flytende.

2.4.2 Måling av ytelse

Den vanligste måten å måle ytelsen av tørking er *SMER* (Specific Moisture Extraction rate) med benevnelsen [kg fukt/kWh] (Colak & Hepbasil, 2009). Faktoren forteller hvor mye vann som forlater materialet som tørkes for hver kWh med energi som forbrukes av tørkeren. Den forteller dermed noe om hele tørkesystemet. For varmpumper er det ofte COP (coefficient of performance) som brukes som en måling på ytelse. Koeffisienten er beregnet fra varme avgitt eller tatt opp av henholdsvis kondensatoren eller fordampere i forhold til effekt tilført til kompressoren. COP beskriver varmepumpens prestasjon under gitte temperaturforhold. Det kan dermed være fordelaktig å bruke isentropisk virkningsgrad. Faktoren beregner hvor mye effekt som tilføres i forhold til en ideell tapsfri prosess.

Formel 2: beregning av SMER og COP

$$SMER = \frac{\text{kg fukt ekstrahert}}{\text{kWh tilført}} \quad COP_{kj} = \frac{Q_f}{W} \quad COP_{vp} = \frac{Q_k}{W} \quad \eta_{is} = \frac{W_{is}}{W}$$

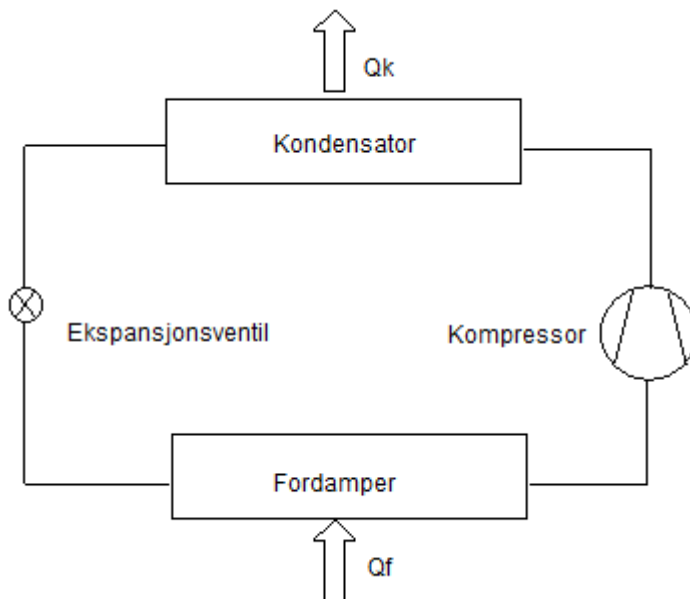
2.4.3 RNA

RNA er en forkortelse på ribonukleinsyre, som er en kjernesyre som er viktig i produksjonen av proteiner i cellen (Børresen-Dale & Dissen, 2009). Kvaliteten til det humanbiologiske materiale som blir lagret ved biobanker blir ofte målt etter RNA-kvaliteten. Denne blir målt med en RIN-skår der en verdi over 5 kan brukes i analyse av genuttrykk (Moghen & Halgunset, 2015).

2.5 Varmepumpe

Varmepumpe er en varmepumpe som henter varme på lave temperaturer og leverer varme på høyere temperaturer. Prinsippet kan brukes for å tilføre varme i bygg eller industrielle prosesser. Den kan også benyttes til å kjøle ned bygninger eller produkter. Varmepumpen sirkulerer et kjølemedium med gunstige termofysiske egenskaper. Varmepumpen veksler så varme til et sekundærmedia. I tørkesammenheng er det tørkemediet (luft) den veksler til. Figur 6 viser en

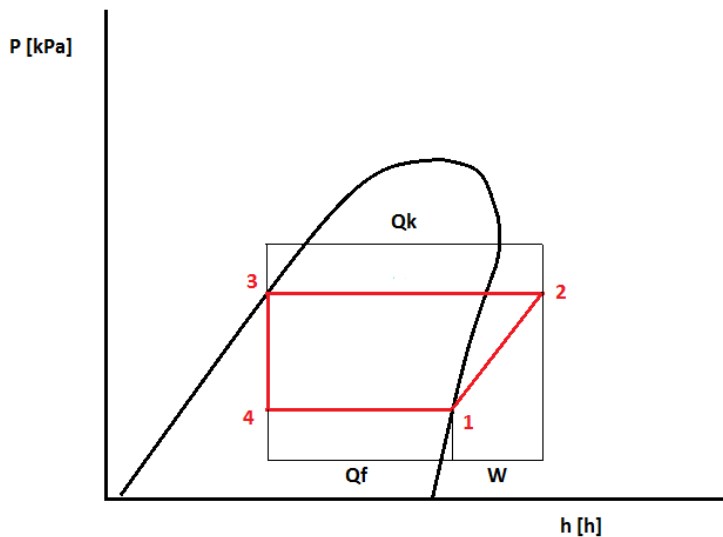
forenklet skisse med hovedkomponenter i varmepumpen. Hovedkomponentene forklares punktvis etter figuren.



Figur 6: Enkel skisse varmepumpe

- Kompressoren sørger for sirkulasjon av arbeidsmediet. Denne suger gass fra fordamperen og opprettholder dermed et lavt nok fordampertrykk. Videre komprimerer den sugegassen opp til kondensatortrykket.
- Kondensatoren avgir varme til sekundærmediet, som i dette tilfellet er luft. Kjølemediet kjøles da ned og kondenserer fra gass til væskeform. Kondensatortemperaturen og dermed trykket bestemmes av varmebalansen mellom kjølemediet og sekundærmediet.
- Ekspansjonsventilen struper trykket ned til fordampertrykk. Ved bruk av termostatisk ekspansjonsventil føler den på utløpet av fordamperen og regulerer strupingen. Dermed regulerer den overopphetningen og sikrer at kompressoren får ren gass uten væskedråper, som kan være skadelig for kompressoren.
- Fordamperen tar opp varme fra sekundærmediet som fordamper kjølemediet til gass. Fordampertemperaturen og dermed trykket bestemmes av varmebalansen mellom sekundærmediet og kjølemediet.

I en tørker drevet av en varmepumpe kan luften avfuktes og sirkuleres. I Figur 7 er kondensator-, fordamper- og kompressoreffekten tegnet inn i et prinsipielt log P-h diagram. x-aksen representerer entalpien og y-aksen representerer trykk. Kjølemediets ulike tilstander er tegnet inn i rødt. Gassen suges inn av kompressoren i punkt 1 og komprimeres til punkt 2. Varmen blir avgitt mellom punkt 2 og 3 gjennom kondensering og nedkjøling av overhettet gass. Kjølemediet strupes ned fra punkt 3 til 4. Varmen tas opp mellom punkt 4 og 1 i fordamperen.



Figur 7: Prinsipielt log P-h diagram

Følgende uttrykk betegner energibalansen i varmepumpen er som følger:

Formel 3: Effektberegning varmepumpe

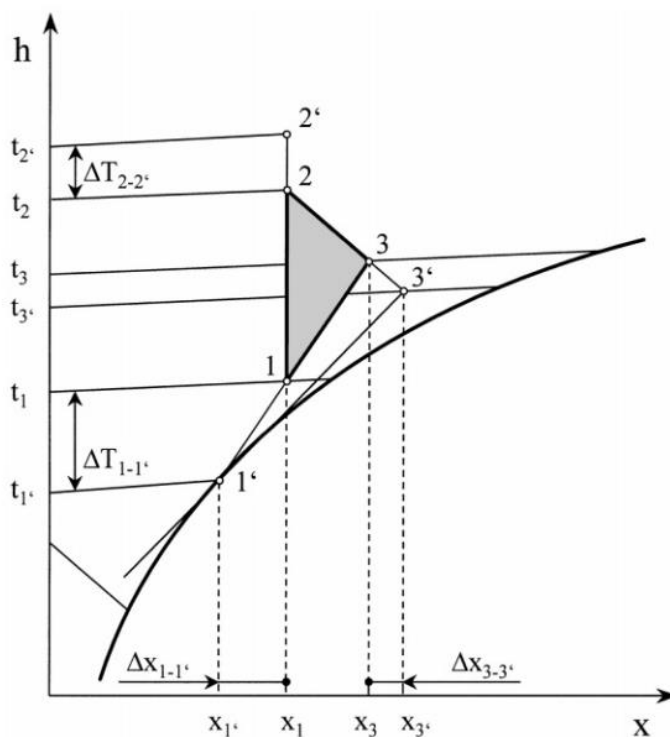
$$\dot{Q}_f = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) \quad \dot{Q}_k = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad \dot{W} = \dot{m}_r (h_2 - h_1)$$

Ut fra uttrykkene ovenfor og figuren ser vi at en varmepumpe leverer mer varme enn den tar til seg. Som nevnt tidligere kan en tørker være tilnærmet adiabatisk. Det vil si at tørkeren må kvitte seg med overskuddsvarme på omtrent samme størrelse med kompressoreffekten (Stene, 2001).

2.6 Fuktig luft

En av parameterne i tørkeprosessen er tørkemediets evne til å ta til seg fuktighet. Hovedsakelig er det luft som brukes som tørkemediet, men det kan i noen tilfeller brukes en inertgass.

All luft inneholder en viss grad av fuktighet om den ikke er spesielt behandlet. Den tørre andelen av luften er konstant, men fuktighetsinnholdet kan endre seg. Egenskapene til fuktig luft er avhengig av flere parametere og man trenger minst to for å bestemme tilstanden til luften. Eksempler på dette kan være tørrkule-, duggpunkt- eller våtkuletemperatur og relativ fuktighet. For å forenkle fremstillingen av tilstanden til luften utviklet Richard Mollier et diagram. Diagrammet har i tillegg til temperatur (y-akse) og vanninnhold (x-akse) en forskjøvet akse for våtkuletemperatur og entalpi. Relativ fuktighet er tegnet inn som kurver (Ingebritsen, 2015).



Figur 8: Tørkeprosessen i Mollier diagram (Klöcker, et al., 2001)

I Figur 8 ser vi luftens tilstandsending i tørkekretsen. Ved oppvarming i kondensatoren går luften fra tilstand 1 til 2. Entalpien og temperaturen øker, mens vanninnholdet er konstant. Siden temperaturen økes minker det relative fuktinnholdet. Når luften passerer materialet som tørkes endres tilstanden fra 2 til 3. Fuktighet tas opp i luften og vanninnholdet øker, men siden ingen varme tilføres forblir entalpien uendret. Den relative fuktigheten øker samtidig. Når luften passerer fordampere endres tilstanden fra 3 tilbake til 1. Siden fordampere er kaldere enn

duggpunktet til luften, skilles det ut fuktighet på flatene til fordamperen. Entalpien minker og vanninnholdet minker. Punkt 1' er kjøleflatens duggpunktstemperatur.

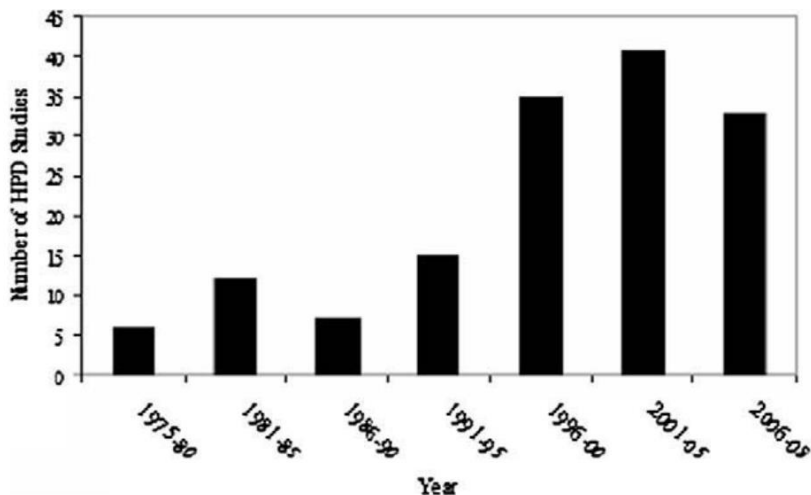
Siden noe av luften passerer uten å være i kontakt med kjøleflaten, vil ikke luften oppnå denne tilstanden. Luftens tilstand vil dermed være plass mellom tilstand 1' og 3. Forholdet mellom disse tilstandene kalles *bypassfaktoren*, som i hovedsak er bestemt av kjøleflatens geometri og størrelse (Ingebritsen, 2015).

Forskjellen mellom punkt 3 og 3' stammer fra at luften ikke rekker å komme i fullstendig ekvilibrium med den relative fuktigheten til det tørkede materiale. Differansen mellom punkt 2 og 2' er forskjellen mellom kondensatorens overflatetemperatur og temperaturen luften blir varmet opp til.

3 Litteraturstudie

3.1 Bruk av varmpumpe i tørkere

Interessen for bruk av varmpumper i tørking har økt de senere årene. Som vi kan se av figuren under er antall studier på varmpumpetørkere (VPT) økt kraftig siden begynnelsen av nittitallet (Colak & Hepbasil, 2009).



Figur 9: Oversik over studier på VPT over tid (Colak & Hepbasil, 2009)

VPT-teknologien har i denne perioden modnet til å bli en mer ferdig utviklet teknologi. Samtidig har ikke utstrekningen av kommersiell bruk oppnådd sitt fulle potensiale. Dette er sannsynligvis tilknyttet en høyere investeringskostnad enn andre tørketeknologier (Chua, et al., 2002). Litteraturen har avdekket flere fordeler med bruk av varmpumpe i tørkeprosesser:

- **God energieffektivitet**

Luften som forlater tørkekammeret innehar termisk energi som kan gjenvinnes gjennom fordampere. Dette gjør at energibehovet til å varme opp tørkemediet reduseres (Chua, et al., 2002).

- **God kontroll på de ulike parameterne i tørkingen**

Ved bruk av VPT kan temperatur, luftfuktighet og lufthastighet kontrolleres nøyaktig og uavhengig. Dette gjør tørkerene allsidig og egnet til tørking av flere forskjellige produkter (Chua, et al., 2002).

- **God kvalitet på sluttproduktet**

Grunnet god kontroll på tørkeparameterne samt muligheten for lavere temperaturer enn konvensjonelle tørkere, oppnås god kvalitet på sluttproduktet, spesielt på varmesensitive produkter (Colak & Hepbasil, 2009).

- **Mulighet for tørking på både høy og lav temperatur**

Temperaturen kan typisk varieres fra - 20 til 50 °C. Dette gjør at et produkt kan tørkes på lavere temperatur tidlig i fasen og en høyere temperatur avslutningsvis. Dette kan være fordelaktig siden tørking på lavere temperaturer er mer energikrevende enn tørking på høyere temperaturer, mens kvaliteten ofte er høyere ved tørking på lavere temperaturer. Ved å benytte slike tørkeprogrammer kan man finne en balanse mellom kvalitet og energieffektivitet (Strømmen, et al., 1993). Frysetørking under vakuum, konvensjonell varmluftstørking og spraytørking opererer på temperaturer over 50 °C eller under -20 °C. Varmepumpetørkere fyller således dette gapet (Strømmen & Kramer, 1994).

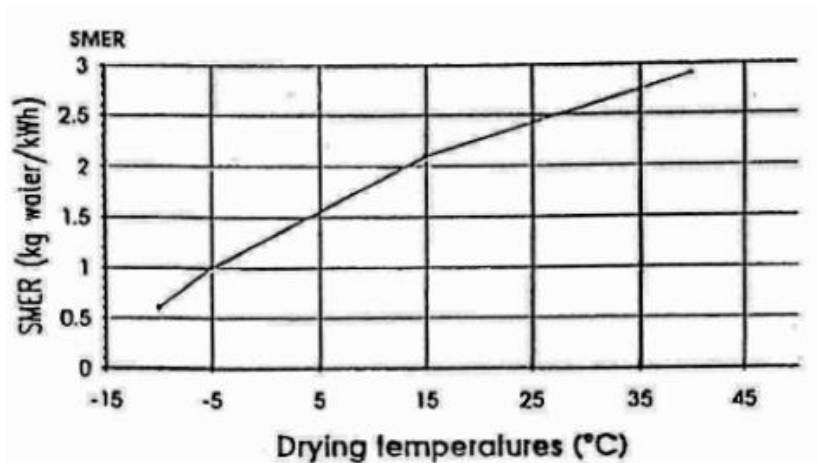
3.2 Atmosfærisk frysetørking

Konvensjonelle tørkere har lav investeringskostnad og lav produktkvalitet. Frysetørking har god kvalitet på sluttproduktet, men høy investeringskostnad. Det er her atmosfærisk frysetørking (ATF) kommer til sin rette med relativ lav investeringskostnad (sammenlignet med vakuum) og kvalitet på høyde med frysetørking under vakuum (Strømmen, et al., 2005).

Frysetørking under vakuum er en veletablert teknologi som er kommersielt tilgjengelig. Den brukes ofte til tørking av dyre produkter som har flyktige aromaer eller skjøre konsistens (Fellows, 2000). Frysetørking under vakuum blir derfor ofte satt som den sammenlignbare standarden for AFT når det kommer til kvalitet (Claussen, et al., 2007).

Frysetørking på atmosfærisk trykk ble først beskrevet av Meryman i 1959. Han tørket 2 mm store terningformede prøver av musenyrrer under atmosfærisk trykk og -30 °C. Ut fra resultatene konkluderte Meryman med at transport av vanndamp gjennom det tørkede skallet drives hovedsakelig av damptrykkgradient og ikke det absolutte trykket (Meryman, 1959).

Atmosfærisk frysetørking (AFT) forgår på høyere temperaturer en frysetørking under vakuum, typisk i et område fra - 3 til - 10 °C (Claussen, et al., 2007). Ved lavere temperaturer vil energiforbruket per kg vann fjernet øke og dermed vil SMER gå ned. I Figur 10 er et eksempel fra fiskefôr tørket under forskjellige temperaturer knyttet opp mot SMER (Strømmen & Kramer, 1994).



Figur 10: SMER ved forskjellige tørketemperaturer (Strømmen & Kramer, 1994).

Som vi ser fra Figur 10 går SMER ned med synkende tørketemperaturen. Grunnen til dette er at luften mister evne til å transportere fukt med avtakende temperatur (Claussen, et al., 2007).

3.2.1 Utbredelse

Tørker bygd etter fluid bed-prinsippet har vist seg å ha en god varme- og massetransport, noe som gjør at flertallet av publiserte forsøk med AFT er utført med denne teknikken (Claussen, et al., 2007). Det var også denne metoden som ble valgt når den første kommersielle atmosfæriske frysetørkeren skulle settes i drift, som skjedde 1. juli 2005 i Vasmegeyer i Ungarn. Tørkeren brukte teknologi som var utviklet ved NTNU og SINTEF. Fabrikken tørker erter og mais (SINTEF, 2005).

3.2.2 Temperaturprogrammer

Ved tørking på lave temperaturer vil luftens evne til å transportere fukt bli redusert. Energien og tiden som går med til å tørke, vil derfor gå opp. En løsning på dette er å øke temperaturen når vannet som er løst bundet har fordampet. Når temperaturen økes vil det korte ned tiden og redusere energiforbruket under den siste delen av tørkeprosessen. Ulempen er at kvaliteten forringes jo lengre tid materialet tørker på høye temperaturer. Ingvald Strømmen med flere konstaterer at temperaturen burde økes så fort kvaliteten på produktet tillater det, og videre fastsetter de at tørking på -10 °C bruker fire ganger mer energi enn tørking på 40 °C (Strømmen, et al., 1993). SMER-verdien varierer typisk mellom 1,5-4,6 kg/kWh når tiden under frysepunktet varieres fra 10 til 0 timer (Strømmen, et al., 2005).

På noen produkter faller temperaturen på frysepunktet under tørking. Da kan et motsatt temperaturprogram benyttes. Ved å senke temperaturen underveis i prosessen kan temperaturen holdes høyest mulig tidlig i tørkingen (Claussen, et al., 2007).

3.2.3 Tidligere forsøk med tørking i biobanksammenheng

Jannicke Sjøvold skrev i 2006 masteroppgaven *Ny lavtemperatur tørketeknikk som konserveringsmetode for biobankmateriale*. Hun tørket rottelever i en atmosfærisk skaptørker og sammenlignet disse med dypfryste prøver. Forsøkene ble utført på forskjellige tørketemperaturer (+10 til – 10 °C). Prøvene ble senere lagret på ulike temperaturer, fra romtemperatur og ned til – 196 °C. Kvaliteten på de tørkede prøvene ble vurdert ut fra RNA-kvalitet ved hjelp av RIN-skår. Hun fant at tørkingen ikke skader materiale nevneverdig og at RNA-kvaliteten er tilfredsstillende for analyser i etterkant. Den høyeste RIN-skåren ble målt ved en tørketemperatur på +5 °C. De forskjellige lagringstemperaturene var romtemperatur, + 4 °C, - 20 °C og – 196 °C. Det var kun prøvene som ble lagret ved romtemperatur som ikke holdte tilstrekkelig RNA-kvalitet. Hun fant også at elektromikroskopi ikke var en velegnet metode for undersøkelse av frysede og tørkede prøver (Sjøvold, 2006).

En gruppe sammensatt med forskere fra St. Olavs og NTNU gjorde liknende men mer omfattende forsøk. Resultatene ble publisert i en artikkel med tittelen *Can Drying Be an Alternative Tissue Preservation Methode in Cancer research Biobanking?* (2014) De tørket vevsprøver fra hjerte, lunge, skjelettmuskulatur, lever og nyre fra mus, på samme måte som Sjøvold sammenlignet de prøvene opp mot dypfryste kontrollprøver. I tillegg sammenlignet de med prøver som ikke ble tørket, men som ble lagret på samme metode som de tørkede prøvene. Tørkingen ble utført på + 5 og – 10 °C. Prøvene ble senere lagret i fem måneder på +4 og -20 °C. De fant at tørking under 0 °C viste seg å være mest skånsom mot RNA. De fant at prøver som ikke var tørket ikke hadde målbar RIN-skår etter tre uker lagret på +4 °C. De tørkede prøvene opprettholdt over medium RIN-skår etter fem måneder lagring på +4 °C. Lagring på - 20 °C viste seg å være en tilfredsstillende lagring også for de utørkede prøvene (Skogseth, et al., 2014).

I tillegg til nevnte forsøk med atmosfærisk frysetørking er det utført forsøk med frysetørking under vakuum med lovende resultater. Selv om disse ikke kan direkte benyttes til tørking med atmosfærisk trykk er det interessant med tanke på lagring av tørket materiale.

Matsuo med kolleger frysetørket rottelever i kuber på 3 mm under vakuum. De fant at RNA-degraderingen begynte med ett års lagring ved romtemperatur. Prøvene viste ellers lite tegn til forringelse, selv etter 4 år med romtemperatur. Prøven ble lagret i ampuller fylt med nitrogen for å forhindre oksidering og rehydrering (Matsuo, et al., 1999).

Mareninov med kolleger vakuamtørket prøver med hjernesvulst først på -50 °C i 52 timer senere på 20 °C i 20 timer. Etter tørkingen var vanninnholdet senket til 1-2%. Prøvene ble så lagt på forseglede glassampuller under vakuum. Ampullene ble så lagret på 21-22 °C i et mørkt kammer. De konkluderte med at DNA og RNA kunne bli ekstrahert og analysert etter ett år (Mareninov, et al., 2013).

4 Design av tørkeren

Med design menes det her hele skaperprosessen fra dimensjonering, plassering, funksjon og regulering av en atmosfærisk frysetørker. Dette kapitlet omhandler prosessen fra konsept til bestilling av deler. Selve sammenstillingen av tørkeren blir behandlet i kapittel 0 «Bygging av tørkeren».

4.1 Utgangspunkt: et konvensjonelt frysenskap

Før prosjektet ble startet opp anbefalte veileder å ta utgangspunkt i et konvensjonelt frysenskap. En av fordelene med dette er at det er et tilgjengelig ferdig isolert kabinett som er i en kurant størrelse for plassering på et laboratorium, samtidig som det er en mulighet for gjenbruk av enkelte kjøletekniske komponenter. Et frysenskap av merke *Electrolux type EU2702DOW* ble valgt med bakgrunn i pris og tilgjengelighet lokalt. Dette ble kjøpt inn tidlig i prosessen og før masteroppgaven ble påbegynt.

For å ha en helhetlig tilnærming til valg av løsninger ble det satt opp en tabell over vurderingskriterier samt viktigheten av disse. Disse vurderingskriteriene er generelle, og benyttes som et hjelpemiddel når valg skal gjøre i designfasen.

Tabell 2: Tabell over vurderingskriterier

Vurderingskriterier	Viktighet (0-10)
Driftssikkerhet	10
Lav kompleksitet	8
Brukervennlig	8
Fleksibilitet	8
Lett å rengjøre	7
Kostnad	5
Lavt plassbehov	4
Estetikk	1

I kolonne for viktighet er det satt en tallverdi der 10 representerer viktig. Disse verdiene er ikke ment brukt til beregninger men kun satt som en skala for å vise hvordan vurderingskriteriene som ligger til grunn kan rangeres etter viktighet.

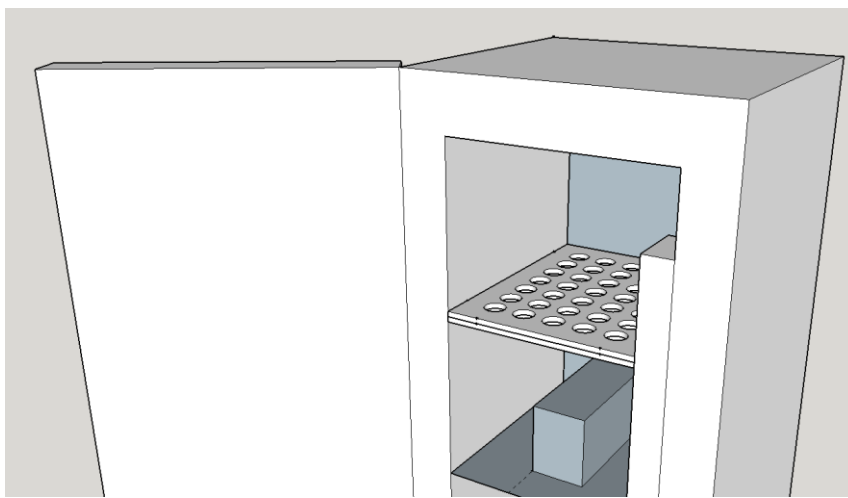
4.2 Systemutforming

Materialet som skal tørkes er tenkt brukt i medisinforskning. Det er dermed viktig å ha kontroll på identiteten til den enkelte prøven til enhver tid. Som litteraturstudiet viste var en ofte foretrukket teknikk med fordelaktige egenskaper et fluid bed-konsept for tørker. Det blir vanskelig å benytte denne teknikken siden det er vanskelig å holde prøven adskilt fra hverandre.

Et prinsipp som tilnærmet ligner på fluid bed er bed tørker. Teknikken er prinsipielt lik men prøven suspenderes ikke i tørkeluften.

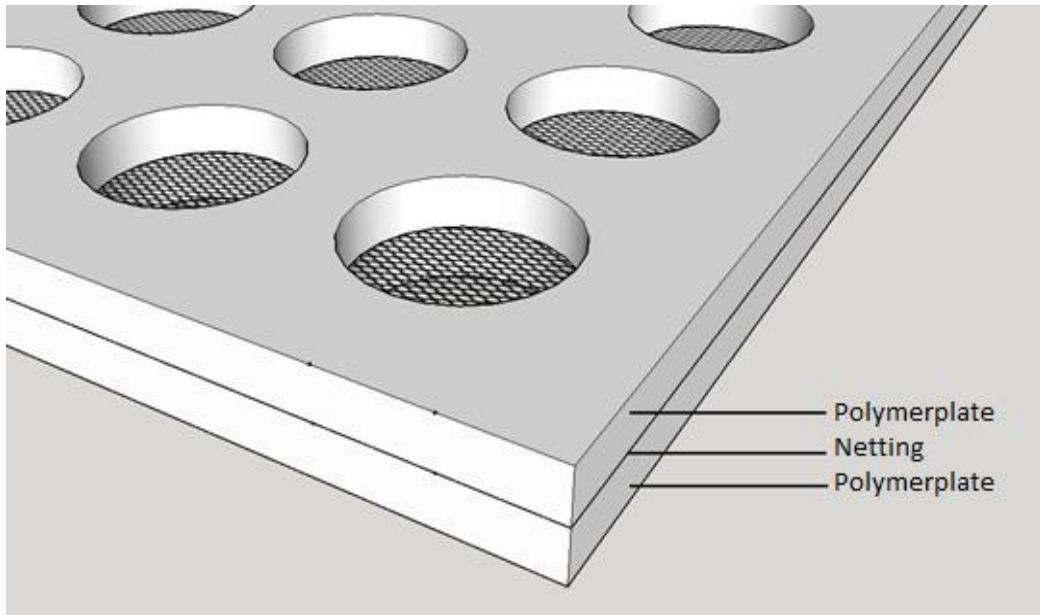
Når prøven ikke beveger seg i luftstrømmen blir det mulig å holde kontroll på identiteten. Ved å separere prøvene og tørke dem hver for seg vil identiteten kunne opprettholdes. Dette kan oppnås med å plassere prøvene på et brett med sideveis avgrensninger og med gjennomgående luftstrøm. Konseptet blir dermed en mellomting mellom en bin-tørker og en kabinetttørker.

For å få en jevn fordeling av tørkeluften samt lage en fleksibel løsning, settes brettet i øvre del. På denne måten vil øvre del av kabinettet bli delt i to plenumskamre adskilt av tørkebrettet. I skissen under vises plasseringen av brettet (Figur 11).



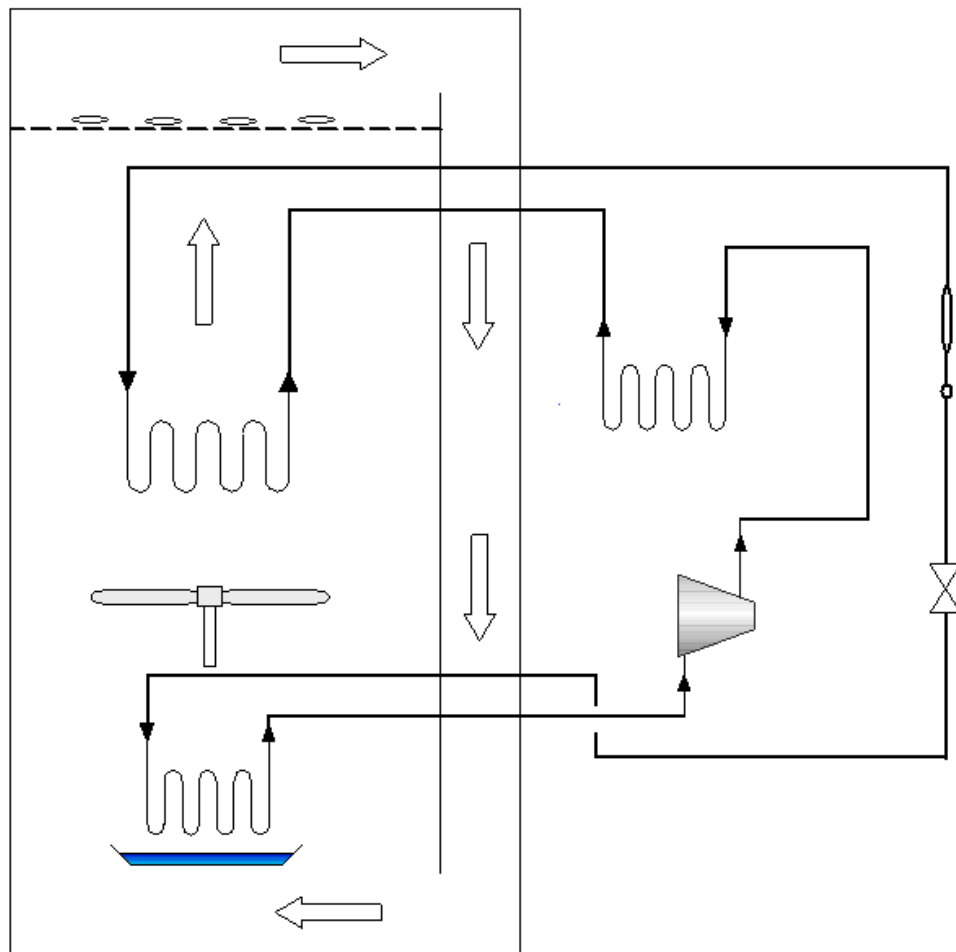
Figur 11: Plassering av brettet i kabinett

Denne løsningen gjør tørkeren fleksibel da flere brett kan utformes etter størrelsen og antallet på prøvene. Med flere små prøver kan flere hull med mindre diameter brukes; motsatt med større prøver. Brettet er tenkt utformet i et plastmateriale gjennomboret og konstruert i to lag med netting mellom lagene (Figur 12). Brettet vil bli holdt på plass og holdt sammen i slissen som tidligere holdte kjølerillene. På denne måten kan brettet lett demonteres og rengjøres, noe som vil være viktig for å unngå lukt og krysskontaminering.



Figur 12: Oppbygging av tørkebrett

På Figur 13 er en forenklet systemskisse av løsningen gjengitt. Tørkemediet passerer prøvene og tar til seg fukt. Videre passerer den fordampere som kjøler ned slik at fukt avsettes som rim. Deretter varmes tørkemediet opp til ønsket tørketemperatur. I kjølekretsen sirkulerer kjølemediet ved hjelp av kompressoren. Kondenseringen er fordelt på to vekslere, hvorav den ene er montert utenfor kabinettet (og den andre i kabinettet). Effekten levert til omgivelsene av den eksterne kondensatoren kan styres med en vifte som regulerer luftstrømmen. Temperaturen av tørkemediet reguleres dermed ved å regulere hvor stor del av varmen som går inn i den lukkede kretsen og hvor mye som slippes ut til omgivelsene. Kabinettet vil være godt isolert, følgelig er det hovedsakelig kompressorvarmen som systemet må kvitte seg med. I tillegg må skapet kvitte seg med varmen fra internlaste og varmetilskudd fra omgivelsene.



Figur 13: Forenklet systemskisse

Fordamperen og kondensatoren må plasseres slik at de er lett tilgjengelig for renhold. Ved drift vil fordamperen akkumulere fukt, som oftest i form av rim. Det bestemmer retningen fordamperen skal monteres i. Den må monteres slik at avrenningen går problemfritt ved avvisning. Dette løses ved å orientere veksleren med finnene vertikalt der hvor luftstrømmen endrer retning. På en slik måte renner vannet lett av og et dryppebrett kan hvis nødvendig plasseres under uten å være i veien for luftstrømmen. Fordamperen må dermed plasseres i bunn av kabinettet. Viften plasseres mellom veksleren da det er der luften er reneest og tørrest. Nederst, bak på fryseskabet er kompressoren montert originalt. Den er montert på en stållamme sammen med føttene og hjulene til fryseskabet. Stållammen er utstyrt med vibrasjonsdempende gummioppheng tilpasset kompressoren. Det er dermed fordelaktig å la kompressoren stå på sin originale plassering. Det ble på et tidligere stadium av prosjektet vurdert å plassere fordamperen og hovedkondensatoren i et eget avfukningskammer bak på fryseskabet. Denne løsningen ble det etter hvert gått bort fra, da det økte størrelsen på tørkeren, samt at det er relativt god plass i skabet.

Luften som har passert tørkebrettet må transporteres tilbake til fordamperen. Det ble vurdert både å plassere en kanal på innsiden eller utsiden av skapet. Fordelen med å ha den på utsiden er plassering inne i kabinettet. Fordelen med å ha den på innsiden er at skapet tar mindre plass, og blir dermed mer fleksibelt med tanke på plassering. Da tørkeluften vil være kaldere enn omgivelsene vil det med utvendig plassering være nødvendig med isolering, både med tanke på kondensering og varmetap. Dette unngås ved å plassere kanalen innvendig. Løsningen som ble valgt var å føre luften tilbake til fordamperen inne i skapet, da det ble vurdert til å være tilstrekkelig plass til dette samtidig som det ga en mer kompakt løsning. Ved å bruke mindre firkantkanaler kan tverrsnittet til kanalen fordeles bedre langs kanten, og dermed tar mindre av arealet til tørkebrettet.

Det ble på et stadium vurdert å benytte en kryssveksler til luften mellom fordamperen og kondensatoren, noe som ikke ble videreført. Grunnene til dette er økt kompleksitet, økt plassbehov og vanskelig renhold.

4.3 Beregninger

For å bestemme størrelsen på komponenter som skulle handles inn, ble det utført beregninger. Disse bidrar også for å få en bedre forståelse for systemet og de ulike parameterens innvirkning på hverandre. Beregningene ble satt opp som et regnestykke over de ulike tilstandene til kjølemediet. Videre ble flere funksjoner lagt til og integrert i regnestykke slik at det til slutt ble en modell over systemet.

4.3.1 Utgangspunkt for beregninger

Det er noen parametere som er gitt av fryseskapet som var innkjøpt tidlig i prosessen. Størrelsen på kabinettet og størrelsen på kompressoren er gitt av fryseskapet. Kjølemediet er også gitt av kompressoren, da det antas å være minst problematisk å benytte det mediet kompressoren og smøringen er designet for. Det dimensjonerende for tørkeren er luftstrømmen som skal kjøles ned slik at fukt utfelles og varmes opp igjen. Luftstrømmen blir bestemt ved design av tørkebrettet, og den er avhengig av tverrsnittet til gjennomføringen der prøvene skal ligge samt hastigheten på luften som passerer prøvene. Ved utforming av tørkebrettet vil det være ønskelig med en fleksibel løsning som kan holde prøver i ulik størrelse og i ulikt omfang. De tidligere forsøkene ved NTNU har brukt tynne skiver av organer fra forsøksmus. Med den antakelsen at denne tørkeren i første omgang vil bli brukt til lignende forsøk, vil det være ønskelig med flest mulig små kammer til prøvene. Det må i tillegg være plass til merking av prøvene på brettet for å unngå forveksling av prøveidentitet. Etter noen forsøk i tegneprogrammet ScetchUp (Trimble

Navigation, 2015) ble det funnet at en matrise på 7x7 med 40 mm kammer med en intern avstand på 15 mm framstår som en god avveining mellom antall prøver, størrelse og kontroll på identitet.

4.3.2 Fastsettelse av ytelsesparameter til kompressoren

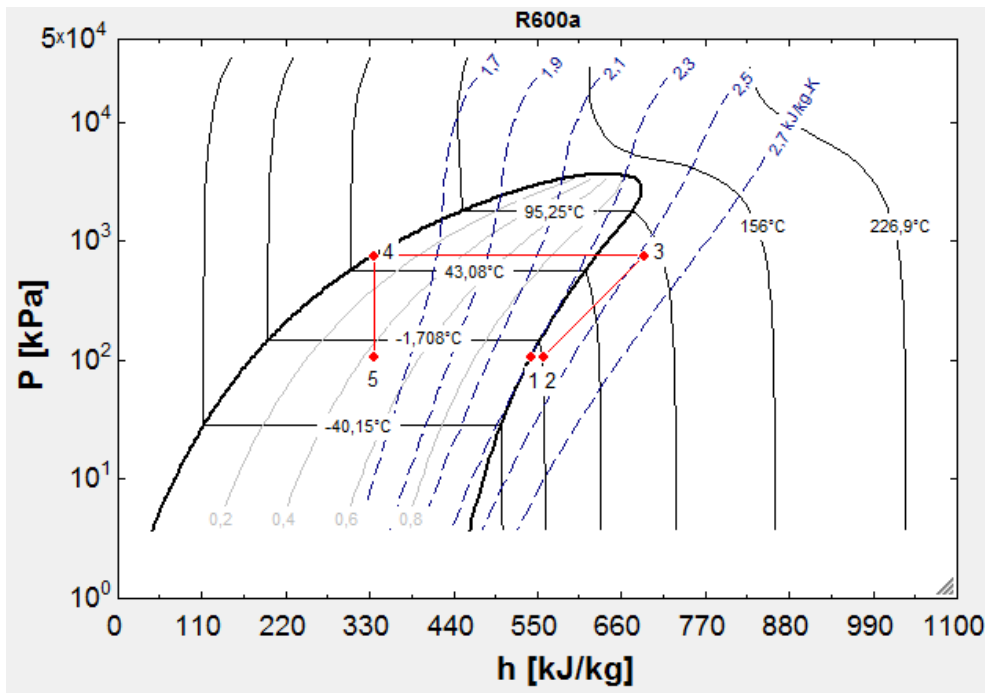
For å bestemme de ulike ytelsesparameterne til kompressoren ble egne beregninger sammenlignet med tabellverdier i EN 12900. Den europeiske standardens funksjon er forklart i det norske navnet: «Kjølekompressorer - Betingelser for bestemmelse av egenskaper, toleranser og presentasjon av ytelsesdata fra produsenten» (Standard Norge, 2013). Standarden setter krav til testparameter slik som overhetning av sugegass og omgivelsestemperatur til kompressoren. Resultatene blir fremstilt på tabellform (Tabell 3) tilsvarende de i produktdatabladet.

Tabell 3: Ytelse tabell for kompressor HTK95AA

Performance Table Input Power without RC @ ASHRAE / EN12900 (CECOMAF); 220V, 50Hz; [W]:

Evap. temp. [°C]		-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10	
Co nd en sin g te mp . @	ASHRAE [°C]	40	74,3	79,5	87,6	90,8	97,4	108,5	120,4
		45	74,7	81,2	90,5	94,1	101,5	113,6	126,5
		50	75,1	83,1	93,7	97,7	105,9	119,3	133,3
		55	75,6	85,2	97,3	101,8	110,9	125,6	141,0
		60	76,2	87,6	101,3	106,3	116,5	132,7	149,7
	EN12900 (CECOMAF) [°C]	C55	75,6	85,2	97,3	101,8	110,9	125,6	141,0

Egne beregninger ble utført ved hjelp av programmet EES (F-Chart Software, 2015). Programmet fungerer som en ligningsløser hvor flere termodynamiske funksjoner er innebygd. Programmet ble valgt da det gir mer oversiktlige beregninger enn for eksempel Excel, og dermed lettere å kontrollere. De ulike tilstandene til kjølemediet ble beregnet under de forutsetninger som er gitt i EN 12900. De ulike tilstandenes er tegnet inn i Figur 14 og forklart under.



Figur 14: Log P-h diagram initiale beregninger (EES)

Punkt 1 og 4 ble bestemt av gassandel og kondensering- og fordampertemperatur. Punkt 2 ble bestemt av fordampetrykk og sugegasstemperatur som i EN 12900 er oppgitt til å være 32 °C. Punkt 5 ble bestemt av fordampertemperaturen og antakelse om isentalpisk struping. For beregning av kompressoreffekt, entalpi i punkt 3, massestrøm og volumetrisk virkningsgrad ble EES sin innebygde funksjon *Compressor3_CL* brukt (se vedlegg 3).

Kompressorens totale virkningsgrad ble bestemt ved å gjøre iterative beregninger helt til tilført effekt stemte overens med tabellverdi i Tabell 3. Iterasjonene ble utført til en nøyaktighet på to desimaler i virkningsgraden. Når kompressoreffekten var fastsatt ble kjøleytelsen fra beregningene sammenlignet med tabellverdier fra kompressorens produktdatablad. Kjøleytelsen stemte bra overens ved lave temperaturløft, men avviker ved høyere temperaturløft. Ved å beregne avviket i prosent ble massestrømmen fra beregningen korrigert slik at beregningene gir samme kjøleytelse som i tabellen. Resultatene vises i tabellen under (Tabell 4) denne brukes i videre beregninger.

Tabell 4: Sammenligning mellom beregnede verdier og verdier fra databladet

Inndata			Resultater					
T_f	\dot{m}	η_{cm}	\dot{W}	λ	h_3	\dot{Q}_f	\dot{Q}_f tabell	Avvik
[°C]	[kg/s]	[-]	[W]	[-]	kJ/kg	[W]	[W]	[%]
-10	0,0009349	0,63	140,9	0,7656	761,3	256,5	257	-0,19
-15	0,0007343	0,62	125,1	0,7364	781,7	202	207	-2,48
-20	0,000565	0,61	108,4	0,6995	803,8	155,8	164	-5,26
-25	0,0004234	0,56	97,7	0,6529	843,2	116,9	126	-7,78
-30	0,0003058	0,51	85,34	0,5932	891,8	84,58	95	-12,32
-35	0,0002093	0,43	76,12	0,5162	976,7	57,97	70	-20,75

4.3.3 Beregninger ved drift

Da kompressorens virkningsgrader var tilpasset ytelsestabellene i databladet, ble modellen i EES utvidet til å også inneholde beregninger av tørkeluften. Til beregninger av tilstanden på fuktig luft ble funksjonen *AirH2O* brukt. Det ble gjort noen antakelser for parameterne for drift basert på ønsket temperatur inne i tørkekabinettet, disse er gjengitt i Tabell 5. Temperaturene i kjølemedietkretsen er antatt ut fra en temperaturredifferanse på 5 K mellom luft og fordamper, samt luft og kondensator. Tørketemperaturen er antatt til -10 °C på linje med tidligere forsøk. Kondenseringstemperaturen er vanskelig å fastsette, men det vil være rimelig å anta at den ligger mellom omgivelsene og innvendig temperatur. Kondensatortemperaturen har stor innvirkning på effektene i anlegget. En høyere kondensatortemperatur vil gi litt lavere effekt på kondensatoren og mye lavere effekt på fordamperen. I disse beregningene vil kondensatortemperaturen bli antatt til -5 °C. Dette vil gi den største fordampereffekten og gir dermed en sikkerhet for at den ikke blir underdimensjonert. Antakelser om relativ luftfuktighet er tatt ut fra hvordan beregningene ble seende ut i mollierdiagrammet med en kjøleflate på -25 °C (se Figur 15). Siden temperaturløftet under normal drift er relativt lavt ble det ikke kompensert på massestrømmen.

Tabell 5: Antakelser for beregninger av tørkeluften

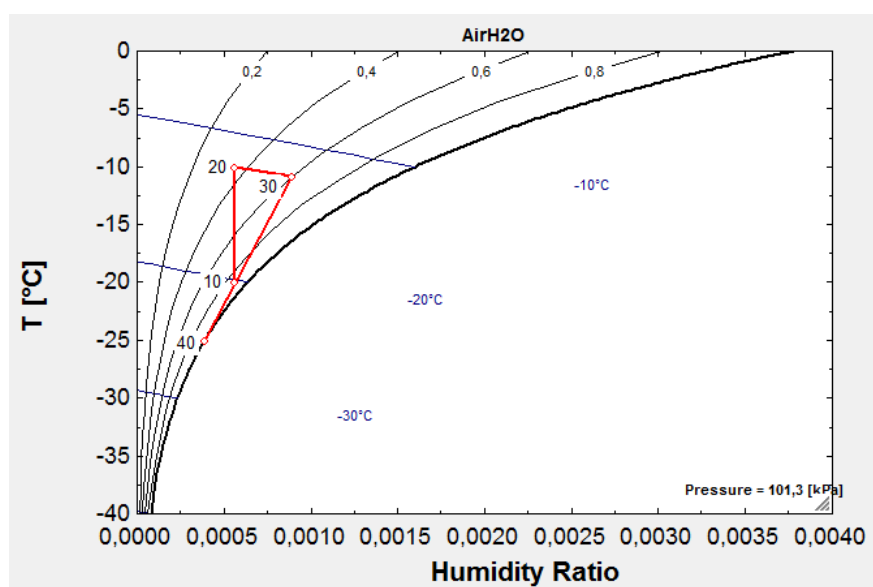
Forutsetninger	
Temperatur kjøleflate	-25 °C
Kondenseringstemperatur	-5 °C
Overhetning før kompressor	10 K
Lufttemperatur i tørkekammeret	-10 °C
Lufttemperatur etter fordamper	-20 °C
Relativ fuktighet i tørkekammeret	0,35 -
Relativ fuktighet etter tørkekammeret	0,6 -

Ut fra forutsetningene i Tabell 5 ble de tidligere beregningene utvidet til å gjelde tørkeluften. Resultatene fra dette gitt i Tabell 6.

Tabell 6: Resultater beregninger med luftkrets inkludert

Resultater	
Effekt kondensator	275,5 W
Effekt fordampner	234,2 W
Effekt kompressor	41,25 W
Kondensatortrykk	58,15 kPa
Fordampnertrykk	130,7 kPa
Maks lufthastighet	1,1 m/s
SMER	0,66 kg/kWh

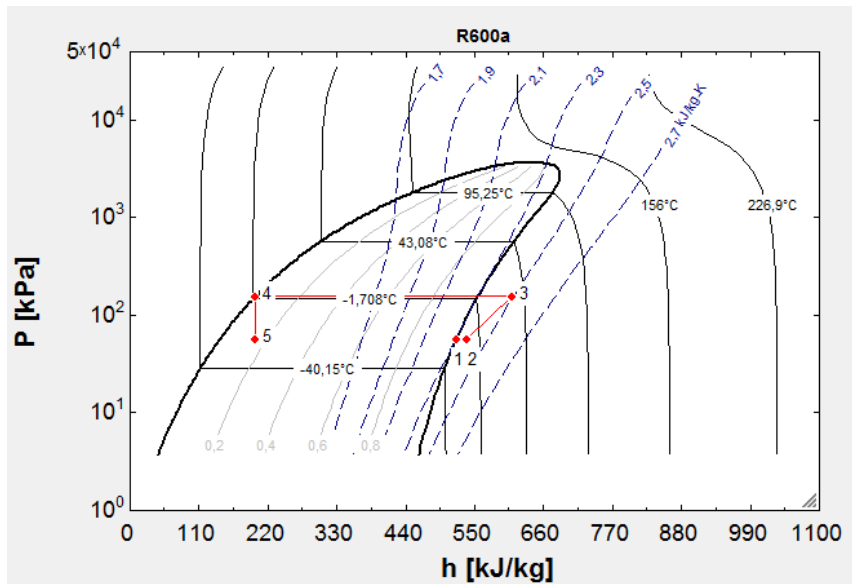
Resultatene fra Tabell 6 gir et utgangspunkt til å bestemme størrelse til kondensatoren og fordampneren i kapittel 4.4.2. Det observeres at det er relativt lave trykk og at fordampnertrykket er lavere enn omgivelsestrykk. Dette er ugunstig med tanke på mulige lekkasjer inn i anlegget, men siden det er planlagt å bruke et brennbart kjølemedium vill anlegget uansett loddet for å sikres mer mot lekkasjer. Maks lufthastighet er beregnet med varmebalansen mellom fordampner og luftstrømmen. Resultatene for luften ble også fremstilt i et mollierdigram (Figur 15).



Figur 15: Tørkeluften fremstilt i et mollierdigram

I Figur 15 starter luften i punkt 10 før den varmes opp av kondensatoren til punkt 20. I tørkekammeret tar luften opp fuktighet fra prøvene, og fuktigheten endrer seg fra tilstand 20 til 30. Videre passerer luften kjøleflaten der vannet skiller ut. Kjøleflatene har en lavere temperatur enn det luften blir kjølt ned til. Luften kjøles fra punkt 30 til 10.

Videre ble også varmepumpekretsen fremstilt i ett log p-h diagram (Figur 16) ved de driftsbetingelsene beskrevet tidligere. Kjølemediet overhetes fra punkt 1 til 2, komprimeres fra punkt 2 til 3, videre kjøles og kondenseres fra punkt 3 til 4. Dette vil i tørkeren fordeles på to kondensatorer. Deretter strupes det fra punkt 4 til 5. Kjølingen og dermed fordampingen foregår mellom punkt 5 og 1.



Figur 16: Varmepumpekretsen fremstilt i et log p-h diagram

4.3.4 Rørdimensjonering

Dimensjonering av rørene i et kjøleanlegg er hovedsakelig en balanse mellom begrenset effektivitet grunnet trykktap og kostnad av rørene. I tillegg er det viktig at hastigheten er tilstrekkelig for å oppnå retur av oljen som forlater kompressoren og sprer seg videre i anlegget (Granryd, et al., 2009). I dette tilfelle vil ikke selve rørdimensjonen virke nevneverdig inn på byggingen da det er relativt korte rør som skal monteres. Økonomien virker derimot inn på rørdimensjonen siden det er fordelaktig med én rørdimensjon for å minske kapp.

Ved dimensjonering kan rørene i kjøleanlegget deles opp i tre grupper: sugegassrør, trykkassrør og væskerør. Ved dimensjonering av rør vil disse ulike delene av anlegget ha ulikt fokus. Ved sugegassrør er det viktig å oppnå tilstrekkelig hastighet til at oljen returneres til kompressoren med kjølemediet. En tilnærming til dette er Bäckstrøms empiriske formel:

Formel 4: Bäckstrøms formel

$$\rho \cdot w^2 > 126 \left[\frac{kg}{m \cdot sec^2} \right]$$

I formelen over er ρ kjølemediets tetthet og w er hastigheten i røret. Ved å snu formelen kan vi finne minste hastighet i rørene (Granryd, et al., 2009).

I trykkgassrør er det ikke like viktig å ha en høy nok hastighet siden røret transporterer olje vekk fra kompressoren. Når anlegget blir stoppet vil olje på veggene i trykkgassrøret sige tilbake mot kompressoren og dette må kunne transporteres bort fra kompressoren slik at det ikke skaper mulighet for væskeslag. Trykkgassrøret kan legges i en bøy slik at denne oljen ikke siger direkte tilbake til kompressoren. Under normale forutsetninger er det ofte anbefalt en hastighet på 5-10 m/s (Granryd, et al., 2009). I væskerørene er det viktig at væsken ikke får et trykkfall som forårsaker at bobledannelse. Dette vil føre til redusert massestrøm gjennom ekspansjonsventilen, noe som reduserer fordampningstemperaturen og fordampereffekten. Dette trykkfallet kan forårsakes ved friksjon i rørene eller ved høydeforskjell. Væskerørene er i tillegg følsom for varme fra omgivelsene, da dette også vil forårsake bobling i væsken. Under normale forutsetninger er vanlige anbefalinger en hastighet på 0,7-1,5 m/s (Granryd, et al., 2009).

Tabell 7 viser minste tillat hastighet og dermed største tillatte innvendig diameter i trykkgass- og sugegassrørene. Minste tillatte hastighet er beregnet ut fra Bäckstrøms formel.

Tabell 7: Nødvendig hastighet for kjølerør

Beregning av nødvendig hastighet for kjølerør					
Beregninger	T[°C]	P[kPa]	ρ [kg/m ³]	min w[m/s]	største diameter [mm]
Sugegass rør	-15,0	58,2	1,6	8,84	7,7
Trykkgass rør	15,1	130,7	3,2	6,30	6,5

Valg av rørdiameter ble også påvirket av hva som var tilgjengelig på skolens verksted. Kjølerør blir som oftest handlet i 15 meters kveiler, og siden det her var snakk om kun kortere lengder av hver diameter ble det ansett som ugunstig å handle inn nye rør. Termostatiske ekspansjonsventiler i denne størrelsen har som oftest 1/4" og 3/8" tilslutninger noe som det også ble tatt hensyn til ved valg av rør.

Laboratoriet hadde lager på 1/4" og 3/8" kopperrør. Det ble dermed planlagt å bruke 1/4" rør frem til strupeventilen og 3/8" etter strupeventilen. Det ga dermed en innvendig diameter på 7,5 mm på sugegassiden, noe som oppfyller kravet til hastighet nevnt i Tabell 7. Det kan argumenteres for at 5/16" rør på sugesiden ville vært mer formålstjenlig siden det ville gitt større avstand fra beregnet minste hastighet. Men siden 3/8" var tilgjengelig, samt at sugegassrøret går rett nedover etter fordampere, ble rørdimensjonen valgt. På trykkgassiden

ga det en innvendig diameter på 4,35 mm som er godt innenfor kravet til hastighet. For å kontrollere at valgte rørdimensjoner var riktige ble programmet *Coolselector 2* fra Danfoss brukt som kvalitetssikring av rørstørrelser (vedlegg 7). Programmet er utviklet til utvelgelse av komponenter til kjøleanlegg og benytter informasjon som systemtype (direkte ekspansjon (DX)), effekt, fordampertemperatur og kondensatortemperatur til å anbefale komponenter (Danfoss, u.d.). Når programmet brukes til å velge rør blir også lengden og helling på rørene tatt med i beregningen. Programmet anbefalte 1/4" på trykksiden og 5/16" på sugesiden, men også 3/8" var innenfor designkriteriene til programmet på sugesiden.

4.3.5 Trykkfall

For å kontrollere at de valgte rørdimensjonene ikke førte til uventede problemer ble det laget en oversikt over størrelsen på trykkfall som ble kontrollert mot trykkfall i komponenter.

Trykkfall i kjølerør kan beregnes etter standard formelen for trykkfall i rør.

Formel 5: Beregning av trykkfall i rør

$$\Delta p = f_1 \cdot \rho \cdot w^2 \cdot \frac{L}{d}$$

I formelen over er f en friksjonsfaktor som består av reynoldstallet til væskestrømmen og overflateruheten til røret (Granryd, et al., 2009). Siden Danfoss sitt program *Coolselector2* inneholder mye produktdata, ble det vurdert som sikrere å beregne trykktap i rør direkte i programmet. Alternativet hadde vært å anta en overflateruhet for rørene. Trykkfallet i de ulike rørstrekene er listet opp i Tabell 8 og kan ses i vedlagt rapport fra *Coolselector*. Når det i tabellen står 0 i trykkfall skyldes det at trykkfallet er så lavt at det er rundet nedover.

Tabell 8: Trykkfall i rør

Trykkfall i rør				
Rørstrekk	Rørdiameter [mm]	Lengde [mm]	Trykkfall [bar]	Trykkfall [K/m]
Trykgass	1/4"	1510	0,02	0,223
Væske	1/4"	1394	0,00	0,004
Sugegass	3/8"	1001	0,00	0,079

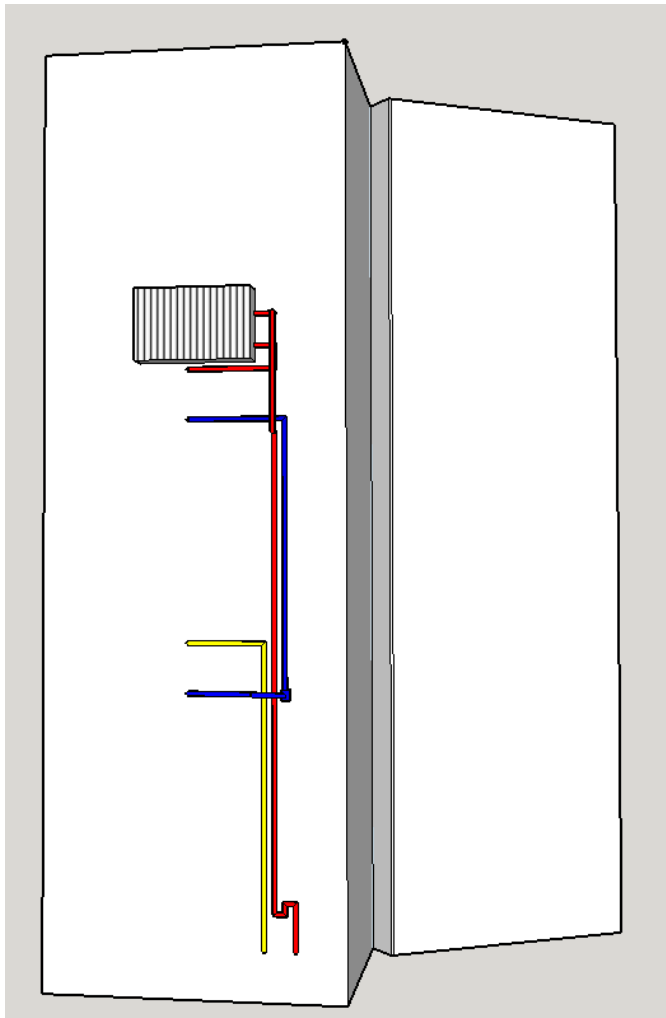
Trykkfall for vekslerne og ekspansjonsventilen stammer fra leverandørspesifikasjonen og er listet opp i Tabell 9.

Tabell 9: Trykkfall i komponenter

Trykkfall i komponenter	
Komponent	Trykkfall [bar]
Kondensator	0,022
Fordamper	0,104
Ekspansjonsventil	0,725

4.3.6 Mengdeberegning kjølemedium

For å få oversikt over kjøleanlegget ble det tegnet opp en 3D skisse i programmet SketchUp, se Figur 17. Skissen ble tegnet i målestokk på en tegning av fryseskapet med som var tegnet etter en oppmåling av fryseskapet. På denne måten kunne også den planlagte lengden av rør estimeres. På skissen under ser vi trykk-gass rørene som rødt, væskefylte rør som blått og sugegassrørene tegnet inn i gult.



Figur 17: 3D-skisse av system

Etter at lengden var målt opp på skissen kan mengden kjølemedium beregnes som vist i Tabell 10. Tettheten ved de ulike tilstandene er beregnet ved EES og resultatene er vedlagt.

Tabell 10: Mengde kjølemedie

Mengde kjølemedie					
Rørstrekk	ρ	Lengde [mm]	Indre diameter [mm]	Volum [m ³]	Vekt [g]
Trykkgass	3,17	1510	4,75	2,7E-05	0,08
Væske	586	1394	4,75	2,5E-05	14,48
Sugegass	1,614	1001	7,53	4,5E-05	0,07
Komponent	ρ inn	ρ ut	ρ gjennomsnitt	Volum [m ³]	Vekt [g]
Kondensatorx2	3,17	586	294,585	0,000358	105,46143
Fordamper	14,3	1,614	7,957	0,000268	2,132476
Væske reservoar			14,3	0,0001	1,43
Sum					123,66

4.3.7 Varmetilskudd

Varmer går fra et område med høyere temperatur til et område med lavere temperatur. Siden tørkeskapet under drift vil ha en lavere temperatur enn omgivelsene, vil varme overføres fra omgivelsene. For å motvirke dette er det valgt å bruke et fryseskap siden det på forhånd er isolert og relativt lufttett. Varmetilskuddet stammer fra transmisjon gjennom klimaskjerm fra omgivelsene, varmetilskudd fra interne laster, kjøling av prøvene og lekkasjer av nedkjølt luft.

Formel 6: Summering varmetilskudd

$$\dot{Q}_{\text{tilskudd}} = \dot{Q}_{\text{transmisjon}} + \dot{Q}_{\text{internlast}} + \dot{Q}_{\text{prøver}} + \dot{Q}_{\text{infiltrasjon}}$$

Transmisjonen beregnes ved hjelp av varmegjennomgangskoeffisienten og arealet til klimaskjermen samt temperaturdifferansen mellom omgivelsene og tørkeluften, her satt opp som en formel:

Formel 7 :Beregning av transmisjon

$$\dot{Q}_{\text{transmisjon}} = U \cdot A \cdot (t_{\text{omg}} - t_{\text{tørk}}) [kW]$$

U-verdien kan beregnes ut fra tykkelsen (δ), konduktiviteten (λ) samt indre og ytre overgangskoeffisienter (α):

Formel 8: Beregning av U-verdi

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{indre}}} + \frac{\delta_{\text{klimaskjerm}}}{\lambda_{\text{klimaskjerm}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{ytre}}}} = \frac{1}{R_i + R_{\text{klim}} + R_y}$$

Internlasten beregnes ved å summere den tilførte effekten til komponenter plassert i kabinettet. I dette tilfellet er det kun viften som er plassert i luftstrømmen.

Prøvene som skal tørkes i forsøk knyttet til biobankmaterialer vil være fryst ned i flytende nitrogen før de plasseres i tørkeren. Det vil dermed ikke kreve energi for å kjøle ned prøvene. Når de kommer til infiltrasjon av luft er kabinettet veldig tett og tapt energi gjennom lekkasjer er tilnærmet fraværende. Hvis døren åpnes, vil derimot store mengder av tørkeluften byttes ut., siden døren fungerer som en av fire vegger i kabinettet samt at viften trykksetter øvre del og lager undertrykk i nedre del. Kabinettet må dermed ikke åpnes under tørking. Det er dermed hovedsakelig transmisjon til omgivelsene og internlasten som står for varmetilskuddet i denne frysetørkeren.

Internlasten i tørkeren vil i dette tilfellet kun bestå av sirkulasjonsviften som blir stående midt i skapet. Denne viften har ifølge produsenten en tilført effekt på 51,3 W (Systemair, 2016). Varmetilskuddet gjennom klimaskjerm er beregnet med verdier beskrevet i tabellen nedenfor (Tabell 11). Beregningen er forenklet ved å se bort fra det tynne plastlaget som er inne i skapet, ved å regne veggene som 9 centimeter tykk selv om veggene enkelte plasser er tykkere (utstikkende furer til hyller osv.). Dette motvirkes med at kuldebroen i skillet mellom døren og skapet ikke er beregnet.

Tabell 11: Beregning av u-verdi

Beregning av U-verdi			
Sjikt	Tykkelse [m]	λ [W/mK]	R [m ² K/w]
Indre overgangsmotstand	-	-	0,13
EPS isolasjon	0,09	0,036	2,50
Aluminiumsplater	0,001	200	0,000005
Ytre overgangsmotstand	-	-	0,04
Sum varmenmotstand			2,67
U-verdi			0,37

Det innvendige arealet er målt og beregnet til 2,62 m². Temperaturen på verkstedet der frysetørkeren skal plasseres er målt til 22 °C. Inne i kammeret vil det i hovedsak være to temperaturer: en i mellom fordamperen og kondensatoren på rundt -20 °C, og en temperatur mellom kondensatoren og fordamperen på -10 °C. Med en temperaturredifferanse på 37 K (-15 i gjennomsnitt i skapet) vil skapet ha et varmetap på 36,3 W. Det gir et totalt varmetilskudd i skapet på 87,6 W. I kapittel 4.3.3 ble det beregnet at fordamperen kunne levere 234,2 W, noe som tilsier at den innvendige kondensatoren må levere 146,6 W når temperaturen er stabilisert. Dette vil bli videre omtalt i kapittel 4.4.2.

4.4 Komponentvalg

4.4.1 Kompressor

Kompressoren som var montert i det innkjøpte fryseskabet er en hermetisk stempelkompressor av typen *HTK95AA*. Modellbetegnelsen står for (SECOP, u.d.):

H- Kuldemediet er R600 a

T- Effektivitetsnivå på en skala M, T, K X, Z. der medium effektivitet starter på M, og Z er overlegen effektivitet.

K- Produktplattform, her KAPPA.

95- Fortrengningsvolum i cm³

AA- Strømkarakteristikk, her 187-264 V ~ 50 Hz

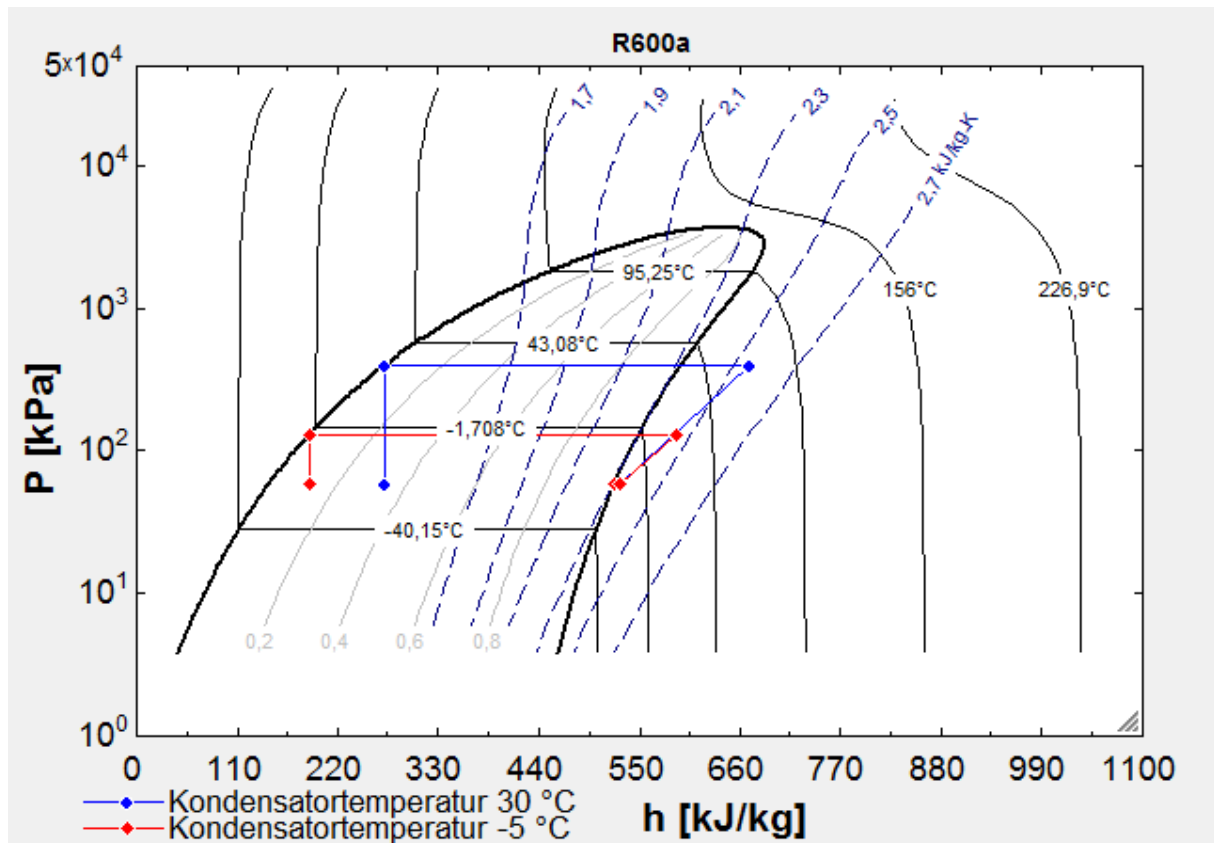
Kompressoren er laget for å operere på et fast turtall på 3000 o/min. I produktdatabladet (se vedlegg 6) er det oppgitt ytelse ved forskjellige fordamper- og kondensatortemperaturer. Kjøleytelse, COP og kompressoreffekt er oppgitt etter standardene ASHRE og EN 12900.

4.4.2 Varmevekslere

HXsim 2007 er et beregningsprogram utviklet av Sintef for design av varmevekslere. Programmet ble forsøkt brukt til å designe fordamperen og kondensatoren til den atmosfæriske frysetørkeren. Det oppsto derimot problemer under beregninger av vekslerne: da programmet skulle lage metningstabeller for R600a som videre skulle bli brukt i programmets beregninger, stoppet programmet opp. Etter samtale med Trond Andresen (forsker ved SINTEF) som har vært med på å utvikle programmet, ble det konstatert at det ikke var mulig å utføre beregninger på R600a med *HXsim*. Dette gjorde at man ikke kunne fastsette geometrien til vekslerne nøyaktig. Som en forenkling ble det utført simuleringer med R290. Disse beregningene ble brukt til å anslå hvordan vekslerne kunne utformes for å plasseres i fryseskabet. Det ble gjennom oppmåling av fryseskabet innvendig, samt måling av viften, konkludert at det var ville være fordelaktig med veksler som bygde minst mulig i høyden og at utbredelsen ikke hadde en flate større enn 30x30 centimeter. På denne måten kunne sporene i siden på fryseskabet som tidligere var brukt til å holde fast den originale fordamperen (kjølerillene), brukes til å feste hyller som vekslerne kunne festes i.

Under beregninger ved drift i kapittel 4.3.3 ble det antatt en kondensatortemperatur på -5 °C. Kondensatortemperaturen er vanskelig å forutse da den vil foregå med vekslingsvis omgivelsestemperaturen og den innvendige temperaturen etter styring. Ved å anta at den kan ligge mellom 30 °C og -5 °C vil fordampereffekten variere mellom 158,7 W og 234,2 W mens

kondensatoren vil variere mellom 244,6 W og 275,5 W. Beregningene ble utført ved å endre kondensatortemperaturen i EES-koden beskrevet i kapittel 4.3.3. For å forklare denne variasjonen ble et diagram med de to kondenseringstemperaturene fremstilt i et log-ph diagram til R600a (Figur 18).



Figur 18: Kondensatortemperaturens innvirkning på vekslernes effekt

I teoridelen ble det beskrevet hvordan de ulike effektene blir fremstilt i log-Ph diagram (Figur 7). Ut fra det blir det tydelig at effektene minker grunnet tilstanden hvor kjølemediet kommer ut av kondensatorene og blir strupet ned til fordampetrykk, forflytter seg til høyre i Figur 18. Det forårsaker en lavere entalpidifferanse som igjen fører til lavere effekt ut av vekslerne. Årsaken til at fordampereffekten synker mer enn kondenseringseffekten er overopphetningen av trykkgasstemperaturen, som igjen øker entalpidifferansen. Dette blir mer komplisert hvis vi tar hensyn til at den utvendige kondensatoren vil også fungere som en overhettingsvarmeveksler hvis noe av kondenseringen foregår i den innvendige kondensatoren, og motsatt vil den innvendige kondensatoren fungere som en underkjølingsvarmeveksler når kondenseringen i hovedsak skjer ved den eksterne veksleren. Hvis den innvendige kondensatoren fungerer som underkjølingsveksler vil fordampereffekten øke.

Siden dette er et dynamisk system, ble det vanskelig å fastsette korrekte effekter på vekslerne. Det ble dermed tatt utgangspunkt i beregningene utført med -5 °C , da disse beregningene gir de største vekslerene og dermed trygghet for at ikke vekslerne blir for små. Det ble dermed bestemt at fordampere skulle ha en effekt på $234,2\text{ W}$.

Med valg av kondensatorstørrelser var det noe større usikkerhet ved effektvalg. Den eksterne kondensatoren må kunne ta hele kondenseringen i perioder hvor tørkeren skulle kjøles ned, og den ble dermed fastsatt til $275,5\text{ W}$. For den indre kondensatoren tas det hensyn til varmetilskuddsberegninger utført i kapittel 4.3.7. Der ble det funnet at ved de antatte temperaturforskjellene vil varmetilskuddet i skapet fra omgivelsene være $36,3\text{ W}$ og varmetilskuddet fra viften være $51,3\text{ W}$. Dette tilsier at ved en fordampereffekt på $234,2$ må det leveres $155,6\text{ W}$ i varmetilskudd for å holde temperaturen stabil. Ved en fordampereffekt på $158,7\text{ W}$ kreves et varmetilskudd på $71,1\text{ W}$ for å holde temperaturen stabil. Ved full kondensering på baksiden av skapet vil det være en underkjøling på 58 W inne i skapet (antatt underkjøling fra 30 °C til -5 °C), noe som også vil øke fordampereffekten til $234,2\text{ W}$. Siden det er mulig å regulere ned effekten til en varmeveksler enten ved å styre luftstrømmen den veksler mot, eller ved å lodde om veksleren til at færre rør går gjennom, ble det valgt å bestille den innvendige kondensatoren i samme størrelse som den utvendige, ergo $275,5\text{ W}$.

Leverandøren *Lu-Ve* ble valgt til å produsere vekslerne siden de har levert til NTNU tidligere. Veileder hadde også hatt kontakt med selskapets tekniske direktør *Stefano Filippini*. En forespørsel ble sendt til Lu-Ve med informasjonen i Tabell 12 (oversatt til norsk)

Tabell 12: Forespørsel til Lu-Ve

Fordamper		kondensator	
Fordampningstemperatur	-25 °C	Kondenseringstemperatur	-5 °C
Overheting	10 ΔK	Underkjøling	0 ΔK
Fordampningstrykk	$58,15\text{ kPa}$	Kondenseringstrykk	$130,7\text{ kPa}$
Effekt	$234,2\text{ W}$	Effekt	$275,5\text{ W}$
Arbeidsmediet	R 600a -	Arbeidsmediet	R 600a -
Massestrøm	$0,0006727\text{ kg/s}$	Massestrøm	$0,0006727\text{ kg/s}$
Lufttemperatur inn	$-10,82\text{ °C}$	Lufttemperatur inn	-20 °C
Lufttemperatur ut	-20 °C	Lufttemperatur ut	-10 °C
Utvendig volumstrøm	$0,01847\text{ m}^3/\text{s}$	Utvendig volumstrøm	$0,01847\text{ m}^3/\text{s}$

Samtidig ble det spesifisert at utbredelsen skulle være maks 30×30 centimeter og at tilkoblingene skulle være på samme side. LuVe besvarte forespørselen med å sende resultatet til egne beregninger på vekslerne (vedlegg 4 og 5).

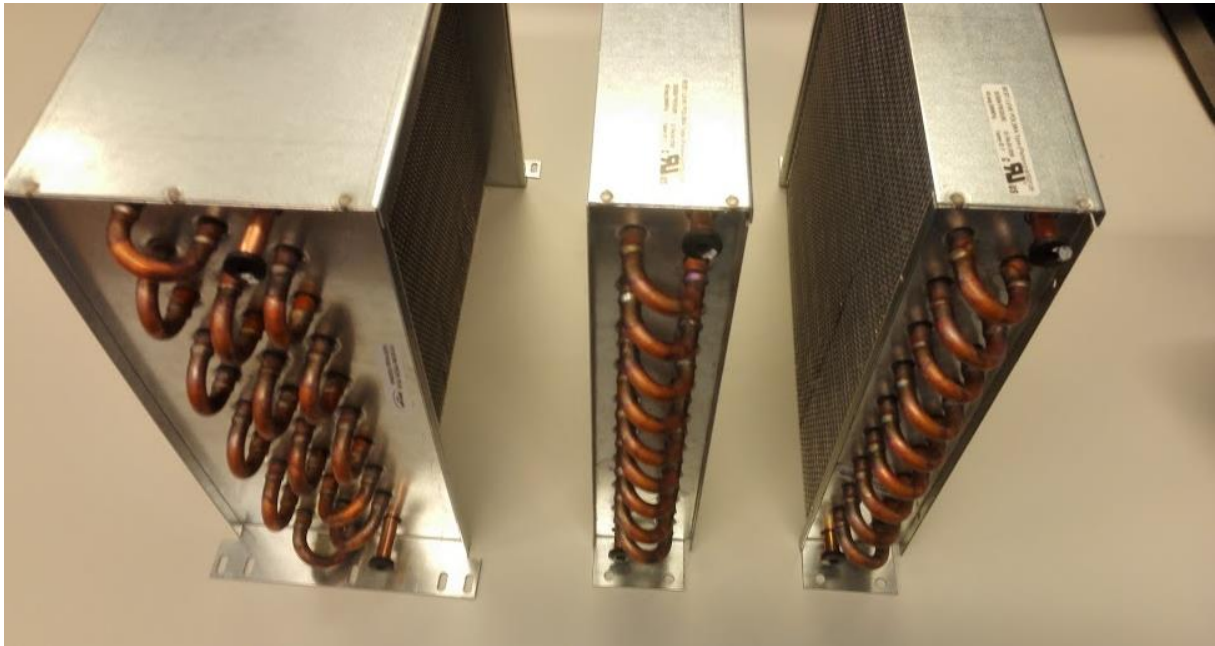
Tabell 13: Beregning i svar fra Lu-Ve

Fordamper		kondensator	
Luftside		Luftside	
Massestrøm	0,029 kg/s	Massestrøm	0,029 kg/s
Temperatur inn	-10,82 °C	Temperatur inn	-20 °C
Temperatur ut	-19,36 °C	Temperatur ut	-9,85 °C
Lufthastighet	0,376 m/s	Lufthastighet	0,378 m/s
trykktap	0,579 Pa	trykktap	0,387 Pa
Kjølemedieside		Kjølemedieside	
Massestrøm	0,0007 kg/s	Massestrøm	0,0007 kg/s
Fordampertemperatur	-25 °C	Kondenserinstemperatur	-5 °C
Fordampertrykk	58,427 kPa	Kondenseringstrykk	130,977 kPa
Trykktap	10,14 kPa	Trykktap	2,165 kPa
Utbredelse	25x25x6,5 cm	Utbredelse	25x25x4,3 cm
Avstand mellom finner	3,5 mm	Avstand mellom finner	3,5 mm
Effekt	0,247 kW	Effekt	0,295 kW

Ved å sammenligne Tabell 12 fra forespørselen og Tabell 13 som var beregningene fra LuVe, ser vi at det er noen mindre forskjeller. Kondensatoren beskrevet av LuVe har 11 % større effekt enn tidligere beskrevet, og fordamperen har 5,5 % større effekt i LuVe sin beskrivelse.

Siden beregningene tidligere utført i EES har flere usikkerhetsmomenter knyttet til seg når det kommer til hva den endelige fordamper og kondenseringstemperaturen blir i det faktisk bygde skapet, ble det besluttet å bestille veksler design foreslått av Lu-Ve.

Vekslerne ble produsert på et av Lu-Ve-gruppens produksjonsanlegg i Polen og sendt til NTNU. Bilde 1 viser fordamperen og de to kondensatorene. Som det kommer frem av bildet ble vekslerne levert med en ramme på tre av sidene, noe som ikke var bestilt men som likevel lettet det senere arbeidet. Vekslerne har tilkobling på én side slik at alle kjølerør kan legges ut på baksiden av tørkeskapet.



Bilde 1: Fordamper (venstre) og kondensatorer (høyre) fra Lu-Ve

4.4.3 Andre komponenter

Kanalene som skal tilbakeføre luften til fordamperen skal monteres inne i skapet, og det ble dermed søkt etter en kanaltype som kom minst mulig i veien for tørkebrettet. Det ble valgt å bruke mindre firkantkanaler i plast som kunne settes tre stykker i bredden på den ene siden av skapet. Det ble bestilt plastkanaler av typen *Flexit ventilasjonskanal KK 10* med en størrelse på 55x110 millimeter. Med en lengde på 0,86 meter ble det beregnet at det var behov for fem lengder, og disse ble bestilt fra MegaFlis. Disse vil med en lufthastighet på 1,2 m/s i gjennom tørkebrettet gi en hastighet på 1 m/s i gjennom kanalene.

Sirkulasjonen til tørkeluften er planlagt utført med en kanalvifte som er montert på en hylle mellom vekselerene. En slik type vifte er en vanlig komponent brukt i ulike sammenhenger innenfor ventilasjonsfaget, og det er flere ulike fabrikanter som produserer slike. Ut fra beregninger i EES vil tørkeren maksimalt ha en volumstrøm på 65,5 m³/h. Det ble derfor valgt en vifte av typen *KV sileo 100 XL* som er en kanalvifte beregnet for montering på vegg. Dette er den minste viften av denne typen, og den leverer opp til 333 m³/h, men med en regulator kan den reguleres ned til 0 m³/h. Det ble ikke beregnet trykkfall gjennom vekslere og kanaler da denne viften leverer 150 m³/h ved en trykkøkning på 200 Pa som tilsvarer et mye større kanalnett. Viften ble dermed bestilt sammen med en *REE 1 tyristorreg 1.0 A*-regulator fra Ventistål.

Viften som regulerer avgitt effekt til den eksterne kondensatoren må kunne finjusteres slik at den ønskede balansen i tørkeren kan oppnås. Dette kan utføres ved bruk av flere mindre datamaskinvifter som er tilkoblet en regulator. Slike vifter står vanligvis montert i pc-kabinetter og har derfor ikke veldig høy trykkøkning. Valget falt derfor på *Corsair Air SP120 PWM Quiet 120mm* som er spesialbygget for å stå montert på kjøleribber inne i datamaskiner. Disse har en høyere statisk trykkøkning enn vanlige pc-vifter. Med en temperaturøkning på 10 K over den ytre kondensatoren på 175,5 W vil det kreve en volumstrøm på 82 m³/h. Den nevnte viften har en volumstrøm på 64,3 m³/h. Da det ikke fantes en viftekurve for dette produktet ble det antatt at to vifter til sammen ville klare å levere tilstrekkelig volumstrøm. For å regulere disse viftene ble det funnet en vifteregulator som kunne styre opp til 5 vifter individuelt gjennom et touch-panel. Denne viftekontrolleren var av typen *NZXT Sentry 3 Fan Control 5,25" Bay*. Både viftene og viftekontrolleren ble bestilt hos Komplet.

Overhetningen i fordamperen er tenkt styrt med en termostatisk ekspansjonsventil. Ved hjelp av *Collselsector2*, et produktutvelgelsesprogram laget av Danfoss, ble det funnet at det bare var én ekspansjonsventil som ble laget til R600a i denne effektklassen (Danfoss, u.d.). Denne ventilen var *TU-5* og er en mekanisk termostatisk ekspansjonsventil beregnet for anlegg med en nominell kapasitet på opptil 266 W. Den kan reguleres ned til 0,067 W. Denne ble forsøkt bestilt gjennom Moderne Kjøling, men de fikk ikke tak i denne da den ikke var produsert tidligere av Danfoss og dermed ikke hadde et produktnummer. Det ble da tatt kontakt med Danfoss direkte, og det endte opp med at de produserte to prototyper av TU-5 som ble levert gratis.

Kjølemediet ble bestilt i en 420-grams beholder fra Moderne Kjøling sammen med en 1/4M-adapter som var tilpasset påfyllingsarmaturen som var tilgjengelig i verkstedet.

For å holde kanalen og kanalviften ren og hindre bakterievekst, er det viktig at partikler fra prøvene ikke følger med tørkeluften. Dette er tenkt forhindre ved hjelp av et filter som er plasseres ved tørkeluftens utgang fra tørkekammeret. Det antas at deler av et ordinert F7 finfilter, som er vanlig å bruke i ventilasjonsanlegg, er tilstrekkelig for denne oppgaven. Det er planlagt utført ved å klemme fast et enkelt lag tatt fra en større filterpose direkte over utløpet.

For å sikre at den termostatiske ekspansjonsventilen får tilført kjølemediet i ren væskeform måtte det monteres et væskereservoar. På fryseskapet var det originalt et filter før kapillarrøret som fylte denne funksjonen. Da det i den atmosfæriske frysetørkeren ville være en større kjølemediemengde måtte dette volumet økes. Det ble vurdert å tilvirket et kammer ut fra

rørdeler funnet på verkstedet, men da det ble funnet et stort seglass ble det besluttet å heller benytte dette. Det ble ikke utført noen beregninger på nødvendig volum, men seglasset vil også føre til at fyllingen kan gjøres mer presist noe som gjør at volumet på væskereservoaret mindre.

4.5 Styring og instrumentering

4.5.1 Styringsprinsipp

Temperaturen på tørkeluften er tenkt regulert ved å styre hvor mye varme som den eksterne kondensatoren avgir. Ved å avgir mer varme enn den som kompressoren tilfører kjølemediet, vil temperaturen i tørkeluften minke. I motsatt tilfelle – hvis den eksterne kondensatoren avgir mindre varme enn det kompressoren tilfører kjølemediet, vil temperaturen øke i tørkeluften. Etter ønsket temperatur er oppnådd reguleres det slik at den eksterne kompressoren avgir akkurat tilstrekkelig varme til å holde temperaturen stabil. Denne reguleringen er tenkt utført ved å justere en trinnløs vifte som styrer luftstrømmen gjennom den eksterne kondensatoren.

Kompressoren opererer med et fast turtall. Det gir dermed ikke mulighet til å regulere mengden kjølemediet som sirkulerer i varmpumpen. Det er derimot mulig å regulere massestrømmen av luft som sirkulerer gjennom varmpumpen. Styringen av luftstrømmen er tenkt utført med en trinnløs regulering av viften som sirkulerer tørkeluften.

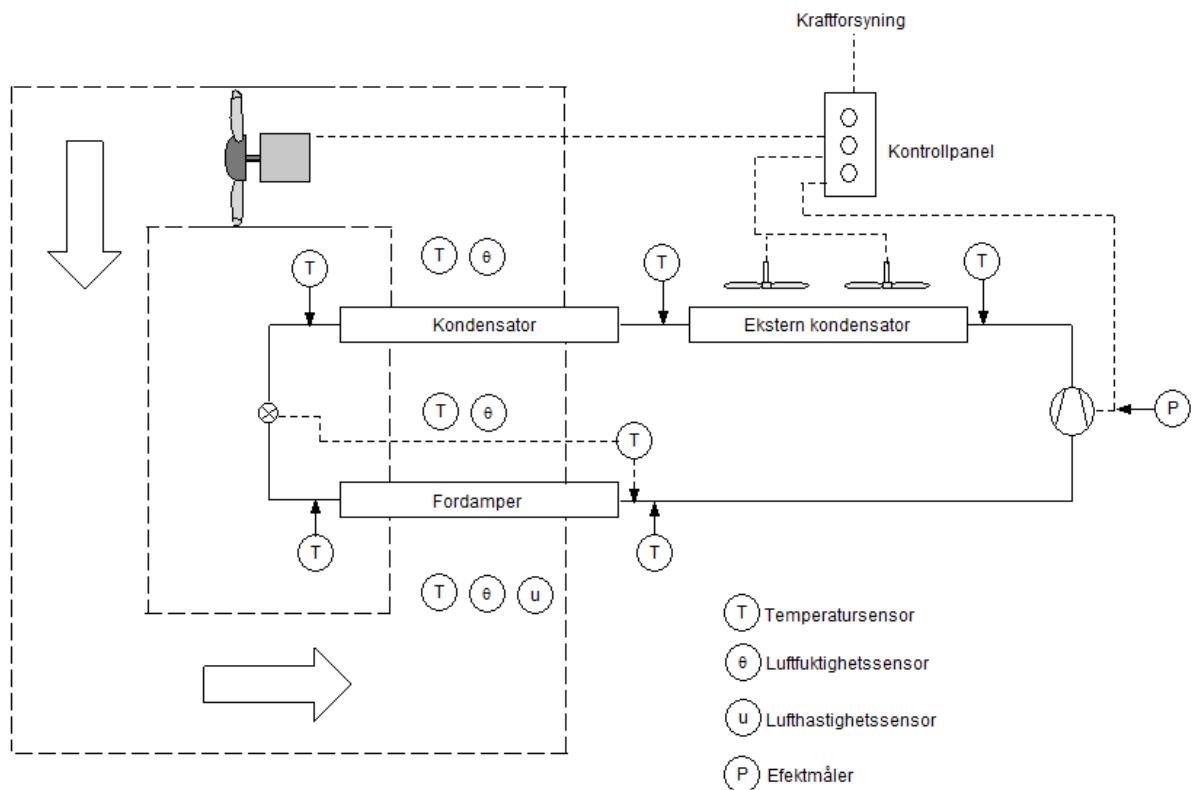
4.5.2 Avising og drenering

Fordamperen vil etter oppstart bli så kald at fukten i tørkemediet legger seg som rim på finnene. Isen kan skape problematikk hvis den bygger seg opp og stenger for gjennomstrømningen av tørkemediet. Dette vil antakelig ikke skje i dette tilfellet da vannmengden fra luften inne i skapet og fra prøvene vil være i sterkt begrensede mengder. Det er fordelaktig for materialet som tørkes at temperaturen holdes jevn – spesielt hvis tørketemperaturen er nært frysepunktet til materialet. Da vil en risikere at en avising fører til smelting av prøven. Det er derfor kun planlagt med naturlig avising. Når tørkeren er avslått vil den etter en tid oppnå romtemperatur og isen vil smelte. For å fremskynde prosessen kan sirkulasjonsviften kjøres med døren til skapet åpent.

Det ble vurdert om det var nødvendig å montere et dryppebrett tilkoblet en slange for drenering av vann under avising. Dette ble det gått bort fra da fryseskapet var utformet med fall ut mot døren og bunnen var av en slik karakter at den ville være lett å rengjøre.

4.5.3 Instrumentering

For å kunne teste funksjonen til den atmosfæriske frysetørkeren må det monteres instrumenter som overvåker ulike parameteren både inne i tørkeluften og på selve kjølemaskinen. Figur 19 viser den planlagte instrumenteringen. T-temperatursensor, P-effektmåling, m-massestrøm, u-lufthastighet og θ -relativ fuktighet. Ved å feste temperatursensorer på rørene med kjølemediet og isolere mot omgivelsene vil trykket kunne regnes ut. Sensorene burde ha mulighet til oppkobling mot en datalogger.



Figur 19: Systemskjema instrumentering

Plasseringen av de ulike sensorene er tilpasset slik at de vil gi samme informasjon som beregningene i kapittel 4.3.

5 Bygging av tørkeren

5.1 Demontering av fryseskap

Før demonteringen av fordamperen og kondensatoren ble kompressoren forseglet. Dette ble gjort med å presse på slangestusser med en maskinskrue som propp (venstre i Bilde 2). Dette ble utført for å unngå at oljen i kompressoren tørket ut, samt for å beskytte kompressoren mot smuss. Filtret ble også forseglet for bruk videre. Rørene ble kuttet med rørkutter for å unngå at spon kom inn i kompressoren. Etter at kompressoren var forseglet ble rørene kuttet slik at kondensatoren og fordamperen kunne fjernes.



Bilde 2: Demontering av fryseskap

5.2 Montering av kanaler

Rektangulære kanaler i plast med dimensjon 55x110 mm ble kjøpt inn. Disse ble valgt siden de tar minst mulig plass i kabinettet samtidig som de gir tilstrekkelig tverrsnitt til den returnerende luftstrømmen.

Kanalene ble plassert tre i bredden så langt bak i fryseskapet det lot seg gjøre på høyre side (sett forfra). På denne måten ble det lettere å tette de ulike seksjonene som er adskilt med hyller. De tre kanalene ble limt sammen i sin fulle lengde med *ESS FLEX MF-X* for senere å forenkle oppheng. Kanalene ble så skjøtet med tre kanaler som var kappet og limt sammen. For å oppnå lufttetthet og mekanisk styrke ble det bøyd til et beslag i 1,5 mm aluminium som ble limt fast med samme fugemasse. Under liming og skjøting ble kanalene holdt sammen av jernbindertråd

på en rett flate. Den limte kanalkonstruksjonen ble så festet med tre vinkelbeslag tilvirket av 1,5 mm aluminium. På Bilde 3 kan vinkelbeslag og skjøtebeslag sees.

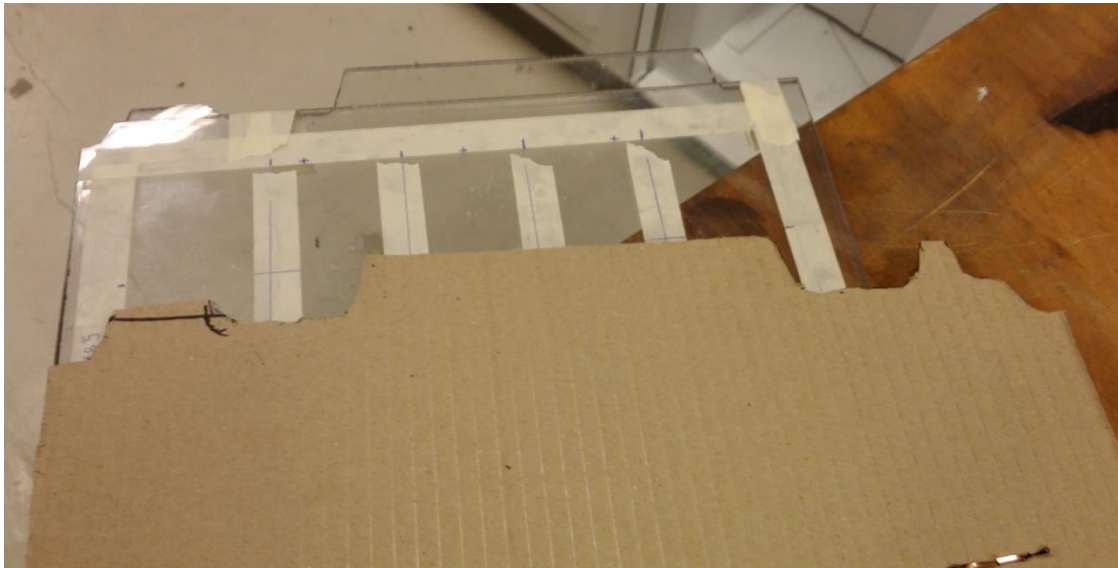


Bilde 3: Tilvirkede vinkler (venstre) og montert kanaler (høyre)

Kanalkonstruksjonen ble festet på en slik måte at det kunne monteres filterduk over toppen og på den måten filtrere tørkeluften.

5.3 Tilvirking av tørkebrett

Tørkebrettet ble tilvirket av Lexan som var tilgjengelig på NTNUs laboratorier. Lexan er har en høyere seighet en for eksempel Plexiglass, noe som gjør at det lettere kan tilvirkes uten at det sprekker. Brettet kunne dermed grovkuttet ut fra emne ved hjelp av en platekutter. Videre måtte nederste av de to platene som utgjør tørkebrettet tilpasses baksiden til fryseskappet. Dette for å oppnå ønsket luftstrømning gjennom hullene og ikke rundt brettet. For å oppnå en slik tilpassing ble det først skjært til en sjablong som dermed ble tegnet av på platen (Bilde 4). Videre ble platene skjært til med stikksag for å tilpasse bakkanten og ventilasjonskanalen i siden.



Bilde 4: Tilpassing av hylle mot bakkant skap

Hullene der prøvene skal plasseres ble laget med hullsag. Platen ble klemt sammen med skrutvinger og tape slik at hullene i det øvre og nedre platen passet nøyaktig sammen. Dette kan ses i Bilde 5.



Bilde 5: Boring av tørkebrett

Netting for å holde prøvene ble klippet til av tilgjengelig materiale på NTNUs laboratorier. Det ferdige tørkebrettet vises på Bilde 6.



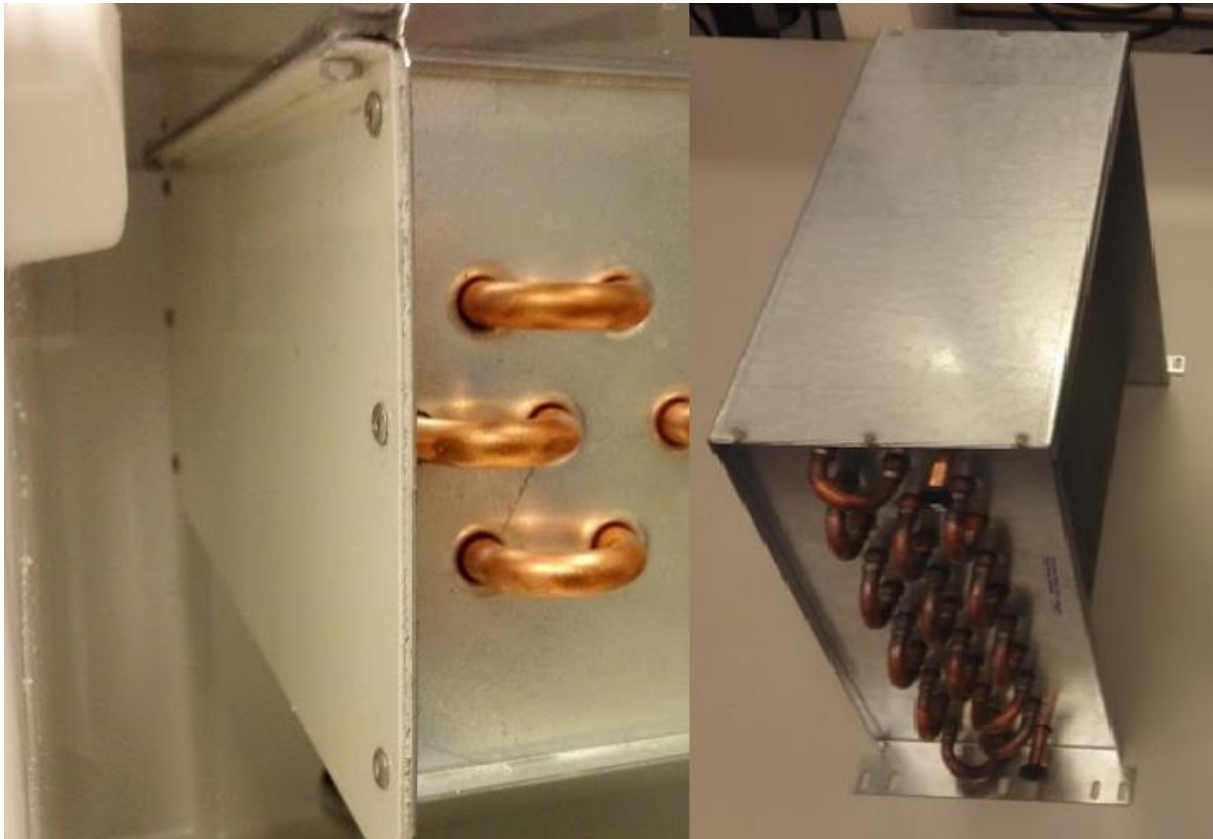
Bilde 6: Ferdig montert tørkebrett

5.4 Tilvirking av hyller for vifte og vekslere

For montering og styring av luftstrøm ble viften, indre kondensator og fordamper montert på hyller som passet sporene i fryseskapet. Hyllene ble tilvirket i samme materiale som tørkebrettet. Platene ble grovkuttet i platekutter og fintilpasset mot bakveggen med stikksag der tørkebrettet ble brukt som mal. Siden bakveggen har en svak skrå ble hyllene videre fintilpasset med en grov fil.

5.5 Montering vekslere

Vekslerne ble levert i en ramme laget av tynne stålplater som omga vekselere på tre sider. Den innvendige kondensatoren og fordamperen skulle stå i direkte i luftstrømmen måtte den fjerde siden også kapsles inn. Det ble derfor knekt til et beslag i aluminium som ble poppet fast. Dette kan sees på Bilde 7 til venstre. Beslaget ble laget slik at det også kunne brukes til å bolte fast veksleren, derfor fikk det en kant som ble boret klar til tre millimeter maskinskruer.



Bilde 7: Tilvirkning av ramme for fordamper

Den innvendige kondensatoren og fordamperen ble så montert på hyller tilvirket i lexan omtalt i kapitlet over. For å få mest mulig jevn luftstrøm gjennom kondensatoren ble den plassert lengst mulig unna viften. På denne måten er luftstrålen til viften diffundert mest mulig før den går gjennom. Kondensatoren ble derfor plassert over hyllen og skrudd fast med skruer forsenket i lexan-platen. Etter oppmerking ble kondensatoren midlertidig demontert slik at det kunne sages hull. Det ble deretter loddet på 1/4" rørstusser med en lengde på 30 cm på kondensatorens innløp og utløp. Rørenes posisjon i forhold til hyllen kunne dermed måles opp og merkes av på bakveggen slik at det kunne bli boret hull for gjennomføring til baksiden der rørene skulle kobles sammen. Kondensatoren ble på nytt skrudd fast i hyllen og røreneenden teipet før hyllen ble skjøvet på plass slik at rørene gikk gjennom bakveggen.

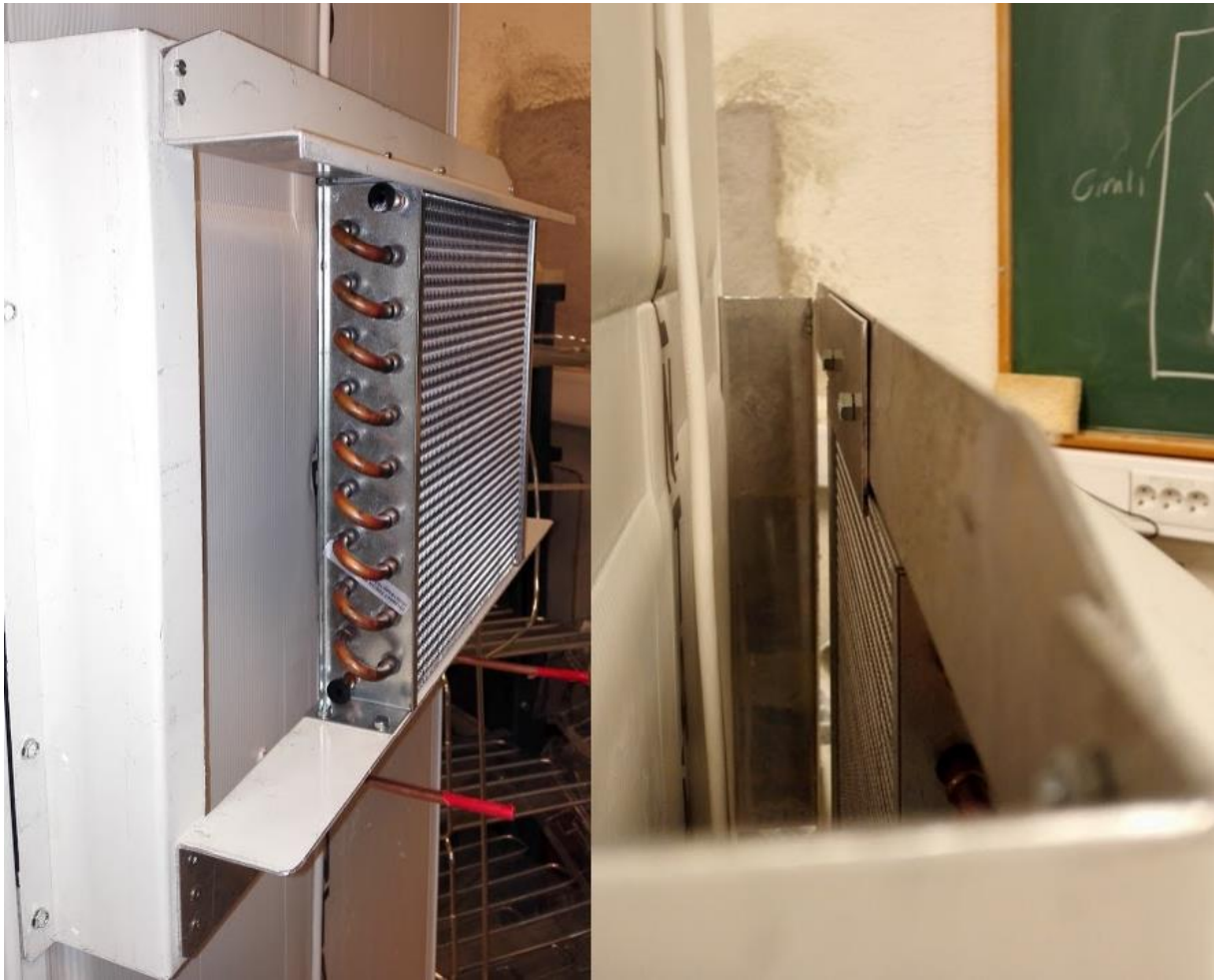
Fordamperen ble montert på samme måte som den innvendige kondensatorer med ett unntak: Den ble montert på undersiden av den nederste hyllen for å gi mer plass til viften på hyllen over. På Bilde 8 ser vi fordamperen til venstre og den innvendige kondensatoren til høyre ferdig montert.



Bilde 8: Montering av innvendige varmevekslere

På baksiden til fryseskapet ble det bygd et oppheng til den eksterne kondensatoren. Den eksterne kondensatoren veksler mot omgivelsesluften og må dermed monteres litt ut fra veggen slik trykkfallet ikke blir for stort for viftene som driver luften gjennom veksleren. Samtidig burde ikke konstruksjonen bygge for mye bakover slik at en eventuell plassering av skapet senere hindres. Samtidig må ikke konstruksjonen i seg selv hindre luftstrømmen på noe vis. Det ble dermed konstruert en hylle i aluminium som kondensatoren ble boltet stående fast i. Selve skapet består utvendig hovedsakelig av aluminiumsplater over isoporlignende isolasjon. Baksiden til skapet er derimot kun dekt med en korrugert plast plate der aluminiumsplaten på siden er knekt bak med én centimeters overlapp. Det er dermed kun denne vertikale stripen på hver side som er sterk nok til å holde vekten av kondensatoren.

Får å få avstanden fra bakveggen ble det knekt to beslag i en S form. Disse ble skrudd fast med selvborende skuer på hver side av bakveggen i den vertikale aluminium stripen. Videre ble en vinkel på 5x5 cm montert på S beslagene. Vinkelen ble festet med poppnaglen for å stive av konstruksjonen. På vinkelen ble deretter kondensatoren boltet fast med fire maskinskruer. Vinkelen tar vekten til kondensatoren, men for å stive den av og dermed hindre vibrasjoner ble det festet en til vinkel på oversiden av kondensatoren. Vinkelen er knekt i en S slik at en kant er festet til beslagene på siden, en kant hviler oppå kondensatoren og en kant holder kondensatoren mot å rotere ut fra skapet (se Bilde 9 til venstre). For å hindre rotasjon inn mot skapet ble en liten aluminiumsplate skrudd fast på den øverste vinkelen (se Bilde 9 til høyre).



Bilde 9: Montering av ekstern kondensator

5.6 Montering av vifter

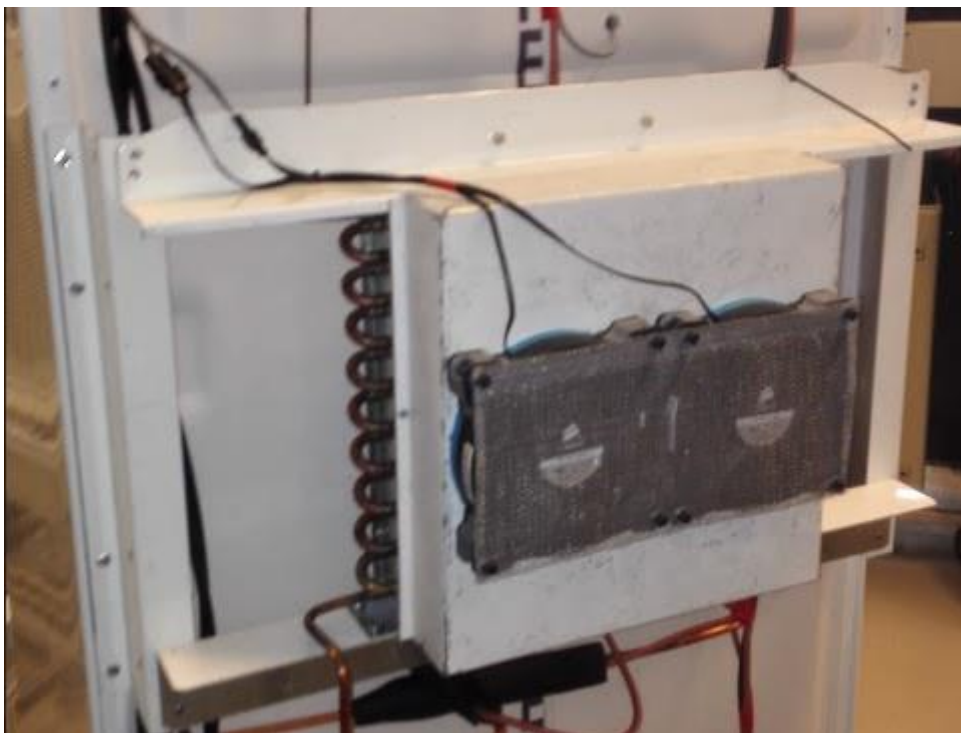
Tørkeren bruker tre vifter, en større sirkulasjonsvifte inne i skapet og to mindre vifter til den eksterne kondensatoren på baksiden. Sirkulasjonsviften ble montert på den nest nederste hyllen i fryseskabet. Viften ble boltet fast på undersiden med skruer som ble forsenket i lexsanplaten. Etter viften var skrudd fast ble gjennomføringen til viften markert og sagd ut med stikksag. For å at hyllen skulle bli stivere og motvirke bevegelse under drift ble det tilvirket og montert en hylleknekt i aluminium (se Bilde 3). På Bilde 10 kan viften ses ferdig montert.



Bilde 10: Montering av sirkulasjonsvifte

På baksiden av skapet skal to mindre vifter drive omgivelsesluft gjennom den eksterne veksleren. For å få mest mulig jevn luftstrøm gjennom veksleren ble det tilvirket ett undertrykkskammer slik at luften ble sugd gjennom veksleren. Alternativet hadde vært og trykket luften gjennom veksleren, men med blåsing former viftene en stråle der hastigheten er høyere i senter og lavere i periferien. Når viftene i tillegg dekker et lite areal av veksleren ble ikke trykking av luft gjennom veksleren ett alternativ da luftstrømmen ville blitt ujevn.

Kassen for å skape undertrykk og holde viftene ble knekt til av aluminium. For at kassen skulle være lettere å få tett ble det knekt til en ekstra leppe for å overlape skjøten i hjørnene. Deretter ble det sagt hull tilpasset viftene (120 mm). Viftene ble boltet fast med fire maskinskruer hver. For å hindre at fremtidige brukere kan skade seg på de roterende viftebladene ble det klipt til netting av samme materiale som i tørkebrettet som ble montert på utsiden av viftene. Den ferdige undertrykkskammer ble så boltet fast i kondensatoren(se Bilde 11).



Bilde 11: Undertrykkskasse med vifter montert

5.7 Montering av styring

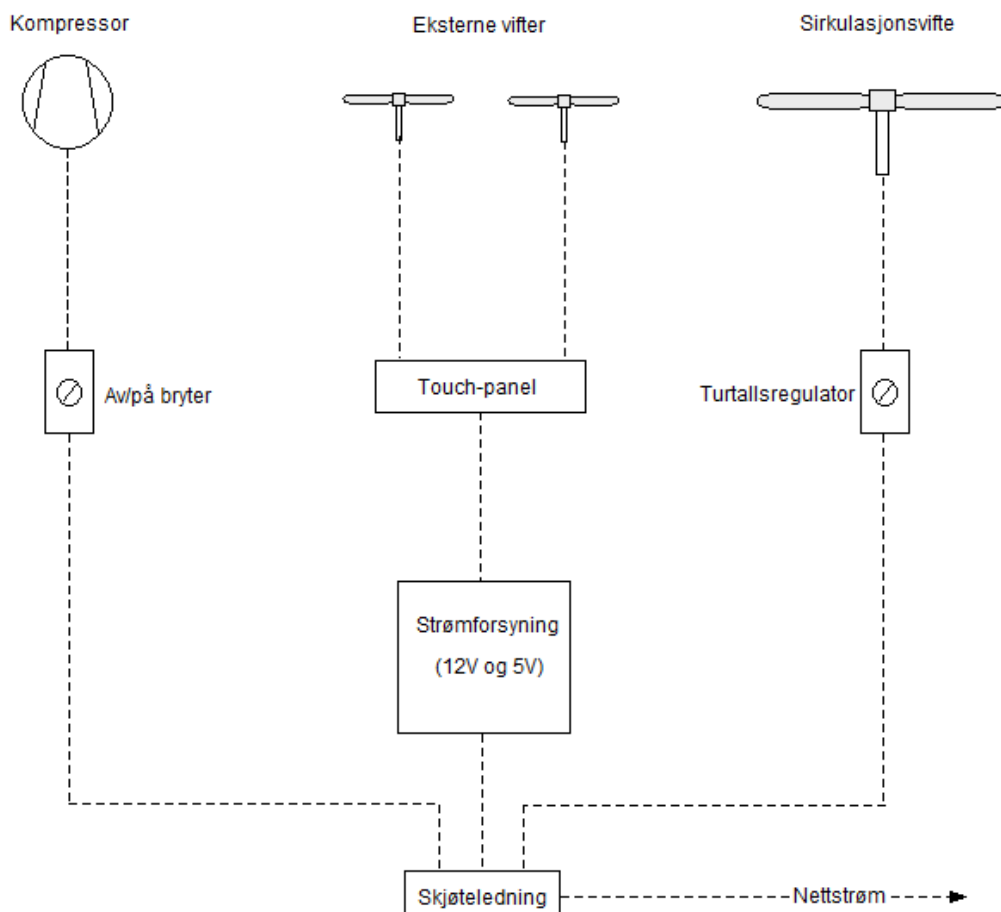
Som nevnt tidligere i design kapitlet består styringen av tørkeskapet av å endre turtall på viftene til den eksterne kondensatoren og justere den turtallet på sirkulasjonsviften. I tillegg til disse kontrollene må kompressoren kunne slås av og på. Får å ha disse kontrollene lett tilgjengelig når skapet står inntil en vegg ble det fabrikkert et panel av aluminium som ble montert på toppen av fryseskapet.

Panelet ble knekt til i aluminium siden det er lett å bearbeide og var tilgjengelig på laboratoriet. Deretter ble det ved bor og stikksag tatt hull til touch-panelet som styrer pc viftene, tyristorregulering til sirkulasjonsviften og av/på bryteren til kompressoren. På Bilde 12 er fra venstre: Bryter til kompressor, touch-panel for turtalsregulering av eksterne vifter, turtalsregulering av sirkulasjonsvifte.



Bilde 12: Kontrollpanel

På Figur 1 kan koblingen til viftene og kompressoren sees. For å gjøre oppkoblingen enkelt å for å unngå bruk koblingsbokser ble det lagt tre separate kurser som samles i en ordiner skjøteledning bak på fryseskabet. Kompressoren var originalt koblet til en termostat som koblet den inn og ute etter temperaturen i fryseskabet. Termostaten ble koblet fra og kompressoren ble koblet direkte over en av/på bryter. Viften ble på samme måte koblet direkte over tyristorregulatoren til en stikkontakt. Både touch-panelet og de eksterne viftene er laget for å monteres i en datamaskin og trenger dermed både 5 volt, 12 volt og jord. En brukt strømforsyning til en pc fra skolens IT service ble dermed brukt til strømforsyning til disse.



Figur 20: Skisse over elektriske komponenter

5.8 Montering og lodding av komponenter

Før montering ble det loddet på 30 centimeter lange rørstusser som gikk igjennom bakveggen til fryseskapet. På en slik måte kunne alle kjølerørene legges på baksiden av fryseskapet. Dette ble gjort for å lette arbeidet med loddingen, samt at det gjør systemet mer oversiktlig.

Fra kompressoren gjennom begge kondensatoren og frem til ekspansjonsventilen ble det brukt var 1/4" kobberør, mens det på sugesiden fra ekspansjonsventilen og til kompressoren ble brukt 3/8" kobberør. Rørvalget ble avgjort av var som var tilgjengelig på laboratoriet samt at nevnte rørdimensjonen var passet inn i tidligere beregninger utført i kapittel 4.3.4. Dette gjorde at det ikke behøvde å handle inn nye kjølerør som hos lokale leverandører blir levert i 15 meters kveiler. Ekspansjonsventilen ble levert med 1/4" tilslutning på innløp og 3/8" tilslutning på utløp noe som også talte i favør til valg av rørdimensjon da det tillot montering uten overganger. Rørvalget tillot også direkte lodding på vekslerne da tilslutningsdiameteren på vekslerne gjorde

det mulig at 1/4" rørene kunne loddes fast innvendig på kondensatorene og 3/8" kunne loddes fast utvendig på fordamperen.

Rørene ble først bøyd til med rørbøyer utstyr tilpasset diameteren. Deretter ble innvendige grader tatt med avgradingsverktøy for å hindre unødige trykkfall i skjøter. Ved hardlodding av rørene ble det hovedsakelig brukt loddestråd med lavt sølvinnhold og med kobberlegering slik at det ikke var nødvendig med flussmiddel. Unntaket var når kobberløst rørene skulle loddes på kompressorens stålstusser. Da var det nødvendig med loddestråd med høy sølvandel og flussmiddel for å få en god vedheft. For å unngå glødeskall på innsiden av rørene ble det kjørt nitrogen kontinuerlig gjennom det området som skulle loddes. Når varmesensitive deler (seglass, filter, ekspansjonsventil og kompressor) skulle loddes sammen ble disse delene holdt avkjølt med en fille fuktet med vann.

Rørene ble senere skrudd fast i bakveggen av fryseskapet med to dobbel klammer som var tilgjengelig i laboratoriet.

5.9 Instrumentering

Newsteo sitt system for sensorer og logging ble valgt til å instrumentere tørkeren. Grunnen til at nettopp disse ble valgt var i hovedsak tilgjengelighet, da veileder hadde et fullt sett liggende på kontoret. Systemet er bygd opp med en batteridrevet logger som kan sende informasjonen ved radiofrekvens til en datamaskin. Loggerne kan programmeres til enten å lagre målingene internt eller å sende målingene kontinuerlig til en datamaskin med RF mottaker. Det er brukt tre forskjellige typer sensorer med dertil hørende loggere. Disse er listet opp i Tabell 14.

Tabell 14: Oversikt over sensorer med toleranser

Parameter som måles	Sensor	Logger	Antall	Toleranser
Temperatur	STE53-003	Newsteo LGR 33	5	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ (0°C)/ $\pm 0,8^{\circ}\text{C}$ (100°C)
Temperatur og luftfuktighet	STH55-001	Newsteo LGR 32	3	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ (-25 til $+80^{\circ}\text{C}$)/ $\pm 2,0\%$ (0 - 100%)
Lufthastighet	AIRSP-001	Newsteo LGW 38	1	$\pm 0,2\text{m/s}$ + 3% av måleverdi ($0,5$ - 5m/s)

Tabell 14 viser også toleransene som er opplyst av produsenten. En mulig ulempe med bruk av temperatursensoren er størrelsen på selve sensoren. Størrelsen gjør at denne type sensor vil reagere saktere på temperaturendringer enn for eksempel et standard termoelement, samtidig vil den også være mer eksponert til omgivelsene. Tregheten til målingen vil ikke påvirke resultatet av forsøkene nevneverdig av forsøkene da disse foregår over tid og prosessene som skal måles er trege. At sensoren påvirkes av omgivelsen kan motvirkes med isolasjon. Fordelen med Newsteo systemet er at det kan fjernavleses over radiobølger. Dette gjør at datamaskinen

og operatøren ikke behøver å være i umiddelbar nærhet, og det gir en viss fleksibilitet under forsøkene.

5.9.1 Montering

Loggerne ble montert på en finerplate som senere ble montert på toppen av fryseskapet. Hver enkelt logger ble skrudd fast i platen og platen ble senere skrudd fast på skapet. På denne måten ble det mindre hull i fryseskapet som da beholdt sin isolerende egenskap bedre.

Sensorene ble montert etter instrumenteringsskissen i Figur 19. Temperatursensorene (STE53-003) ble montert direkte på kjølerørene med plast strips og isolert med Armaflex-teip. På Bilde 13 kan eksempel på innfestning og isolering. Øverst på bilde Bilde 13 ser vi sensoren før isoleringen og nederst etter isolering.



Bilde 13: Montering og isolering av temperatursensorer

Temperatur- og luftfuktighetssensorene ble montert på følgende områder i tørkeluftkretsen: Over fordampere, over indre kondensator og etter tørkebrettet. For at sensorene skulle måle i luftstrømmen ble tre tynne vinkler knekt til. Disse ble så skrudd fast og ledningen til sensoren ble så teipet fast slik at selve sensoren hengte fritt i luftstrømmen (se Bilde 14).



Bilde 14: Temperatur- og luftfuktighetsmåler over indre kondensator

Lufthastighetsmåleren ble montert fire centimeter direkte over ett av hullene i tørkebrettet. På denne måten oppnås måling av lufthastigheten som en tørkeprøve utsettes for. Sensoren ble levert med egen festebrakett som ble skrudd fast i bakveggen til fryseskapet med en selvborende skrue. Bak braketten er det boret et hull som er tilpasset diameteren til sensoren slik at den kunne justeres inn og ut, samt føre ledningen mellom sensoren og loggeren. Bilde 15 viser monteringen samt indikatoren på retningen til sensoren.



Bilde 15: Lufthastighetsmåler

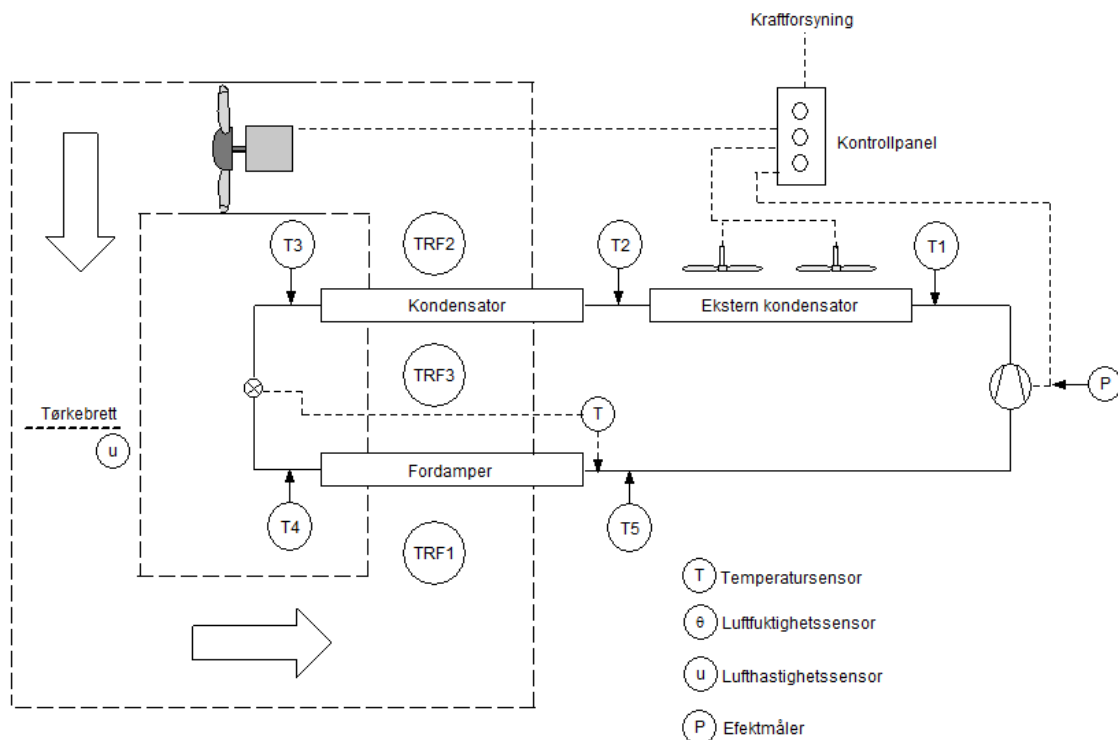
I tillegg til Newsteo-sensorene ble det også montert en temperatursensor over tørkebrettet for direkte avlesning i touch-panelet som styrer de eksterne viftene. Denne temperaturmålingen er

ment som rask informasjon til operatøren som styrer tørkeren, og vil ikke bli brukt til dokumentering under forsøkene. Det ble boret et hull i toppen av kabinettet bak kontrollpanelet hvor sensoren ble ført gjennom. Deretter ble sensoren teipet fast innvendig. Bilde 16 viser temperatursensoren til venstre og avlesningen på displayet markert med en rødt.



Bilde 16: Temperatursensor til styrepanel (venstre) og styrepanel (høyre)

Etter montering av alle sensorene ble instrumentskissen fra kapittel 4.5.3 oppdatert med å påføre sensornummereringen brukt under monteringen (se Figur 21). Dette ble så lagt inn i Newsteo sitt dataprogram slik at temperaturene kunne avleses på instrumenteringsskissen.



Figur 21: Instrumenteringsskisse med nummerering av sensorer

5.10 Tetthetskontroll og trykktesting

Etter lodding av rør og komponenter ble en nitrogenflaske med regulator koblet til fyllestussens Schraderventil ved hjelp av en kobling med avstengingsventil og manometer. På denne måten kunne flasken kobles fra etter fylling mens manometret fortsatt kunne lese av trykket.

I første omgang ble anlegget trykksatt på lavt trykk (2 bar) i en kortere tidsperiode for å ta en første tetthetsprøving. Dette ga en mulighet for å rette opp eventuelle feil i loddingen før anlegget ble satt under høyt trykk. Dette resulterte i at en utetthet i en skjøt ble oppdaget og loddet på nytt. Etter ett nytt forsøk på lavere trykk ble trykket hevet langsomt til 13,45 bar. Deretter ble nitrogenflasken koblet av og trykket dokumentert med foto. Dagen etter ble trykket på nytt dokumentert med foto. Bilde 17 viser koblingen mellom fylleventilen, nitrogenflaske (1/4" kobberrør) og manometer (gul slange) til venstre, samt trykkavlesning etter trykksetting samt kontrollavlesning dagen etterpå.



Bilde 17: Tilkobling av nitrogenflaske (venstre), trykkavlesninger (høyre)

Resultatet fra tetthetskontroll kan ses i Tabell 15. Trykkdifferansen mellom målingene stammer sannsynligvis ut fra en temperaturendring, da det er nattsinking av temperaturen på laboratoriet. Har det vært en utetthet ville trykket falt raskt da det er et lite volum i anlegget. I tillegg til tetthetskontroll basert på trykkavlesninger, ble også det trykksatte anlegget penslet med såpevann. Dette skaper en såpefilm som ville avslørt mindre lekkasjer med bobler. Ingen bobler ble identifisert. Siden begge tetthetskontrollen ga negativt resultat, ble det konstatert at anlegget var tilstrekkelig tett.

Tabell 15: Trykktesting

Trykktesting og tetthetskontroll		
Måling nr 1	28.04.2016 17:08	13,45 Bar
Måling nr 1	29.04.2016 07:56	13,35 Bar
Differanse	14,8 timer	0,7 %

Når et forsøk skal kjøres på laboratoriet må det fylles ut en HMS-protokoll på apparatet. Denne gir kravene til trykktestingen, og protokollen krever at trykktestingen skal utføres i samsvar med NS-EN 13445-5. Standarden omhandler ikke-fyrte trykkbeholdere og angir følgende formel for trykktesting:

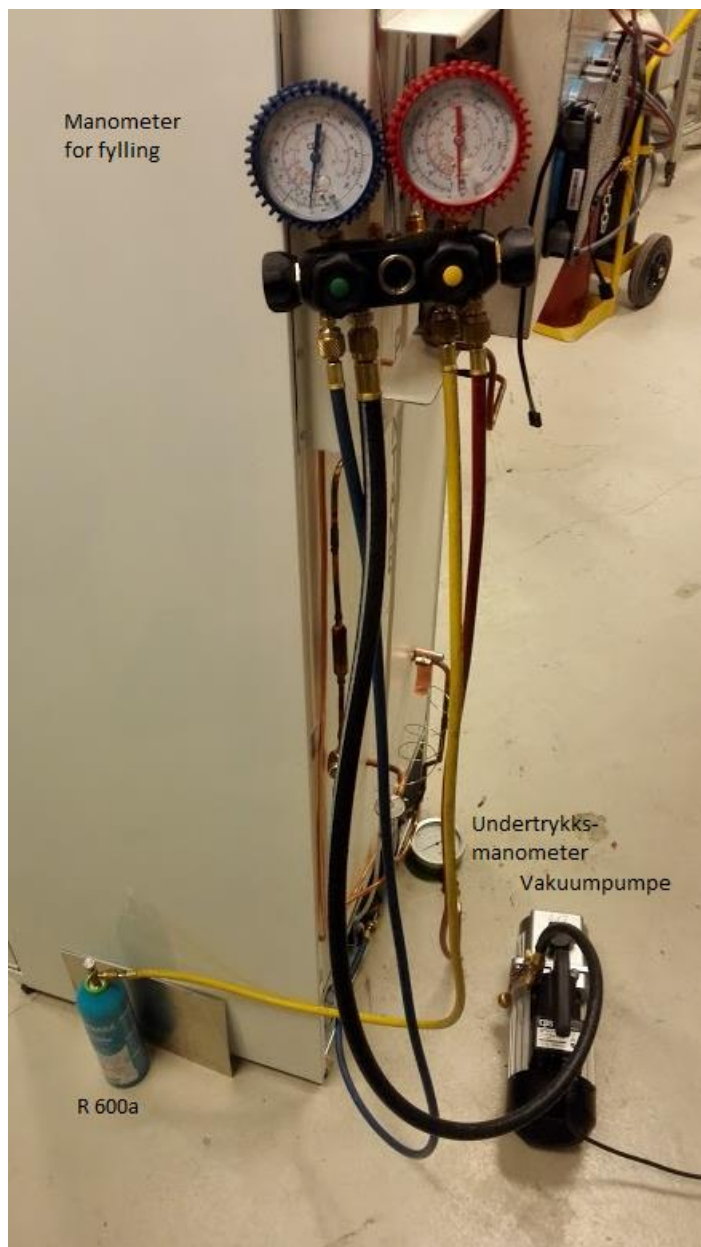
Formel 9: Beregning av prøvetrykk

$$P_t = 1,43 \cdot P_s$$

P_t er prøvetrykket og P_s er maks tillatt trykk på anlegget. Dette gir med en trykkprøving på 13,45 bar et maks tillatt trykk på 9,41 bar (10,41 absolutt). Dette anses som mer en tilstrekkelig da et trykk på 9,4 bar tilsvarer en kondenseringstemperatur på 63 °C og som er dobbelt så høyt som antatt maksimale kondenseringstemperaturen.

5.11 Fylling av kjølemediet

Under lodding ble rør og komponenter kontinuerlig gjennomblåst med nitrogen for å unngå dannelse av glødeskall. Dette bidro også til å drive fukt ut med å fordrive luften. Etter loddingen var fullført ble anlegget trykksatt med nitrogen i forbindelse med trykkprøving. På den måten var mest mulig fukt fordrevet av anlegget. For å tømme anlegget for nitrogen i klargjøring til fylling, ble en vakuumpumpe koblet på anlegget. For å senere kunne fylle på anlegget uten å slippe til luft ble det brukt et fireventilers påfyllingsarmatur (se Bilde 18).



Bilde 18: Påfyllingsarrangement

Ventilarmaturet er koblet til fire slanger med fargekoding for å lettere identifisere hvilken ventil som kontrollerer hvilken slange. På Bilde 18 er den gule slangen koblet opp mot flasken med R600a, den blå slangen er koblet på sugesiden til kompressoren gjennom fyllestussen, den røde slangen er koblet mot undertrykks manometer og den sorte/grønne slangen er koblet opp mot vakuumpumpen. Under vakuumering er alle ventilene på armaturen åpent og ventilen som punkterer R600a flasken er ikke aktivert. På denne måten blir det pumpet ut luft fra anlegget, fylleslangen frem til flasken og manometret som viste trykket. Pumpen ble startet opp og etter tre timer hadde manometret stabilisert seg på tilnærmet 0 millibar og trykket er så lavt som det er mulig å komme med vakuumpumpen. Deretter ble ventilen til vakuumpumpen stengt før

pumpen ble slått av. For å foreta en ekstra tetthetskontroll ble anlegget stående i tre timer med undertrykk uten at det vistes noen endring på manometret.

Før fyllingen startet ble både sirkulasjonsviften og de eksterne kondensatorviftene koblet til. De eksterne viftene ble satt på 1060 o/min og sirkulasjonsviften ble justert slik at lufthastigheten gjennom tørkebrettet var 1 m/s. På denne måten ville varmepumpen etter hvert som den fyltes få vekslet mot omgivelsene og inne i skapet.

Flasken med R600a ble veid først uten slangen tilkoblet for å få et nøyaktig mål som det kunne sammenlignes med etter fyllingen var ferdig. Deretter ble fylleslangen koblet til flasken som ble satt på vekten. Denne slangen vil under fylling bevege seg og dermed påvirke nøyaktigheten til veiingen. Derfor ble slangen teipet fast i skapet for å motvirke dette mest mulig. Vekten ble så nullstilt slik at vekten av kjølemediet som ble fylt kunne overvåkes.

Før kompressoren ble startet ble det sluppet inn gass på systemet til flasketrykket og innvendig trykk utlignet seg. Trykket i anlegget stabiliserte seg da på 1 bar etter at 10 gram R600a gikk inn i anlegget. Kompressoren ble så startet opp, og da fordampetrykket sank ble kjølemediet sugd inn på anlegget. Det var estimert at anlegget trengte 123,7 gram isobutan, men for å redusere risiko for overfylling ble anlegget fylt trinnvis mens temperaturene og seglasset ble overvåket. Etter 85 gram var fylt på ble fylleslangen stengt slik at fordampetrykket fikk sugd seg ned igjen. På dette stadiet var det en turbulent blanding av gass og væske i seglasset (se Bilde 19) og fordampere ble derfor underforet med kjølemediet.



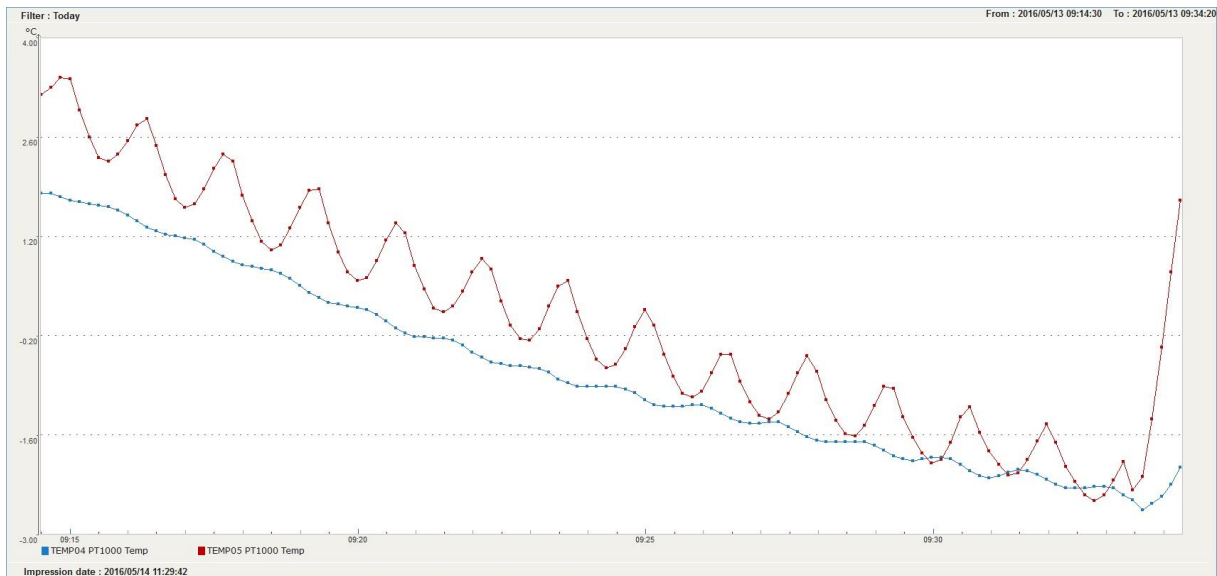
Bilde 19: Seglass

Det ble derfor fylt videre i 10 grams stegvise trinn til det var et stabilt høyt nivå med væske i seglasset og ingen bobler. Da var det fylt 130 gram inn på anlegget. Når anlegget fikk kjørt litt og den innvendige kondensatoren ble kaldere, fyltes seglasset helt opp.

Etter fylling ble stillstandstrykket testet. Dette ble utført ved hjelp av fyllingsmanometret. Kompressoren ble stoppet og etter at alle rør og komponenter hadde oppnådd romtemperatur, viste manometret 2,5 bar (3,5 absolutt) noe som var godt innenfor trykket anlegget var godkjent for (9,4 bar).

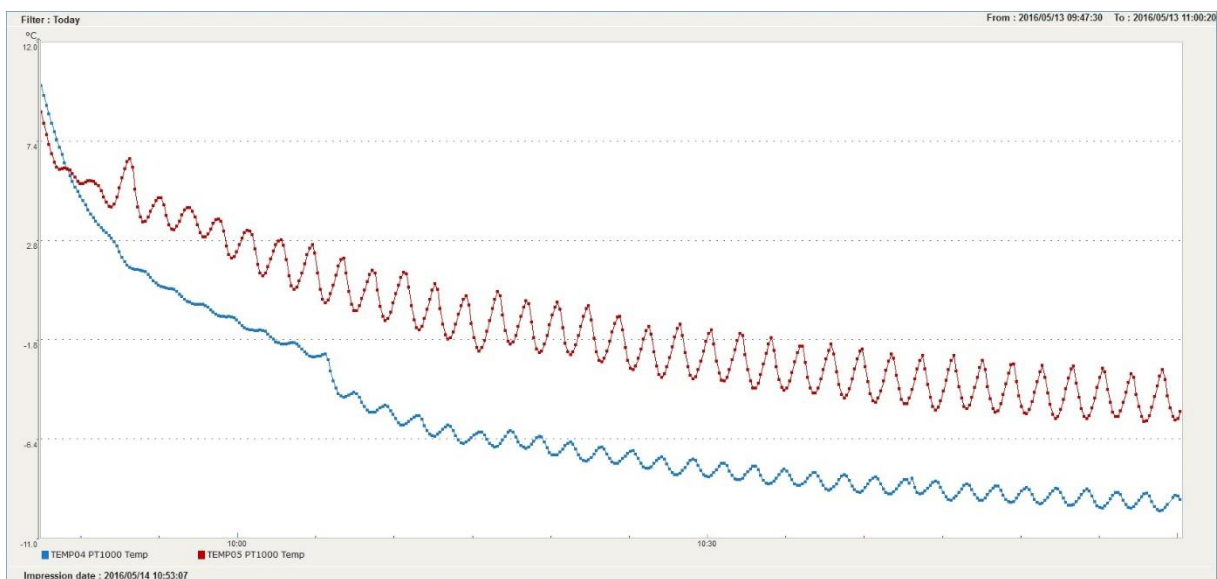
5.12 Igangkjøring og innregulering av ekspansjonsventil

Når anlegget var fylt opp og igangsatt ble det sett nærmere på ekspansjonsventilen. Figur 22 på neste side viser temperaturutviklingen, med tid på x-aksen (ti sekunder mellom hver måling) og temperatur i celsius på y-aksen. De røde prikkene er temperatur ut av fordamper (TEMP05) og de blå prikkene er temperatur inn på fordamper (TEMP04). Som vi kan se av figuren, blir overhetingen i fordamperen mindre når temperaturen synker. Bølgene på den røde linjen stammer fra at den termostatiske ekspansjonsventilen justerer seg selv etter temperaturen ut av fordamperen. Kompressoren ble da stoppet for å unngå at væskedråper kom inn i kompressoren noe som kunne forårsaket væskeslag.



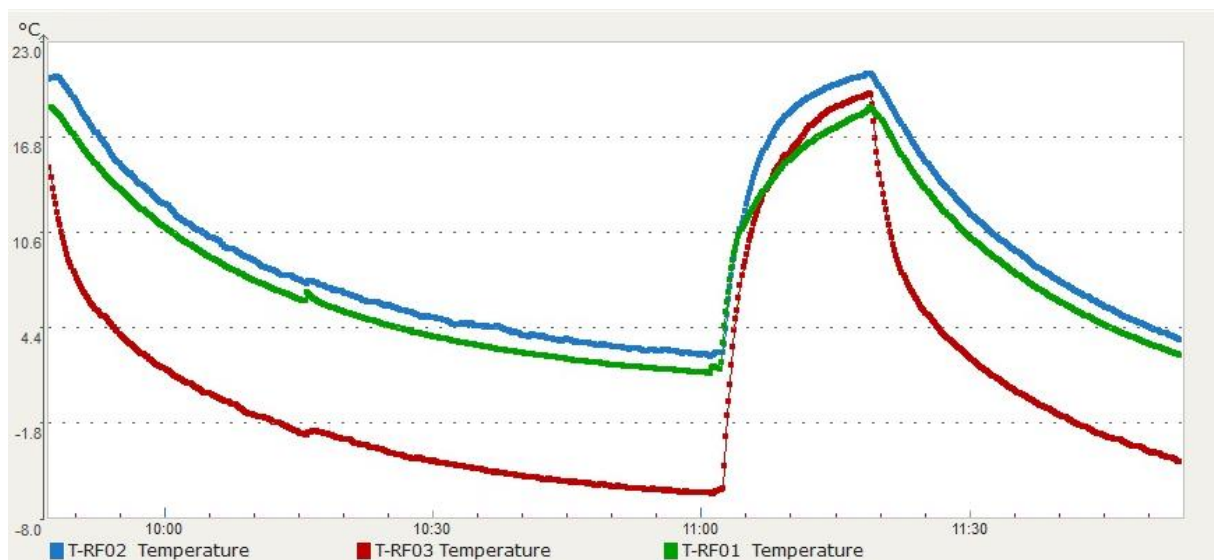
Figur 22: Temperaturutvikling under innregulering

Bølgene til temperaturen ut bekrefter at ventilen fungerer, men indikerer at den er feiljustert. Ekspansjonsventilen har en justeringsskrue som justere fjærtrykket på spindelen i ventilen. Denne ble i første omgang skrudd inn 180° og kompressoren ble deretter startet opp igjen. Figur 22 er laget på samme måte som figuren ovenfor, og viser hendelsesforløpet etter kompressoren ble startet opp. Etter anlegget var kjørt en stund var temperaturdifferansen mellom inn og ut på det minste $1,3\text{ }^\circ\text{C}$. For å få en litt større trygghet mot væskeslag ble justeringsskruen skrudd 180° til mens anlegget var i gang. Dette kan ses på Figur 23 der temperaturen inn på fordampner (blå) for ett fall på tilnærmet $2\text{ }^\circ\text{C}$ og den minste differansen blir på $3,1\text{ }^\circ\text{C}$ etter justeringen.



Figur 23: Temperaturutvikling ved innregulering (andre forsøk)

Etter at ekspansjonsventilen var innregulert ble temperatuene inne i skapet undersøkt. Temperaturen viste seg å gå sakte ned, og ulike tilnærminger for å få temperaturen raskere ned ble forsøkt. Da det var mistanke om at den innvendige kondensatoren leverte for mye varme til kabinettet ble kondensatoren opphengt i jernbindertråd og hyllen tatt ut. Da dette ikke hadde stor innvirkning på temperaturendringene ble en lexanplate lagt på den innvendige kondensatoren. Resultatet fra dette vises på Figur 24. Grafen viser de tre innvendige temperatuene under igangkjøringen. Temperaturen er fremstilt på y-aksen og tiden er fremstilt på x-aksen med klokkeslett. Mellom klokken 09:47 og 11:03 ble skapet kjørt uten hylle. Klokken 11:20 ble anlegget startet opp, denne gang med lexanplaten som et blindlokk over den innvendige kondensatoren. Som det kommer frem fra grafen gikk temperaturen raskere ned da deler av luften ikke gikk gjennom den innvendige kondensatoren.



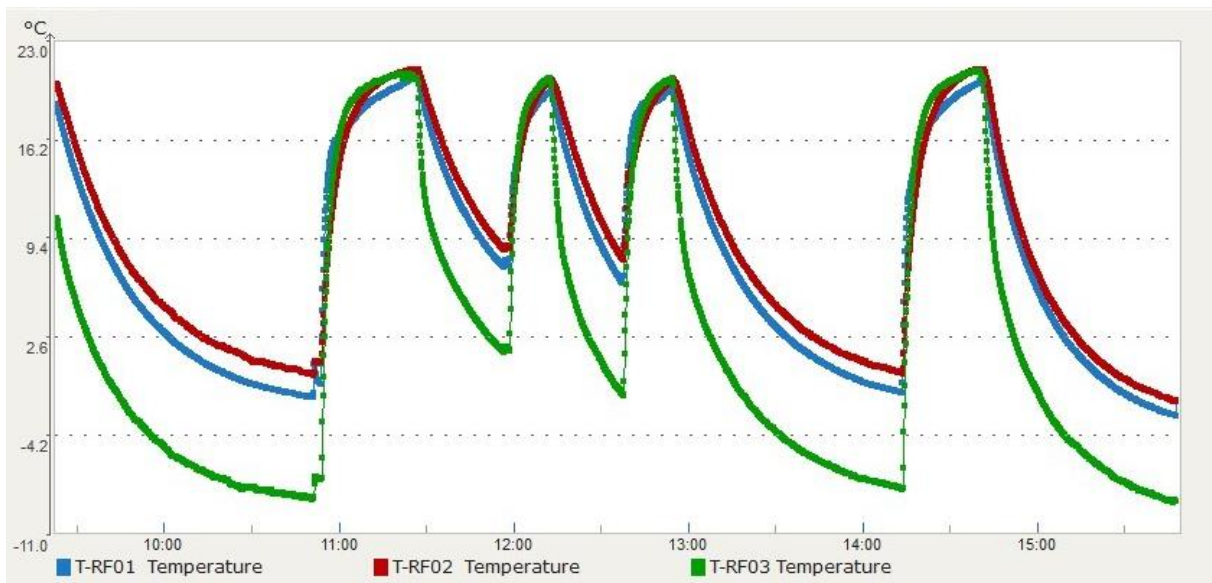
Figur 24: Innvendig temperatur (med og uten blindplate)

Det ble dermed klart at hyllen måtte modifiseres til å by-passe deler av tørkeluften. Det ble dermed boret 12 stykk 43 millimeters hull i den da det var det som det var plass til uten å svekke styrken til hyllen for mye. Bilde 20 viser blindplaten lagt på kondensatoren, samt at man ser syv av de tolv hullene i forkant av kondensatoren. De resterende hullene er plassert bak, og vises ikke på bildet.



Bilde 20: Blindplate over kondensator

Videre ble det undersøkt om det var andre endringer som kunne påvirke temperaturene som ble oppnådd innvendig i kabinettet. Anlegget ble kjørt i kortere perioder der ulike tilnærminger ble prøvd ut. Disse ulike gjennomkjøringene er beskrevet nedenfor og grafen fra de innvendige temperaturene er vist i Figur 25. Ved å se på klokkeslettene som nevnes nedenfor kan man se innvirkningen på den innvendige temperaturen (skissert på x-aksen).



Figur 25: Innvendig temperaturutvikling

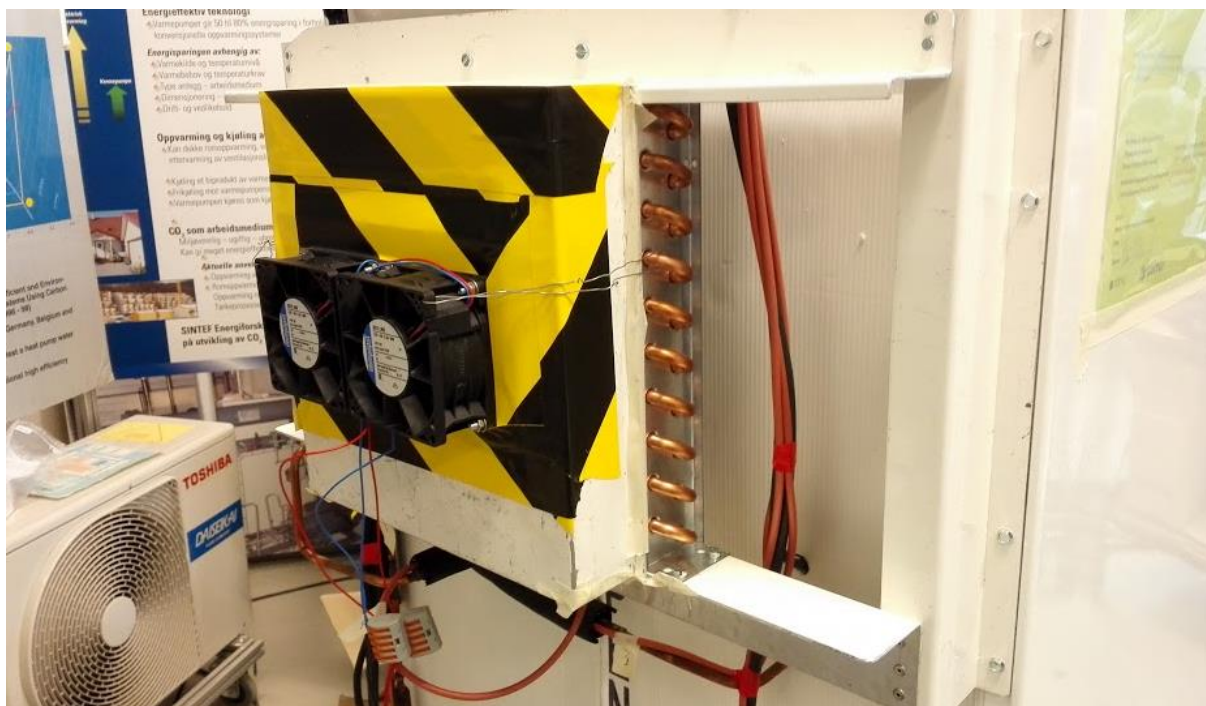
Første kjøring ble startet klokken 09:20. Da ble tørkeren kjørt med lexanplaten over den innvendige kondensatoren samt at det var boret hull til by-pass av luften i hyllen hvor kondensatoren var montert. Viftehastigheten på sirkulasjonsviften var satt til det som tilsvarer 1 m/s uten lexanplaten, og etter boring av hull i hyllen opprettholdt den samme hastighet. Resultatet fra denne kjøringen ble brukt for å sammenligne med de andre forsøkene som ble utført samme dag.

Neste kjøring startet klokken 11:28, og det eneste som var endret denne gangen var at innvendig viftehastighet ble satt til maks, og her fluktuerte hastigheten mellom 0,8 og 2 m/s. Denne kjøringen ble avsluttet da det viste seg at temperaturen falt saktere enn kontrollkjøringen.

Ved den tredje oppstart klokken 12:14 var lufthastigheten tilbake til den opprinnelige, men nå var mindre utettheter ved undertrykkskammer bak på den eksterne kondensatoren tett med teip. Resultatet var at temperaturen falt raskere enn kontrollkjøringen.

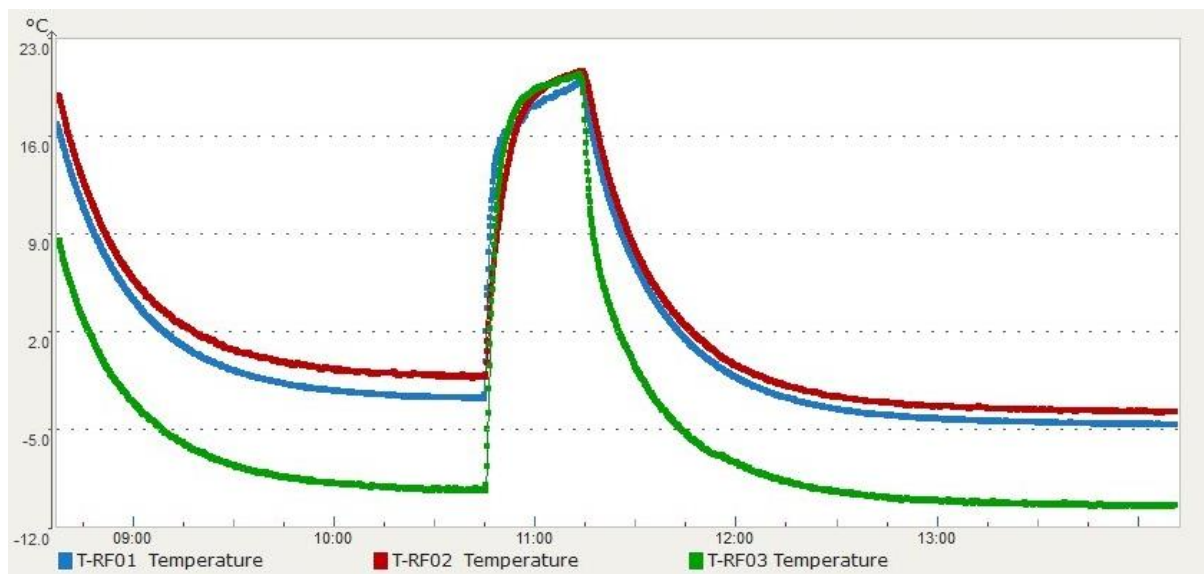
Den fjerde gjennomkjøringen ble startet 12:55, og da var lexanplaten på den indre kondensatoren teipet slik at all luft ble by-passet gjennom hyllen. Denne endringen hadde ikke merkbar endring på hastigheten til temperaturfallet i forhold til tredje gjennomkjøring, og teipen der fjernet i videre gjennomkjøringer.

Siden tredje gjennomkjøring hvor utettheter ble tetthet i undertrykkskassen til den eksterne kondensatoren gav resultat, ble viftene vurdert til å kunne være underdimensjonerte. To tilgjengelige vifter av typen EBM Papst 8212 JH3 ble funnet på laboratoriet fra et tidligere forsøk, og disse ble montert på undertrykkskassen. Viftene hadde en mindre diameter enn viftene som var montert tidligere, og derfor ble de satt fast på en aluminiumsplate som ble teipet fast i kassen og sikret med jernbindertråd. For å levere strøm til viftene ble en batterielimator stilt inn på 12 volt koblet til.



Bilde 21: Vifter byttet på undertryksskassen

Den femte kjøringen ble startet opp klokken 14:44, og da var de nye viftene montert. Dette ga en merkbar forbedring i hastigheten til nedkjølingen samt at anlegget så ut til å stabilisere seg på lavere temperaturer. Siden verkstedet ble stengt for dagen ble ikke tørkeren kjørt tilstrekkelig lenge til å finne ut av hvilke temperaturer den ville stabiliseres på. Ved neste mulighet ble dermed tørkeren kjørt til temperaturene stabiliserte seg inne i kabinettet. Siden viftene var endret ble den nå på nytt kjørt med og uten blindplate over kondensatoren. Figur 26 viser de to gjennomkjøringene, den første kjøringen (fram til 10:47) er uten plate og den andre er med plate over kondensatoren. Vi ser ut fra grafen som viser innvendige temperaturer at tørkeren kjøler seg hurtigere ned og oppnår også lavere temperaturer med blindplaten også etter bytte av viftene. Noe som tilsier at tilført effekt på den innvendige varmeveksleren synker med bruk av blindplaten.



Figur 26: Nedkjøling med nye eksterne vifter, med og uten blindplate

For å tallfeste forskjellen mellom de to ulike gjennomkjøringene ble hovedparameterne for tørkeluften satt opp i Tabell 16.

Tabell 16: Tørkeluftens tilstand med og uten blindlokk over kondensatoren

Kjøring av tørkeren med og uten blindplate over innvendig kondensator					
Type gjennomkjøring	Tid til 0 °C [min]	T-RF01 [°C]	T-RF02 [°C]	T-RF03 [°C]	Duggpunkt slutt [°C]
Uten plate	60	-2,5	-0,9	-9,1	-14,0
Med plate	44	-4,4	-3,54	-10,2	-15,8

Tabellen bekrefter inntrykket fra Figur 26 om lavere temperatur og raskere nedkjøling med bruk av blindplate over kondensatoren. Tabellen lister også laveste duggpunkt noe som viser at anlegget faktisk fjerner fukt fra luften inne i kabinettet.

Tabell 17 oppsummerer gjennomkjøringene som ble gjort for å øke hastigheten på kjølingen av tørkeluften.

Tabell 17: Gjennomkjøringer

Gjennomkjøringer for å undersøke hva som påvirket nedkjølingshastighet		
Kjøring	Endringer	Resultat
1	Med lexanplate over kodensator (referansekjøring), samt hull for by-pass	Referanse
2	Viftehastighet satt til maksimum	Negativ
3	Undertrykkskammer tett med teip	Positiv
4	Lexanplate teipet	Ingen
5	Nye vifter med høyere effekt	Positiv

5.13 Avvik fra design

Under bygging ble det hovedsakelig to avvik fra design. Den ene var at det ble bestemt å ikke montere luftfilter. Dette var på grunn av at dørene ville bli åpnet ofte under de planlagte forsøkene, noe som fører til at omgivelsesluft kommer inn i skapet, og med et høyt duggpunkt dugger den på de kalde flatene inne i skapet. Det var derfor mistanke om at filtret ville ha samlet, fukt noe som kan påvirke resultatene til forsøkene. Dette vil ikke være tilfelle når tørkeren kjøres ordinært, med døren lukket under hele tørkeperioden.

Det andre avviket var størrelsen og plasseringen på hullene i tørkebrettet. Tørkebrettet ble planlagt med hull på 40 millimeter i et mønster på 7x7, men ble tilvirket med hull på 38 millimeter i et 4x5 mønster. Årsaken den mindre hulldiameteren er at det kun var en 38 millimeter hullsag tilgjengelig. Årsaken til at mønstret ble mindre var at det ble tilpasset arealet til den indre kondensatoren for å oppnå en jevnere luftstrøm i gjennom de ulike hullene.

6 Forsøk

Formålet med forsøkene er å teste funksjonen til den atmosfæriske frysetørkeren. Funksjonstesten av tørkeren kan deles i to: den ene er hvordan selve kjølemaskinen fungerer, den andre delen er resultatene til tørkingen av materiale. Funksjonen til kjølemaskinen kan måles ved hjelp av de ulike sensorene som er montert inne i kabinettet og på kjølerørene i kombinasjon med en effektmåler. For å måle funksjonen av tørkingen må det tørkes ett substitutt for humanbiologiske materialer for deretter å måle endringer i vekt på disse prøvene.

Ved de tre første forsøkene vil det være fokus på kartlegging av tørkeprosessen. Dette er gjort siden forsøkene innebærer at den atmosfæriske frysetørkeren vil åpnes for å ta ut prøver under tørkingen, og dette vil påvirke prestasjonene til kjølemaskinen. Evaluering av selve kjølemaskinen vil derfor ta sted i forsøk fire, og da vil den atmosfæriske frysetørkeren kjøres i en lengre periode uten at døren åpnes. Resultatene av tørkingen er vedlagt oppgaven i tabellform (vedlegg 2).

6.1 Valg av materiale til tørking

Under kartlegging av tørkeprosessen, ble det ansett som praktisk å erstatte biobankmateriale med noe som er lettere tilgjengelig. Valg av materiale ble diskutert med Jostein Halgunset, professor ved institutt for Laboratoriemedisin, barne- og kvinnesykdommer og institutt for bioingeniørfag. Han poengterte at operativt fjernede organer er mer heterogene enn for eksempel butikkjøpt rent kjøtt og at det dermed kan være bedre å bruke kjøtt for å finne ut av hvordan tørkingen forløper seg. Siden frysetørkeren er designet for å tørke prøver av ulike størrelser, ble det valgt å bruke to ulike størrelser på prøvene. Det ble kjøpt inn to typer rent kjøtt for disse forsøkene: ytrefilet av svin og kyllingfilet. Ytrefiletten av svin var skjært i 0,5 centimeter skiver og var ubehandlet. Kyllingfileten var skjært i skiver på omtrent to millimeter tykkelse og var kokt (pålegg).

6.2 Forsøk 1

Det overordnede målsetningen med forsøk nummer 1 er å bekrefte at prøver lagt inn i den atmosfæriske frysetørkeren faktisk blir tørket, samt å kartlegge tidsbruken til tørkingen.

Materialet som ble valgt til det første forsøket var den skivede kyllingfileten, siden den hadde antatt kortest tørketid grunnet tykkelsen. Kyllingfileten ble skjært opp i 20 firkanter på omtrentlig 10x10 mm og 2 mm tykkelse. Disse ble veid med en vekt av type Mettler PE 160, som viser vekt i gram med tre desimaler. Vekten ble notert sammen med plasseringen på brettet.

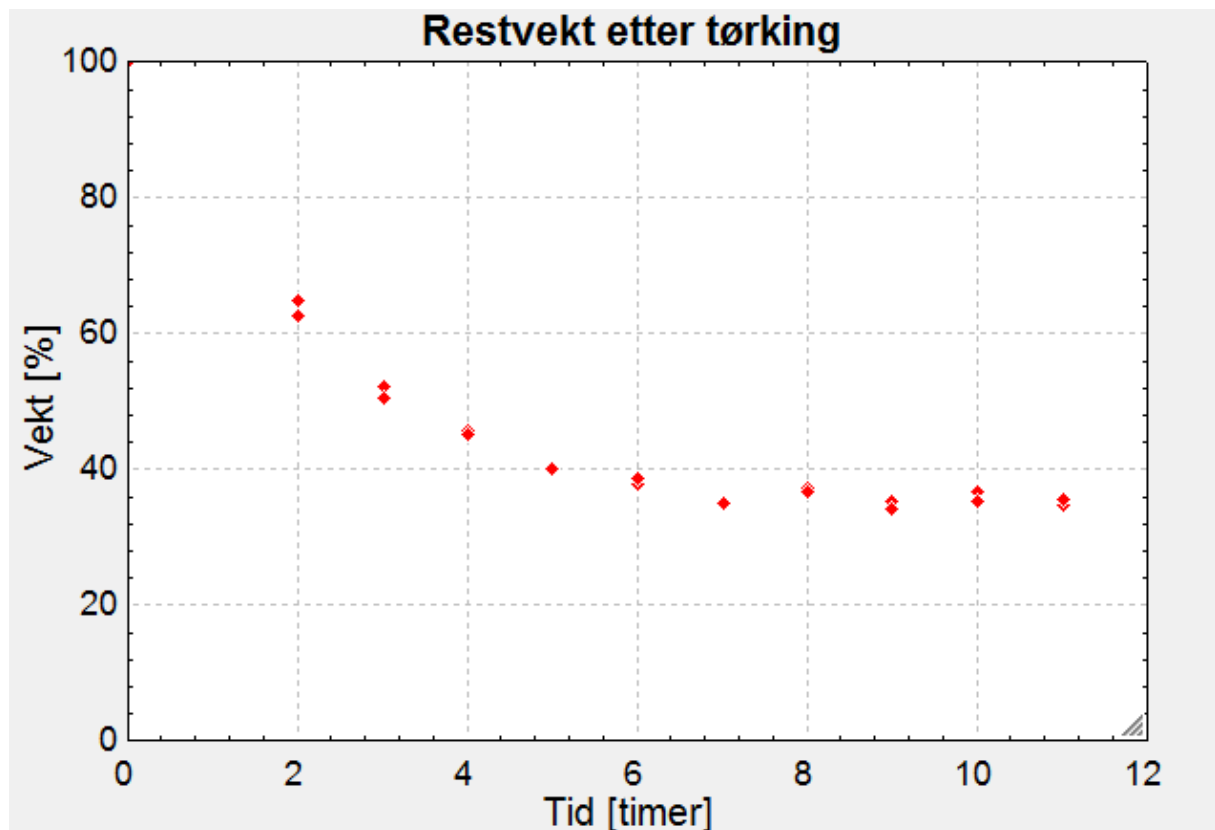
Ved hjelp av maskeringsteip og en blyant ble det laget et koordinatsystem på tørkebrettet med en akse med bokstaver og en med tall. På denne måten fikk hvert hull en særegen identitet bestående av en bokstav og et tall.

Når tørkebrettet hadde stått inne i to timer ble to prøver tatt ut og veid. Deretter ble to prøver tatt ut hver time for å måle vektreduksjonen

Tørkeren ble startet opp ved å først koble inn viftene, for så å koble kompressoren inn. Anlegget ble kjørt i én time slik at lufttemperaturen inne i skapet ikke gikk over 0 °C da tørkebrettet ble satt inn.

6.2.1 Resultater forsøk 1

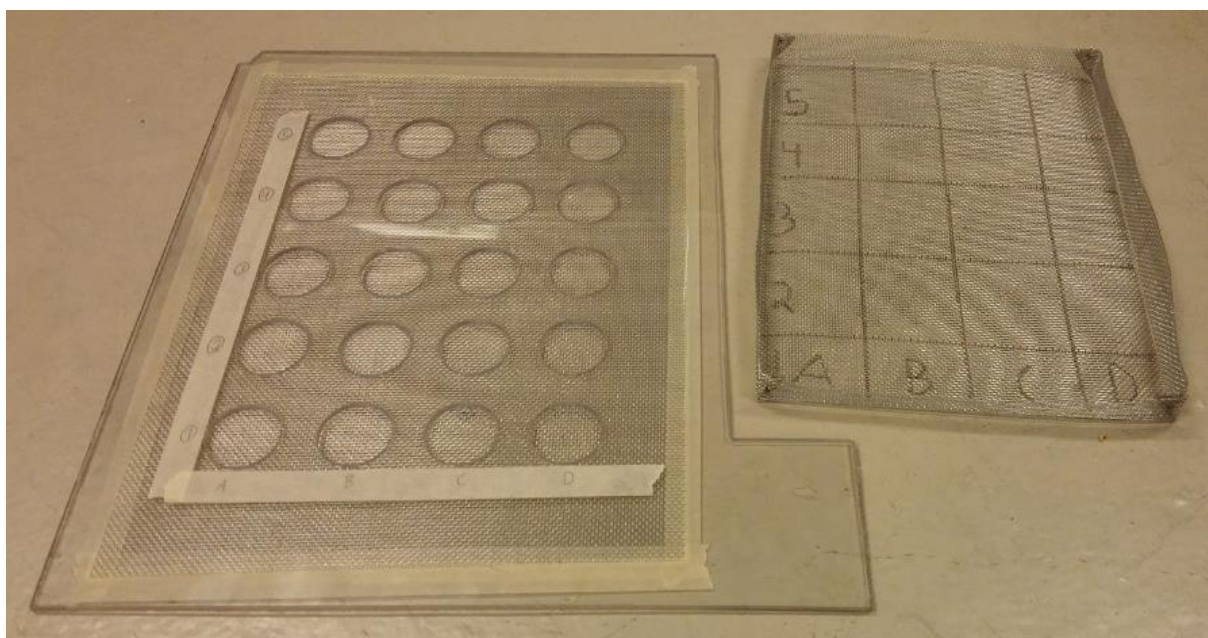
Vekten til prøvene ble sammenlignet med vekten før tørkingen. For å fremstille disse resultatet grafisk ble EES brukt. Figur 27 viser tørketiden på x-aksen og den resterende vekten i prosent av original vekt på y-aksen. Som det fremkommer av figuren, minsker prøvene raskt i vekt de første syv timene, for så å stabilisere seg på rundt 35 % restvekt.



Figur 27: Restvekt etter tørking i forsøk 1

6.3 Forsøk 2

Forsøk nummer 2 ble foretatt med samme materiale som forsøk nummer 1. Prosedyren er derfor den samme med unntak at det i dette forsøket ble tatt ut en prøve hver time, i motsetning til to prøver som under forsøk 1. For å avgjøre hvor mye av det tilgjengelige vannet som blir drevet ut av prøvene ble det i dette forsøket tatt vare på identiteten av prøvene etter hvert som de ble tatt ut. På en slik måte kunne disse tørkes i en konveksjonstørker på høye temperaturer til alt tilgjengelig vann var tørket. For at prøvene ikke skulle blandes ble det laget ett tørkebrett for ovn-tørkeren. Dette ble tilvirket av rustfri netting som ble merket med samme kordinatsystemet som det tørkebrettet til den atmosfæriske frysetørkeren. Bilde 22 viser begge tørkebrettene avbildet.



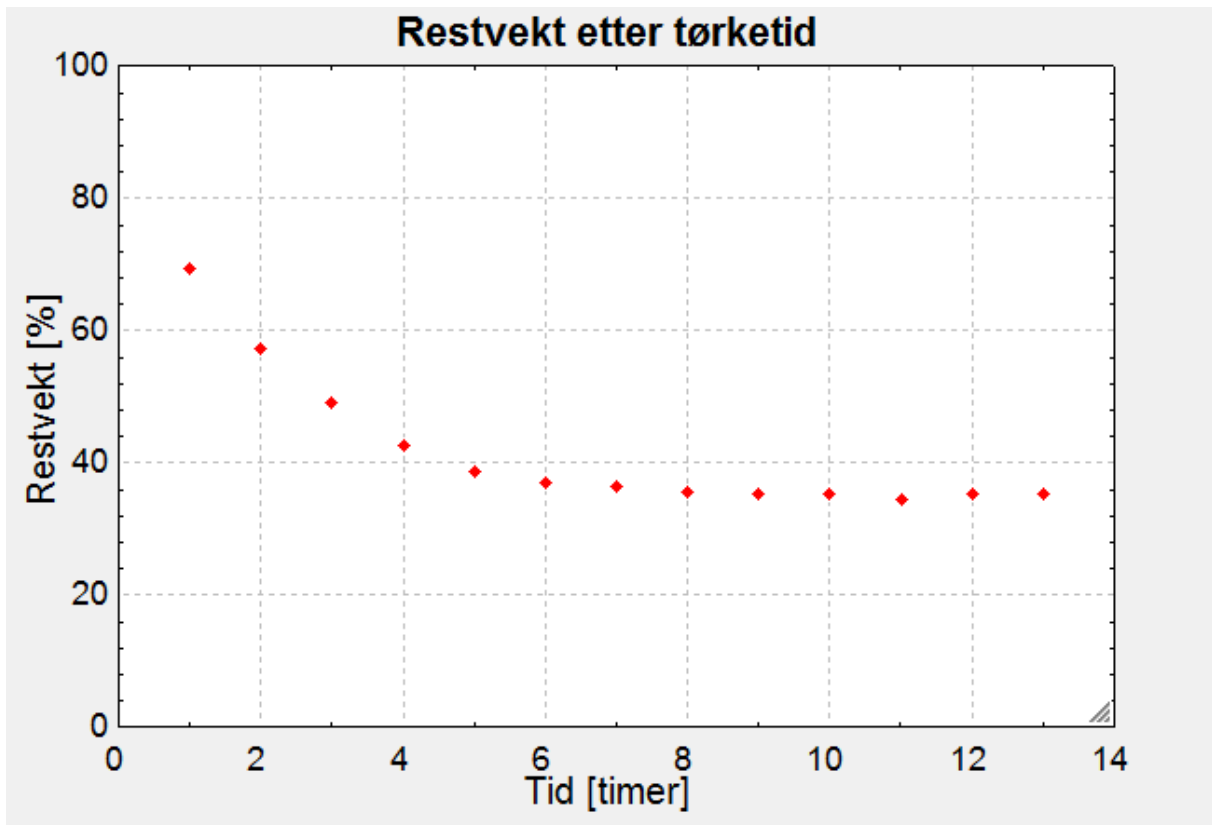
Bilde 22: Tørkebrett til frysetørker (venstre) og konveksjonstørker (høyre)

Når alle prøvene var tatt ut fra den atmosfæriske frysetørkeren og lagt på det nye tørkebrettet ble brettet satt inn i konveksjonstørkeren av typen *VWR DRY-line DL 115*, innstilt på 100 °C i 10 timer.

6.3.1 Resultat forsøk 2

På samme måte som under forsøk 1 ble en oversikt over restvekten i prosent fremstilt etter tid i frysetørkeren i et diagram laget i EES (Figur 28). Dette ble utført for å kunne sammenligne

resultatene med forsøk nummer 1. Vi ser at kurven forløper likt med det første forsøket, med små variasjoner.



Figur 28: Restvekt etter tørking i forsøk 2

Etter tørking i frysetørkeren hadde prøvene en lett rosafarge, og ble mer og mer gjennomsiktig jo lengre de var i tørkeren. Etter at prøvene var tørket på 100 °C i 10 timer i konveksjonstørkeren hadde prøvene en markant fargeendring – de var de blitt brune. Bilde 23 viser fargene til en prøve, hvor prøven til venstre har vært i frysetørkeren (-4 °C) og prøven til høyre også har blitt tørket på 100 °C.

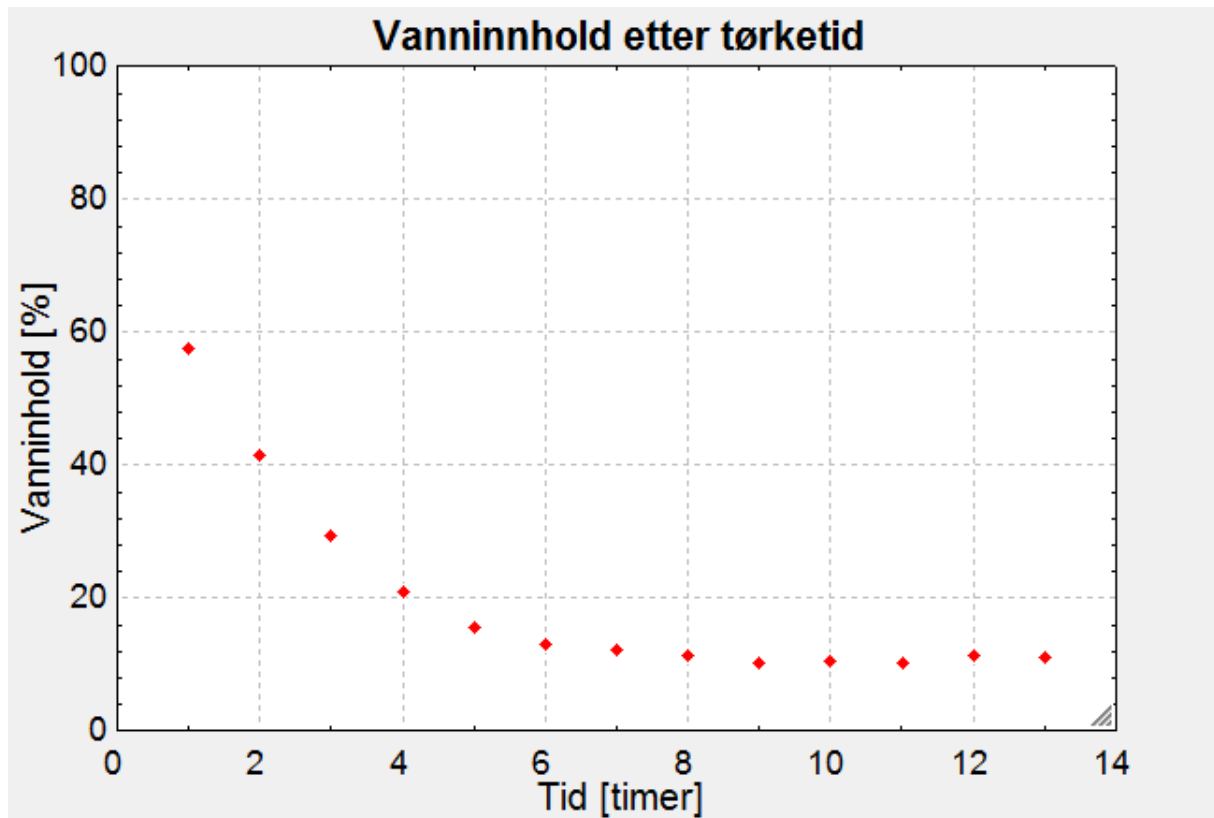


Bilde 23: Fargeforskjell før og etter konveksjonstørkeren (100 °C)

Da prøvene var veid etter begge tørkeprosessene ble resultatet fremstilt i Figur 29. x-aksen er som tidligere tiden i timer, mens y-aksen viser vanninnholdet i prøvene etter frysetørkingen. Vanninnholdet ble regnet ut fra følgende formel:

Formel 10: Vanninnhold

$$\text{Vanninnhold} = \frac{\text{vekt etter frysetørking} - \text{vekt etter tørking på } 100\text{ °C}}{\text{Vekt før tørking} - \text{vekt etter tørking på } 100\text{ °C}} * 100\%$$



Figur 29: Vanninnhold etter tørking i forsøk 2

Som vi ser på figuren over stabiliserer tørkingen i den atmosfæriske frysetørkeren seg etter at vanninnholdet har falt ned til litt over 10%.

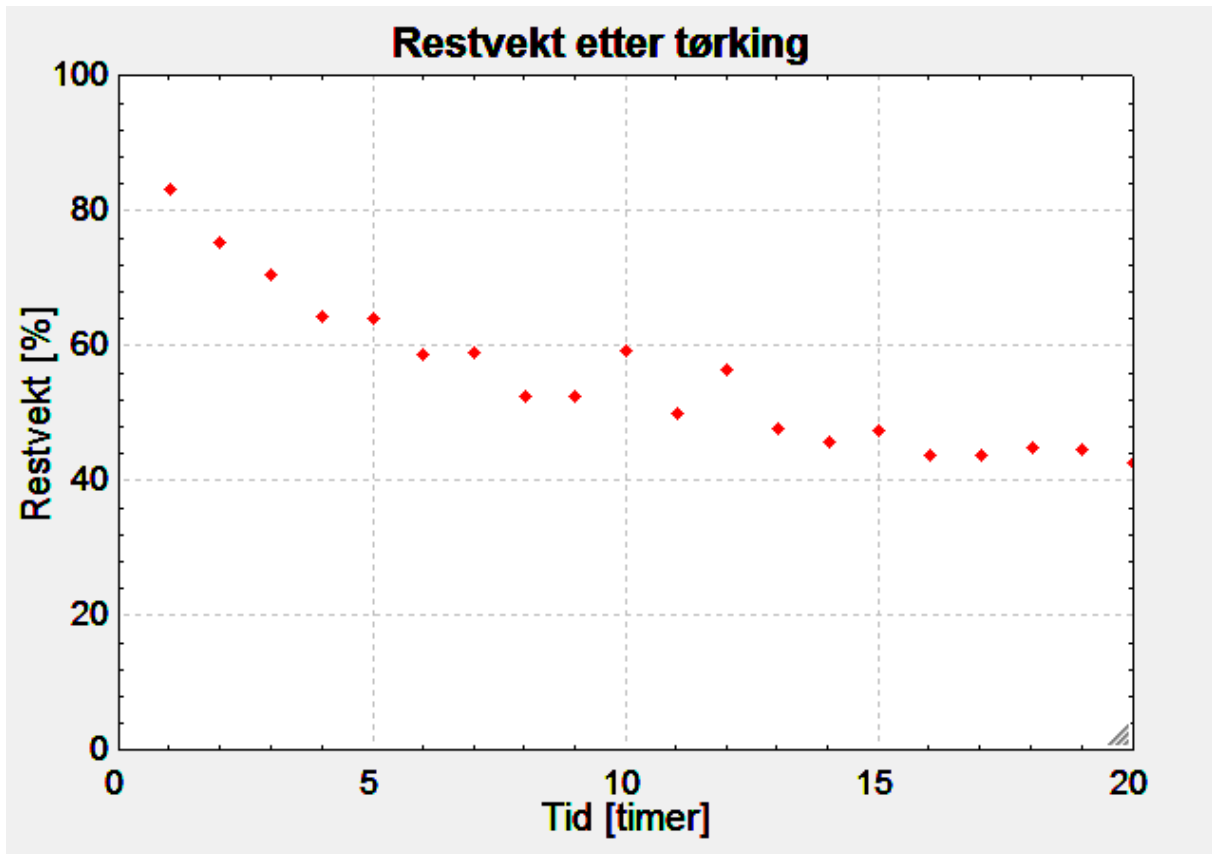
6.4 Forsøk 3

I dette forsøket ble det benyttet svinekjøtt som ved hjelp av skalpell ble skjært opp i 20 millimeter lange strimler med et tverrsnitt på 5x5 millimeter. Da disse prøvene var vanskeligere enn kyllingfileten å få like store, ble det skjært opp dobbelt så mange prøver som det var behov for, som deretter ble sortert etter vekt hvor de tyngste og letteste forkastet. Vekten ble da 0,867 gram i gjennomsnitt der den tyngste prøven var 0,991 gram og den letteste var 0,728 gram.

Siden disse var større enn kyllingfileten som ble brukt tidligere, ble tørketiden utvidet til 20 timer hvor én prøve ble tatt ut hver time. Etter alle prøvene var tatt ut av den atmosfæriske frysetørkeren ble de tørket videre i konveksjonstørkeren på 100 °C på samme måte som forsøk 2. Da prøvene var større i dette forsøket, ble de tørket i konveksjonstørkeren i 24 timer for å være sikker på alt tilgjengelig vann var fordrevet ut av prøvene.

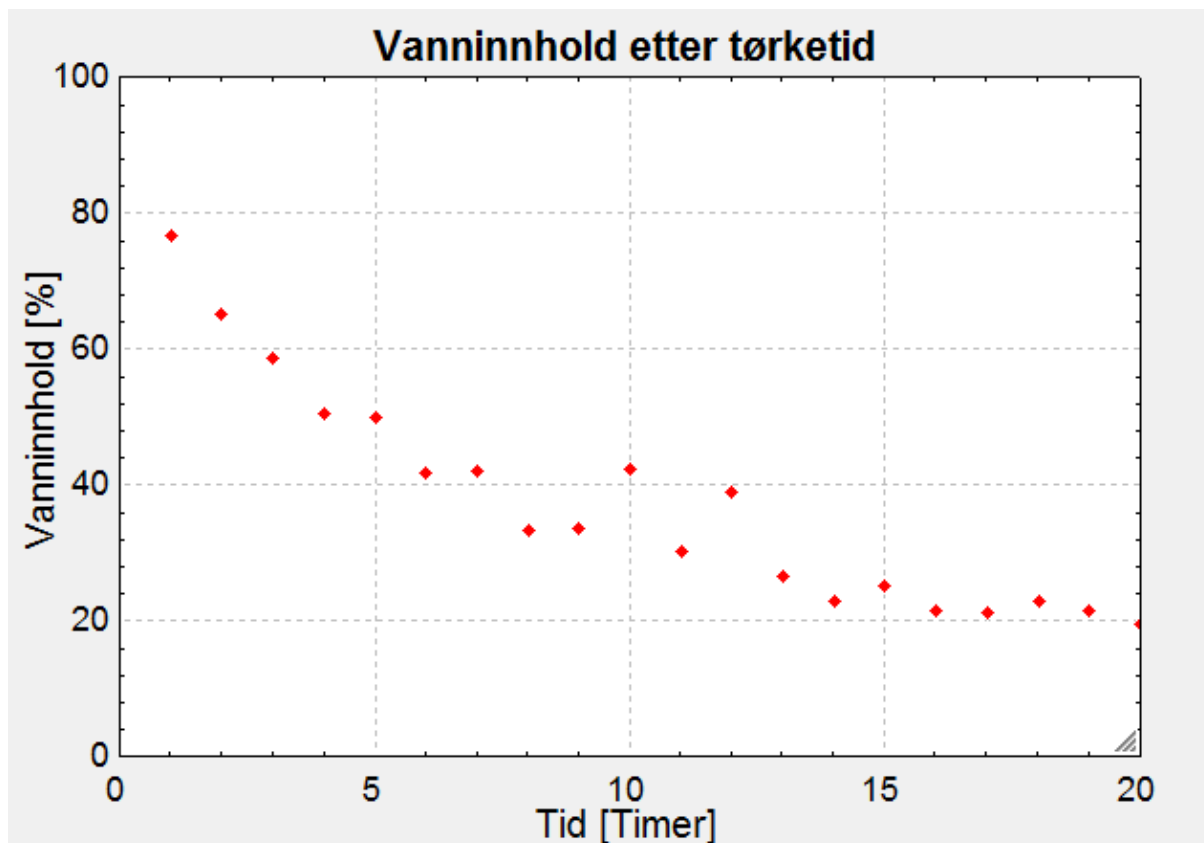
6.4.1 Resultat forsøk 3

På samme måte som tidligere ble restvekten etter tørketid vist grafisk i en figur laget i EES. Ut fra grafen ser vi at prøvene tørket saktere enn tidligere forsøk med kyllingfilet. Vi observerer også at det er to prøver som avviker fra utviklingen til de andre prøvene. Prøvene som avviker er prøven som ble tatt ut etter ti timer og prøven som ble tatt ut etter tolv timer.



Figur 30: Restvekt etter tørking i forsøk 3

Etter prøvene var tørket på høy temperatur ble vanninnhold regnet ut etter Formel 10 og fremstilt grafisk i Figur 31. Her ser vi at vanninnholdet faller til litt over 20 % etter 16 timer. Vi observerer at prøvene som avviket i Figur 30 også avviker i Figur 31.



Figur 31: Vanninnhold etter tørking i forsøk 3

Da prøvene ble tatt ut fra den atmosfæriske frysetørkeren ble det observert at 2 av de 20 prøvene hadde en form for skorpedannelse. Som det fremkom av Figur 30 og Figur 31 var det to prøver som oppførte seg litt annerledes enn de andre prøvene, og det ble undersøkt om dette var de samme som hadde skorpedannelse. Det viste seg å stemme - det var prøvene med skorpedannelsen som tørket saktere enn de resterende prøvene. Bilde 24 viser prøven med den sterkeste skorpedannelsen til venstre, mens prøven til høyre som er tatt med for sammenligning viser ingen tegn til skorpedannelse.



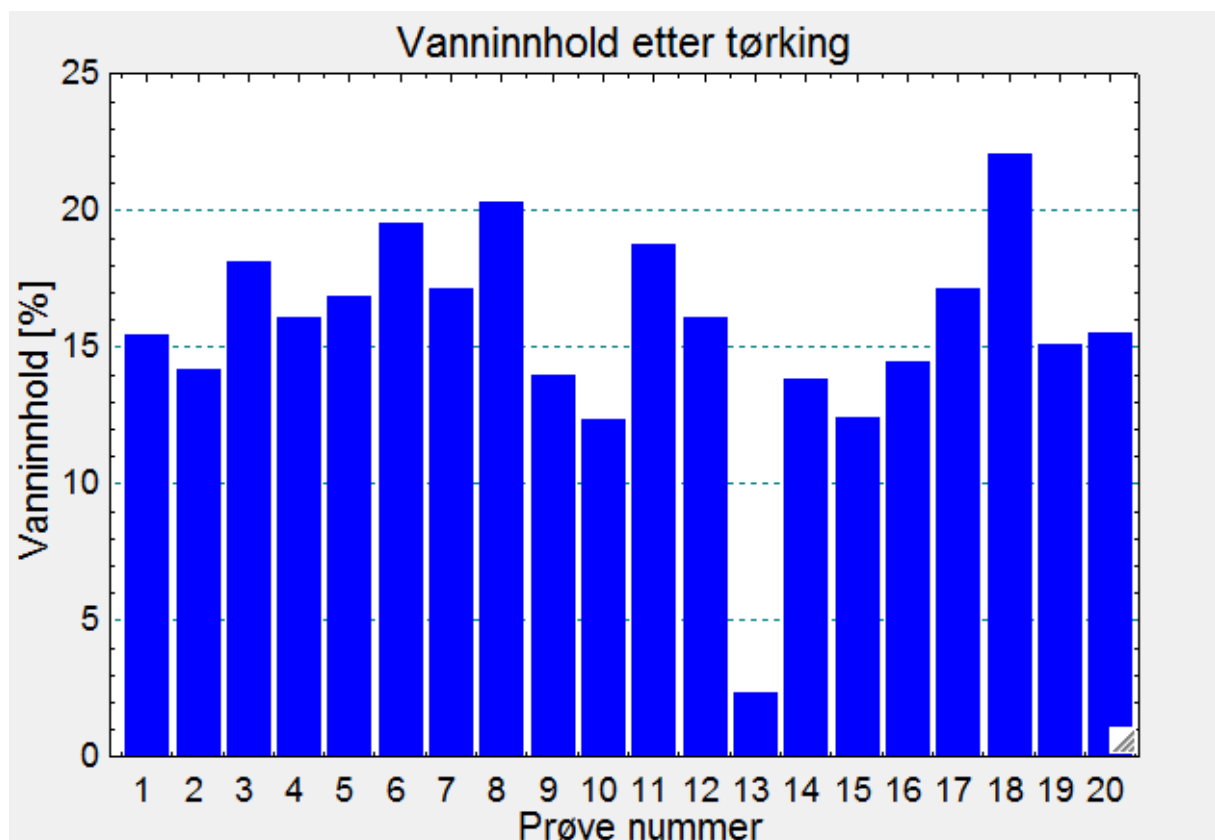
Bilde 24: Skorpedannelse (venstre), prøve uten skorpedannelse for sammenligning (høyre)

6.5 Forsøk 4

Hensikten med forsøk nummer 4 er å teste kjølemaskinens prestasjon under driftsforhold. Forsøk 4 ble utført med samme materiale som i forsøk 3, men i dette forsøket ble ikke døren åpnet i løpet av de første 20 timene. Etter dette ble én prøve tatt ut hver time for å kontrollere at tørkeprosessen var avsluttet. Etter tre timer ble det ikke observert nedgang i vekt, og dermed ble det konkludert med at tørkeprosessen var avsluttet. Prøvene ble veid før og etter tørking på samme måte som tidligere forsøk. Prøvene ble også lagt i konveksjonstørkeren med en temperatur på 100 °C i 24 timer på samme måte som i forsøk 3.

6.5.1 Resultat forsøk 4

Siden 17 av prøvene har lik tørketid ble resultatet i form av vanninnhold fremstilt i et stolpediagram laget i EES. Hver stolpe viser én prøve, hvor y-aksen er resterende vanninnhold i prøvene etter den atmosfæriske frysetørkingen er avsluttet. Prøve 1 har en tørketid på 21 timer, prøve 2 har en tørketid på 22 timer, mens de resterende prøvene har en tørketid på 23 timer. Det observeres at prøve nummer 13 skiller seg ut. Det ble ikke funnet noe avvik på denne prøven ved en visuell inspeksjon. Gjennomsnittlig vanninnhold for samtlige prøver er 15,6 %. Ved å se bort fra prøve nummer 13 blir gjennomsnittlig vanninnhold 16,3 %.



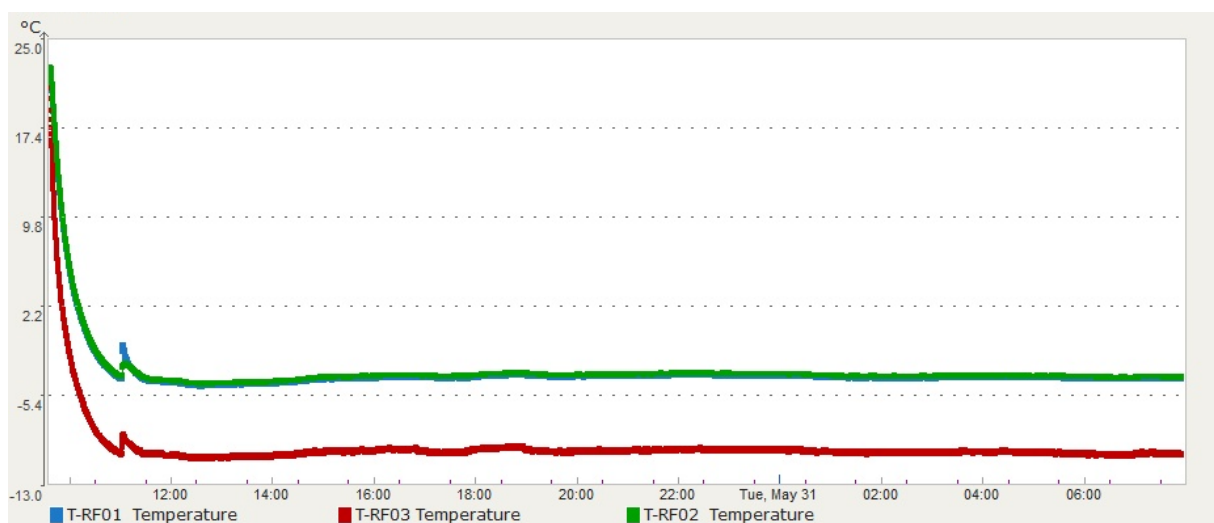
Figur 32: Vanninnhold etter tørking i forsøk 4

Siden det i forsøk nummer 3 ble funnet sammenheng med skorpedannelse og resterende vanninnhold, ble det kontrollert i dette forsøket også. Det ble observert litt ulike farger på de ulike prøvene. Prøve nummer 17 inneholder mest vann, men har ikke skorpedannelse.



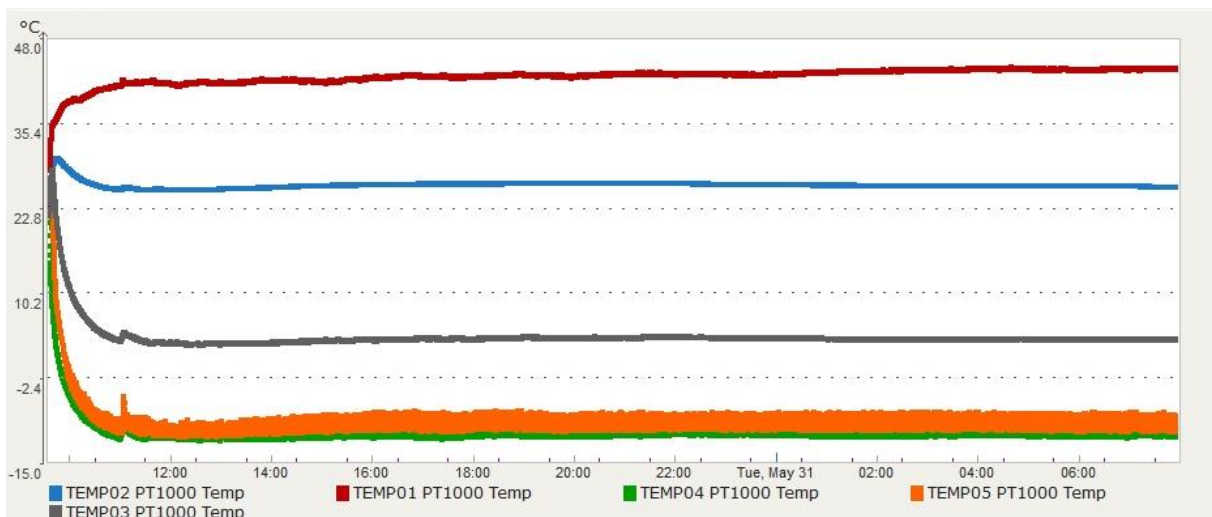
Bilde 25: Prøve nummer 17 vist i midten (5B)

Temperatuene målt inne i tørkeskapet er fremstilt grafisk i Figur 33. Ved x-aksen er tiden vist med klokkeslett, mens y-aksen viser temperatur i celsius. T-RF01 (blå) er plassert etter tørkebrettet, T-RF02 (grønn) er plassert etter fordampere, mens T-RF03 (rød) er plassert etter fordampere. Kompressoren og logging av temperaturen ble startet samtidig. Temperaturene faller fra klokken 09:38 til døren åpnes og tørkebrettet settes inn klokken 11:03. Når brettet er satt inn synker temperaturene og når klokken er 11:38 har temperaturen sunket til $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Fra klokken 08:00 begynte uttak av prøver hver time, grafen avsluttes derfor klokken 08:00 dagen etter loggføring startet. Fra grafen observeres det at T-RF01 og T-RF02 er svært like, dermed blir T-RF01 skjult. Det observeres også at temperaturene stiger svakt frem til klokken 22:00 for deretter å avta svakt.



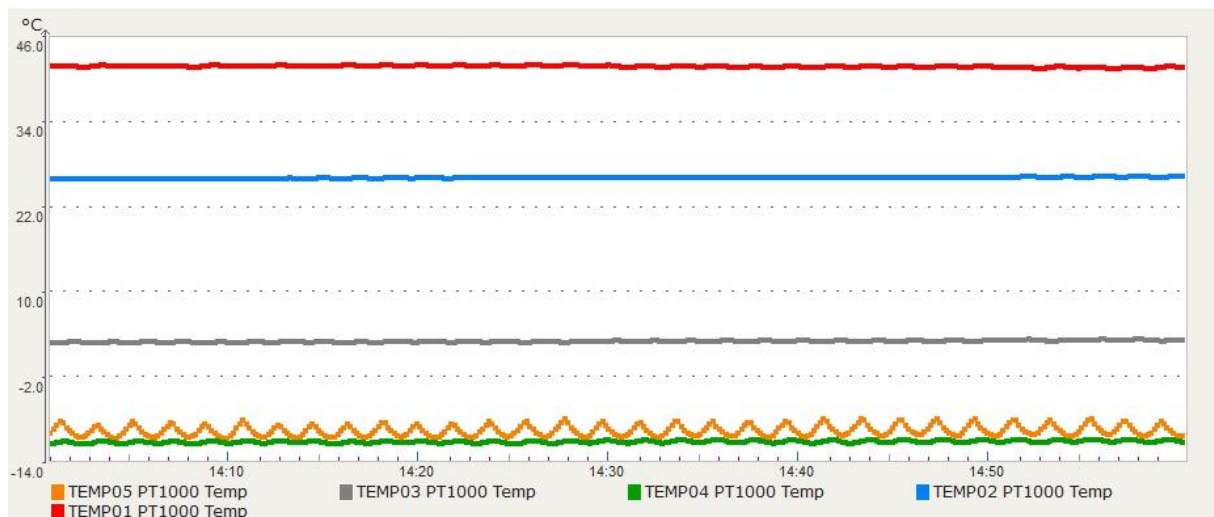
Figur 33: Innvendige temperaturer under forsøk 4

Temperaturerne som ble målt med sensorene festet på kjølerørene er vist i Figur 33. Grafen er laget på samme måte som Figur 33, med tid på x-aksen og temperatur på y-aksen. Temperaturerne starter på romtemperatur som var 22,5 °C. Øverst vises temperaturen inn på den utvendige kondensatoren (TEMP01, rød). Nest øverst er temperatur ut av den eksterne kondensatoren og dermed inn på den innvendige kondensatoren (TEMP02, blå). I midten er temperaturen ut av den interne kondensatoren (TEMP03, grå). Den nest nederste er temperaturen ut av fordamperen og inn på kompressor. Nederst på figuren er temperaturen etter ekspansjonsventilen og inn på fordamperen. Som det ble observert under innkjøring i kapittel 5.12 går temperaturen etter fordamperen i bølger etter hvert som den termiske ekspansjonsventilen justerer strupingen og dermed trykket inn på fordamperen. I grafen er det i likhet med Figur 33 en liten temperaturøkning når brettet settes inn. Dette skjer bare på de tre nederste temperaturene (TEMP03, TEMP05 og TEMP04).



Figur 34: Temperaturer i kjølemaskin under forsøk 4

Siden loggerne var innstilt på å ta en måling hvert tiende sekund, ble punkttettheten Figur 34 i høy og det er vanskelig og se temperatursvingningene til sugegassen. For å bedre vise denne temperatursvingningen, ble samme data som fremstilt i Figur 34 fremstilt i Figur 35, men da med en tidsperiode på bare én time (14:00-15:00). På denne måten blir oppløsningen bedre, og temperatursvingningene kommer frem. Begge figurene har samme fargekoding.



Figur 35: Temperaturer i kjølemaskinen under en time av forsøk 4

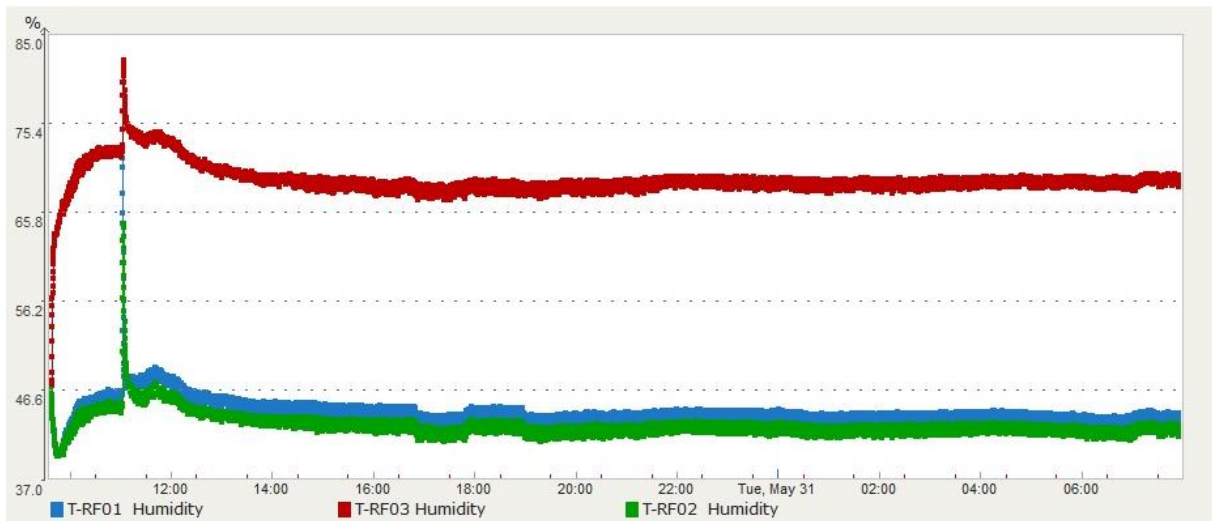
For å få tallfeste de ulike temperaturene som ble loggført ble det valgt å ta utgangspunkt i perioden mellom klokken 11:04 og 08:00 siden det var da tørkebrettet og prøvene var inne i skapet. Tabell 18 viser tallverdiene for de ulike sensorene som tidligere er omtalt og fremstilt i Figur 33 og Figur 33. Ved de tre temperaturmålerne montert i skapet (T-RF01, T-RF02 og T-RF03) ble de høyeste temperaturene registrert klokken 11:04 da døren ble åpnet og tørkebrettet satt inn.

Tabell 18: Gjennomsnittstemperaturer målt under forsøk 4

Temperaturer fra 11:04 30/05-16 til 08:00 31/05-16				
Sensor	Gjennomsnitt [°C]	Max [°C]	Min [°C]	Standardavvik [°C]
T-RF01	-3,67	-1,09	-4,38	0,27
T-RF02	-3,51	-2,42	-4,20	0,24
T-RF03	-10,00	-8,48	-10,62	0,23
TEMP01	43,19	44,30	41,40	0,69
TEMP02	26,70	27,11	25,97	0,28
TEMP03	3,72	4,76	2,86	0,28
TEMP04	-10,60	-9,46	-11,37	0,24
TEMP05	-8,92	-4,82	-10,75	0,85

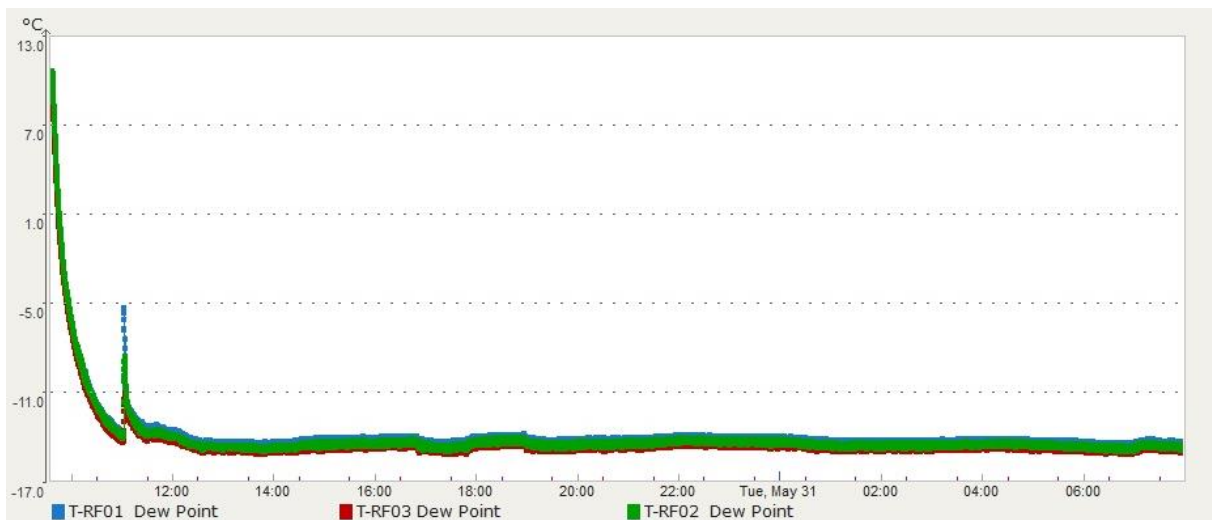
I samme periode ble det tatt ut data på de tre innvendige sensorene som også logget fuktinnhold i luften. Newsteos program loggfører fuktighet i luften med to benevninger: relativ fuktighet [%] og duggpunkt [°C]. Figur 36 viser relativ luftfuktighet fra sensor T-RF01, T-RF02 og T-RF03. Grafen starter med den relative fuktigheten i laboratoriet som måles til 47 % på sensor 1 og 2, mens sensor 3 viser 47,9 %. Når døren åpnes stiger den relative fuktigheten raskt og

synker så gradvis frem til 17:50. Etter det får grafen til sensor 1 og 2 en forskyvning oppover før den returnerer klokken 19:00.



Figur 36: Relativ luftfuktighet under forsøk 4

Duggpunktet til luften er fremstilt i Figur 37.



Figur 37: Endring i duggpunkt under forsøk 4

For å tallfeste den gjennomsnittlige fuktigheten i tørkeluften ble denne dataen hentet ut fra Newsteo sitt databaseverktøy og fremstilt i tabeller. Tabell 19 inneholder relativ luftfuktighet, mens Tabell 20 inneholder duggpunkt.

Tabell 19: Gjennomsnittlig relativ luftfuktighet under forsøk 4

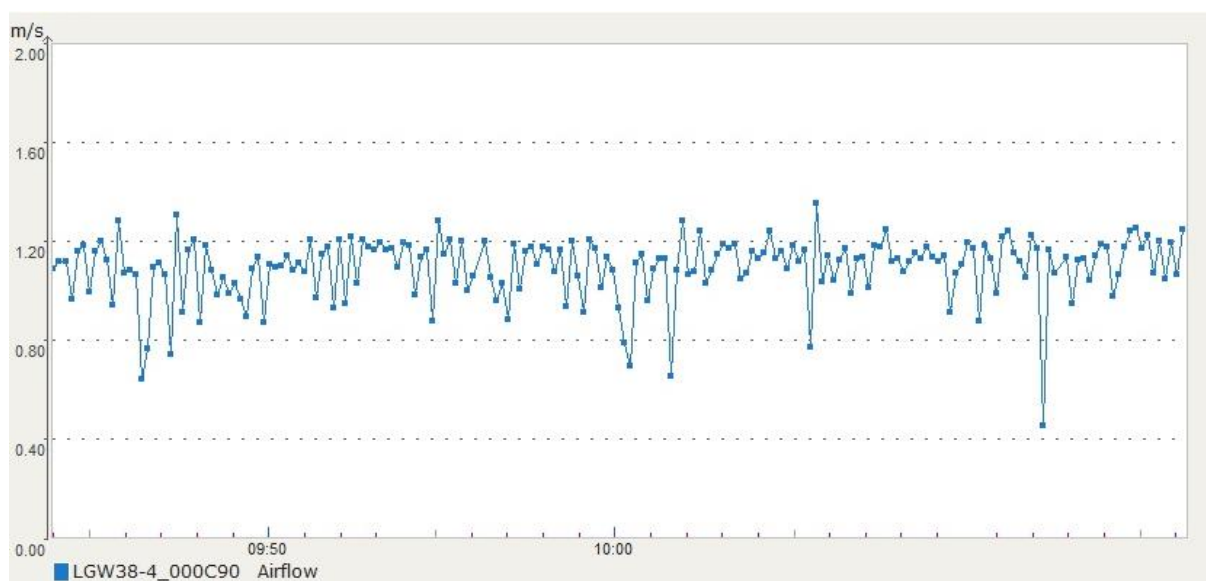
Relativ luftfuktighet 11:04 30/05-16 til 08:00 31/05-16				
Sensor	Gjennomsnitt [%]	Max [%]	Min [%]	Standardavvik [%]
T-RF01	44,30	50,76	42,51	1,16
T-RF02	43,04	59,37	41,34	1,14
T-RF03	69,62	82,23	67,51	1,35

Tabell 20: Gjennomsnittlig duggpunkt under forsøk 4

Duggpunkt 11:04 30/05-16 til 08:00 31/05-16				
Sensor	Gjennomsnitt [°C]	Max [°C]	Min [°C]	Standardavvik [°C]
T-RF01	-14,09	-10,01	-14,70	0,34
T-RF02	-14,30	-9,36	-14,86	0,34
T-RF03	-14,50	-10,96	-15,05	0,30

For å overvåke energiforbruket ble en energimåler satt i støpslet hvor den atmosfæriske frysetørkeren ble koblet opp. Når forsøket var avsluttet viste denne 4,28 kWh og 24,54 timer.

Under forsøket gikk lufthastighetsmåleren tom for batteri. Hastighetsmåleren bruker sammenlignet med de andre loggerne mye batteri med målinger hvert tiende sekund. Tørkeren ble derfor startet opp etter forsøket med nytt batteri i loggeren og uten at hastighetsregulatoren i kontrollpanelet var endret på. Som det kommer frem på grafen i Figur 38 varierer hastigheten. Det ble derfor hentet ut gjennomsnittshastighet over en periode på 24 minutter fra databaseverktøyet til Newsteo. Den gjennomsnittlige lufthastigheten var da 1,11 m/s. Strømmen til viften ble ved hjelp av et amperemeter målt til 0,222 A samtidig som lufthastigheten ble målt.



Figur 38: Lufthastighet målt etter forsøk 4

7 Diskusjon

I dette kapitlet vil resultatene fra forsøkene satt i kontekst. Diskusjonen av resultatene vil bli fordelt i to kapitler hvor det første har fokus på tørkeprosessen og tørkingen av prøvene, mens det andre omhandler funksjonen til selve kjølemaskinen. Mulige modifikasjoner vil også bli drøftet med tanke på resultatene i hvert sitt kapittel. Diskusjonen avrundes med usikkerhetsmomenter og mulige feilkilder.

7.1 Tørking

Materialet som ble valgt til tørkingen var et substitutt for menneskemateriale. Det kan dermed argumenteres for at resultatene til tørkingen av et substitutt ikke vil være direkte overførbart til tørking i biobank sammenheng. Det er en gyldig argumentasjon, men etter samtale med Jostein Halgunset og Haakon Skogset ble det klart hvor ulike biobankprøver kan være. De har ulik størrelse og består ofte av ulike typer vev. Dermed kan det argumenteres at funksjonen til tørkeren blir lettere å avgjøre med rent kjøtt da resultatene vil bli jevnere siden det er homogent i motsetning til organer som er mer heterogene. Jostein Halgunset mente at forslaget om å benytte seg av rent kjøtt dermed var formålstjenlig.

Ved tidligere forsøk utført i regi av NTNU ble det brukt operativt fjernete organer fra forsøksmus. Det kan tenkes at dette ville etterlignet biobankmateriale fra mennesker bedre. Under disse forsøkene var det fokus på hvordan cellerike organer bevarte RNA under tørking sammenlignet med frysing på lave temperaturer. Det var dermed et annet fokus ved de forsøkene og det er dermed ikke direkte sammenlignbart da fokuset her var å se på funksjonen til den bygde tørkeren.

Når det kommer til å bedømme hvordan tørkingen forløp seg kan det være fordelaktig å diskutere tørkeforløpet for hvert enkelt forsøk for deretter å sammenligne resultatene til slutt.

Forsøk 1 var den første gangen anlegget ble startet opp for å tørke prøver i denne omgangen kyllingfilet (2x10x10 mm). Det ble bare registret vekt på prøvene som hadde ligget inne i den atmosfæriske tørkeren. Ut fra grafen i Figur 27 kan det se ut til at vektreduksjonen stopper opp etter 7 timer. Ut fra dette kan man tolke det slik at tørketiden på materialet med lignende geometri og bestanddeler har en tørketid på omtrent 7 timer. Det kan derimot også tenkes at tørkingen ikke var ferdig, men var gått over i en fase der tørkingen gikk så sakte at den ikke ville bli registrert for tiden i tørkeren ble forlenget. Dette er en gyldig argumentasjon og en av grunnene til at forsøk 2 ble forlenget med 2 timer.

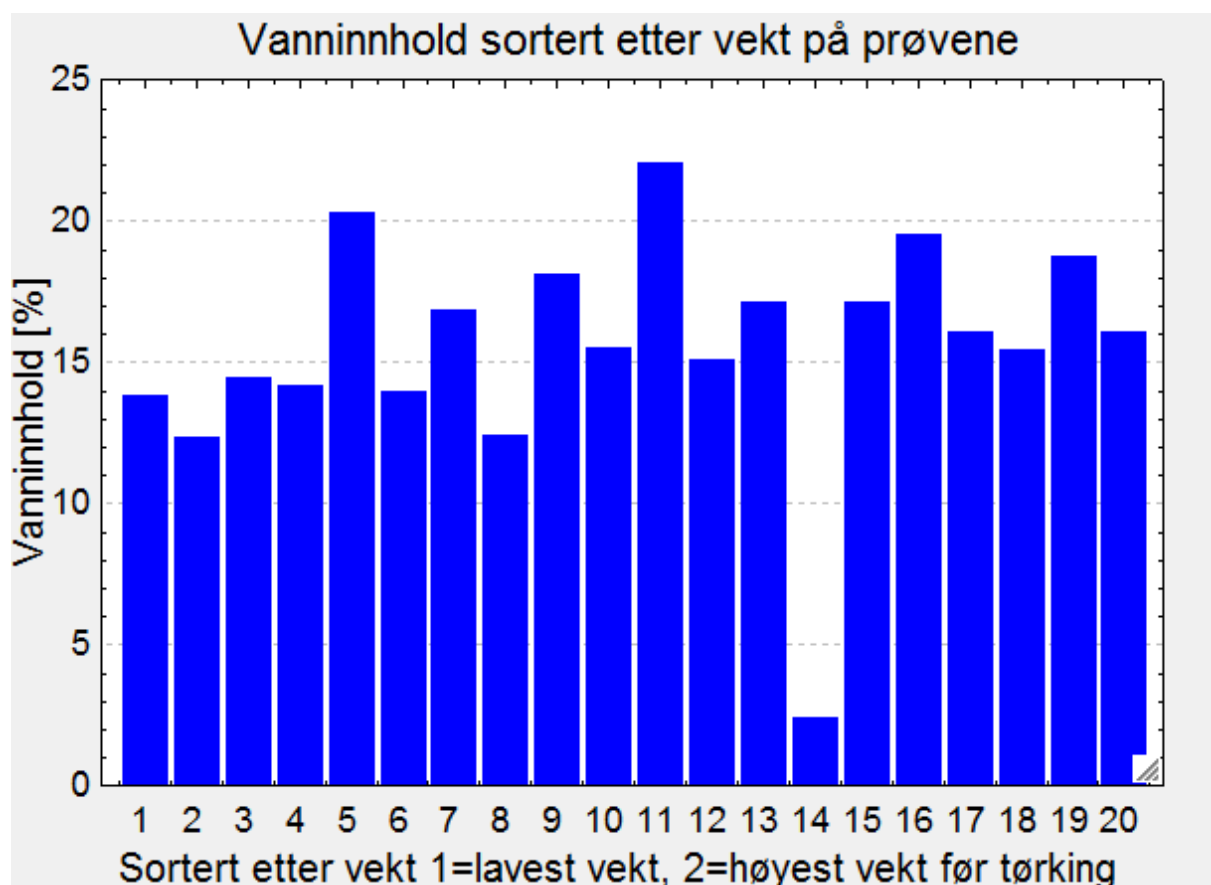
Under forsøk 2 ble forsøk 1 gjentatt (forlenget med to timer), og i tillegg ble restvekt målt og vanninnhold regnet ut. Ut fra kurven med restvekt (Figur 28) ser vi at den forløper likt med kurven fra forsøk 1 (Figur 27). Det kan her se ut som tørkingen stopper etter 8 timer. Dette bekreftes i Figur 29 der vi ser at vanninnhold ved 8 timer er det samme om ved 12 timer. For å fremstille tørkekurven over vanninnhold ble prøvene etter frysetørking tørket i en konveksjonstørker på 100 °C i 10 timer. Det kan argumenteres for at også denne tørkingen burde blitt overvåket for å sjekke når tørkingen i konveksjonstørkeren tok slutt, for å være sikker på at prøvene ble fullstendig tørket. Disse prøvene var tynne (2 mm) og etter samtale med postdoktor Ignat Tolstorebrov som har erfaring med bruk av konveksjonstørkeren, ble det bekreftet at tørketiden burde være mer enn tilstrekkelig. Tidsbruken tillot heller det ikke at konveksjonstørkeren kunne kartlegges. Resultatet ble at prøvene som var tørket i den atmosfæriske frysetørkeren lengre enn 7 timer oppnådde et gjennomsnittlig vanninnhold på 10,7 % (6 prøver) fra opprinnelig 73 %. Prøvene endret farge under denne prosessen fra lys rosa til mørk brun, noe som kan være et tegn på at kjøttet ikke bare ble tørket men at det også ble stekt av den høye temperaturen i konveksjonstørkeren.

Ved forsøk 3 ble det bruk et annet materiale enn ved tidligere forsøk. Dette var svinekjøtt, som ble skjært opp i strimer på 5x5x20 mm. Disse var vanskelige å få uniform, noe som også gir utslag på restvektskurven i Figur 30. Det kan tenkes at det ville ha vært bedre å stanse ut kjøttet istedenfor å skjære opp det med skalpell. Dette ble imidlertid vurdert til å ikke ha tilstrekkelig innvirkning på resultater til å bruke tid på tilvirking av egnet stanseverktøy. Utviklingen vi ser i Figur 30 tolkes til at prøvene var ferdig tørket etter 16 timer. Det kan tenkes at tørketiden burde bekreftes med mer enn fire timer når resultatet er såpass ujevnt, men når en prøve blir tatt ut hver time, blir forsøkslengden 20 timer grunnet utforming av tørkebrettet. At det var kun én person som utførte forsøkene begrenser også lengden på tørkekurven, da søvnbehovet etter hvert begynner å melde seg.

Figur 31 viser vanninnholdet, som viser at prøvene lå på i overkant av 20 % resterende vanninnhold i prøvene fra 16 timer og utover. Dette var et høyere vanninnhold enn i forsøk 2, noe som kan tolkes som at det gir forskjellig resultat å tørke ytrefilet av svin sammenlignet med kyllingfilet. Det kan også tolkes som at tørkingen i forsøk 3 ikke var fullført. Mer trolig er det at det er tykkelsen på prøvene som bestemmer tørketiden, da prøvene tørkes utenfra og inn. Ved forsøk 3 ble det også observert skorpedannelse på to av prøvene (Bilde 24). Da plasseringen av disse var notert, var det mulig å observere hvordan tørkingen til disse prøvene forløp seg sammenlignet med de prøvene som ikke fikk skorpedannelse. Det viste seg at de prøvene som

hadde tilløp til skorpedannelse, ikke hadde tørket like bra som de uten. Dette er bekymringsverdig da det ved reell bruk av den atmosfæriske frysetørkeren ikke kan risikeres at enkelte prøver blir ødelagt ved at vanninnholdet er for høyt under lagring og at dette kan føre til nedbryting.

Ved forsøk 4 ble den atmosfæriske frysetørkeren kjørt i 20 timer uten at døren ble åpnet. Deretter ble tre prøver tatt ut med en times mellomrom. Dette betyr at de fleste (18 av 20) prøvene fikk en tørketid på 23 timer. Unntaket er prøvene 1 og 2. Ut fra Figur 32 virker det ikke som prøvene som var 23 timer i tørkeren ble tørket mer enn prøve 1 og 2, noe som bygger under observasjonene som ble gjort under forsøk 3 der prøvene ikke minsket i vanninnhold etter 16 timer. Under dette forsøket kommer det bedre frem hvor stor differanse det er i vanninnholdet mellom prøvene. Det kan tenkes at det er knyttet til størrelsesforskjellen mellom prøvene. For å kontrollere dette kan Figur 32 gjenskapes men denne gangen er prøvene sortert på vekten målt før tørking der prøvene stiger i vekt fra venstre mot høyre (Figur 39).



Figur 39: Resultat fra forsøk 4 sortert etter økende vekt

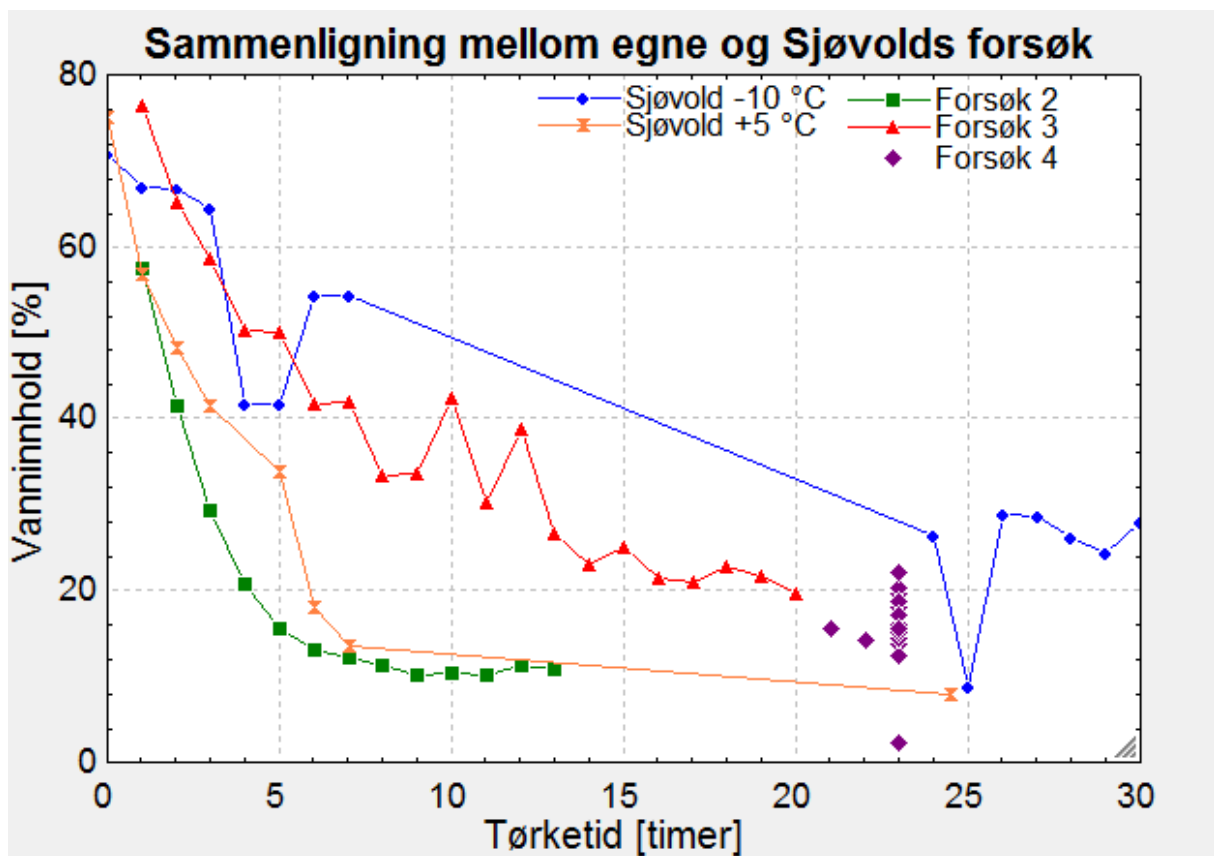
Ut fra Figur 39 kan det observeres en viss korrelasjon mellom vekt og resterende vanninnhold etter tørking, men det forklarer ikke variasjonene. Den gjenstående forklaringsmodellen blir da

at selv om prøvene er relativt homogene (rent kjøtt), er det likevel noen variasjoner i innhold eller struktur som påvirker resultatet.

Det observeres at det er én prøve som skiller seg mer ut enn de resterende og det er prøven med bare 2,4 % vanninnhold. Etter dette ble oppdaget ble prøven kontrollveid etter tørking uten å oppnå noe nytt resultat. Siden den skiller seg såpass ut er det en mistanke om at det har skjedd noe underveis i prosessen. Hvis man ser bort fra prøven med et vanninnhold på 2,3 % har de resterende et gjennomsnittlig vanninnhold på 16,3 %, og med den avvikende prøven blir gjennomsnittet 15,6 % (opprinnelig 73 %). Under forsøk 3 ble det observert skorpedannelse på to prøver. Det ble det under dette forsøket også, men denne gangen hadde det ikke sammenheng med resultatet i resterende vanninnhold etter tørking. Skorpen var heller ikke like fremtredende som ved forsøk 3. Siden skapet ble åpnet mindre enn ved forsøk nummer 3 kan det tolkes som at skorpen dannes når prøven varmes opp regelmessig for igjen å kjøles ned. Siden det var tilløp til skorpedannelsen under forsøk 4 kan det også tolkes som at skorpedannelsen er tilfeldig og at det dermed må flere forsøk til før noen konklusjon trekkes.

For å bedømme hvor bra resultatene til den ferdig bygde atmosfæriske frysetørkeren er, vil det være naturlig å sammenligne med tidligere utførte forsøk. I masteroppgaven «Ny lavtemperatur tørketeknikk som konserveringsmetode for biobankmaterialer» ble forsøk gjort på tørking av rottelever (Sjøvold, 2006). Hovedsakelig ble disse forsøkene utført for å undersøke hvordan RNA-kvaliteten oppførte seg under lagring, hvor studenten sammenlignet tørkede og fryste prøver. Det ble også utført noen forsøk for å se på endring i vanninnholdet etter tørketid, i en kommersielt tilvirket tørker plassert i skolens laboratorier.

I Figur 40 ble resultatene fra to av tørkekurvene til Sjøvold sammenlignet med resultatene som er oppnådd i denne oppgaven. Figuren ble utformet på samme måte som figurene hvor resultatene ble presentert. De kurvene fra Sjøvold som ble brukt til sammenligning var tørking utført på + 5 °C og -10 °C. Tabell 18 ser vi at i forsøk 4 var gjennomsnittlig tørketemperatur (målt etter tørkebrettet) på -3,7 °C. Sjøvolds kurve for -10 °C ble utført over 54 timer hvor bare fire prøver ble tatt ut de siste 20 timene. Det ble funnet mest formålstjenlig å bare se på de første 30 timene siden egne forsøk ikke overskred 23 timer.



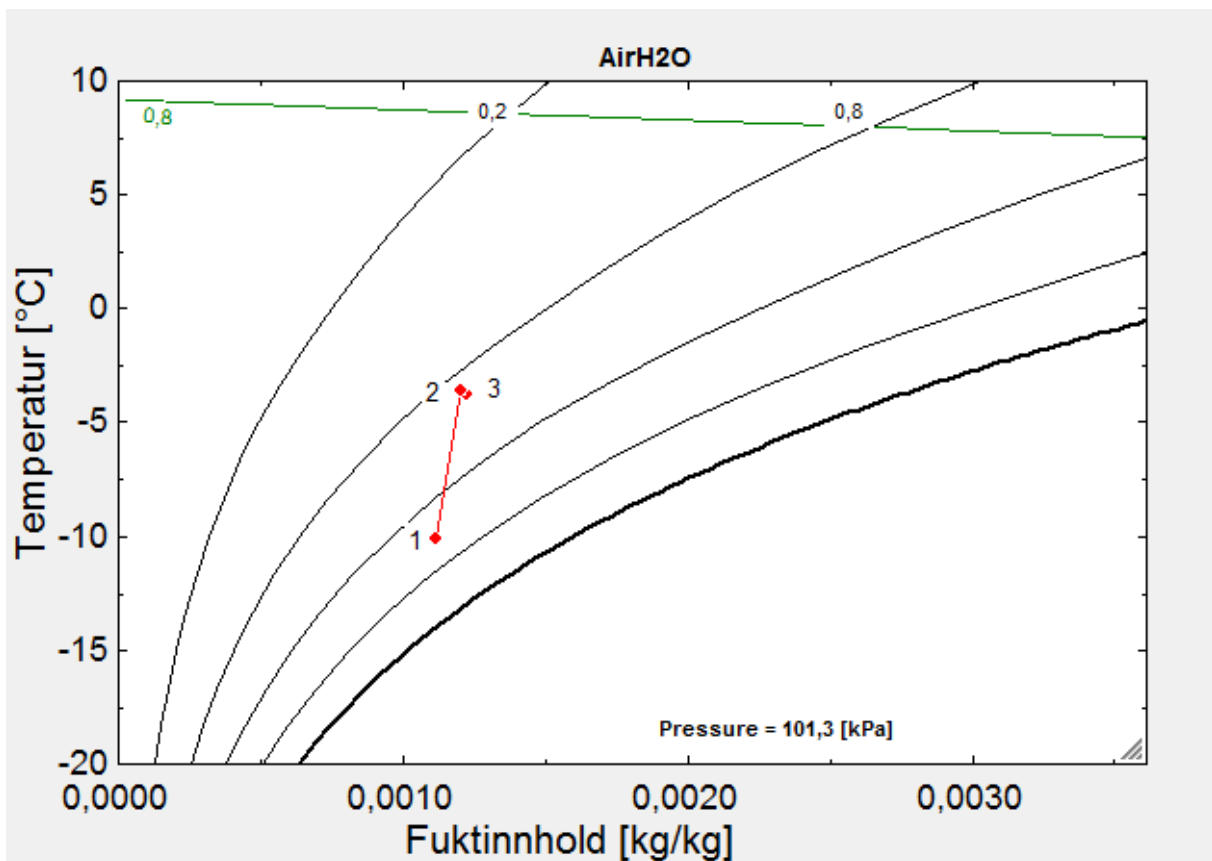
Figur 40. Sammenligninger mellom egne og Sjøvolds forsøk

Sammenligningen viser at forsøk 2 oppnår tilsvarende tørking som Sjøvold oppnådde på + 5 °C. Den viser også at forsøk 2 og 3 ikke oppnådde like lavt vanninnhold som Sjøvolds forsøk på +5 °C. Sammenlignet med sjøvolds forsøk på -10 °C oppnår egne forsøk et bedre resultat. Sett over 54 timer oppnår Sjøvold marginalt mindre vanninnhold ved -10°C sammenlignet med forsøk 4. Ved forsøk 4 ble det oppnådd et gjennomsnitt av alle 20 prøvene på 15,6 % prøvene mens Sjøvolds to siste målinger hadde et gjennomsnitt på 15,19 %. Disse sammenligningene er vanskelige å trekke entydige konklusjoner av da det er store variasjoner innad i Sjøvolds prøver, noe som antakelig stammer fra at prøvene som ble tørket var mindre uniforme i størrelse og materiale. Men sammenligningen indikerer at den atmosfæriske frysetørkeren som ble bygget tørker tilsvarende som tørkeren Sjøvold benyttet.

Den relative fuktigheten er som forklart i teorien den drivende kraft ved tørking. Tabell 19 viser den gjennomsnittlige relative fuktigheten gjennom tørkingen i forsøk 4. Det skiller lite mellom den relative fuktigheten før og etter tørkebrettet, men måleren etter brettet viser høyere fuktighet enn den før. I Tabell 14 listes de ulike sensorene opp med toleranser. Tabellen viser at nøyaktigheten på relativ fuktighet er på $\pm 2\%$, noe som betyr at den relative fuktigheten (målt

til 43,04 % før- og 44,30 % etter tørkebrettet) ikke kan trekkes konklusjoner fra når det gjelder fuktopptak i tørkeluften.

Temperatursensoren montert i nærheten av kondensatoren viser høyere temperatur enn sensoren montert etter tørkebrettet. Resultatet ble tegnet inn i et mollierdigram for å vise forløpet inne i tørkeren. I Figur 41 er situasjonen inntegnet hvorav punkt 1 er etter fordamper, punkt 2 er tilstanden etter kondensatoren og punkt 3 er etter tørkebrettet. Punktene er ikke plassert slik som det er forventet da punkt 1 og 2 burde vært på linje siden det ikke blir tilført fukt fra kondensatoren. Det kan dermed virke som sensorene som måler luftfuktighet ikke måler korrekt. Sensorene er kalibrert på fabrikk og ikke brukt i tidligere forsøk, men de var kjøpt inn i 2011 og har ligget ubrukt siden, noe som kan ha påvirket resultatet.



Figur 41: Mollierdigram med de innvendige temperatur og fuktighets sensorene inntegnet

SMER er en indikator på hvor effektivt tørkeren er, og utregning av SMER vises i Formel 2. Det er små vannmengder som fjernes under forsøk. I forsøk 5 ble 10,2 gram vann fjernet fra prøvene som veide 16,6 gram før tørking. Under forsøk 4 ble energibuken målt til 4,28 kWh i løpet av 24 timer og 54 minutter. Disse to opplysningene samt at det i forsøk 4 ble funnet ut at tørkeren brukte 16 timer på å tørke prøvene, gir en SMER på 0,09 kg/kWh. Det kan tenkes at resultatet ville vært bedre hvis det hadde vært flere prøver inne i skapet, da dette ikke ville økt

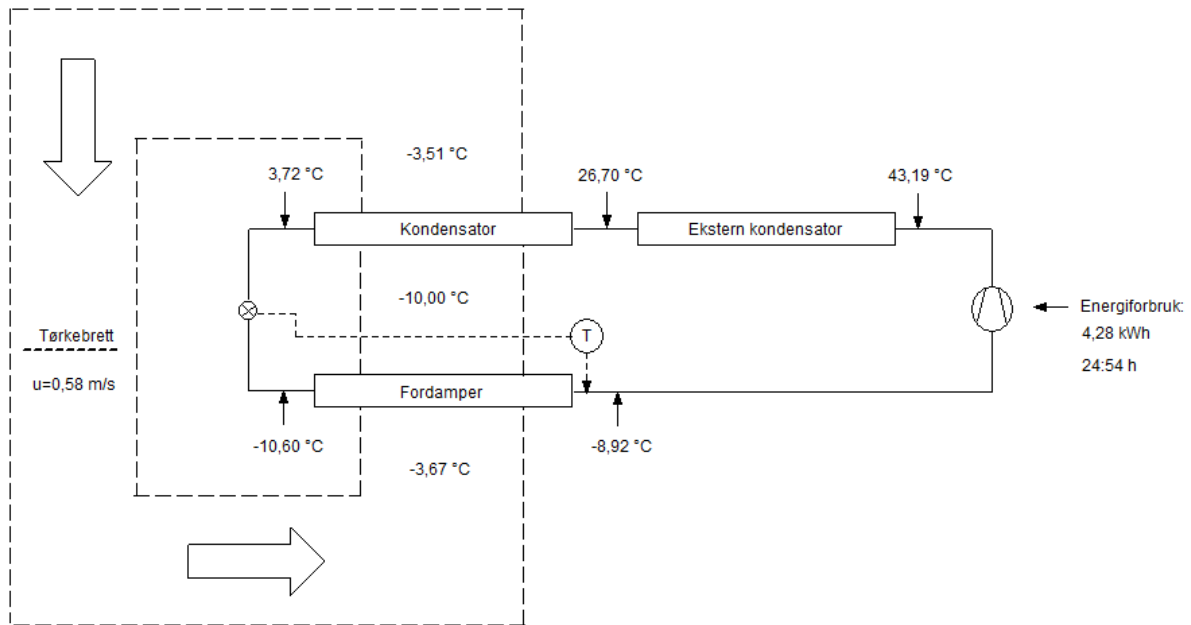
energibruken (men muligens tørketiden). Energieffektiviteten er heller ikke en viktig del av sluttvurderingen til tørkeren, da kvaliteten på tørkingen antas å være viktigere i biobanksammenhenger.

7.2 Kjølemaskin

Den atmosfæriske frysetørkeren ble kjørt med maksimal hastighet på de eksterne viftene under alle forsøkene. Dette vil si at den ikke har vært forsøkt regulert siden temperaturen den oppnådde inne i tørkeluften ikke var så lav som det var planlagt å drive forsøk på.

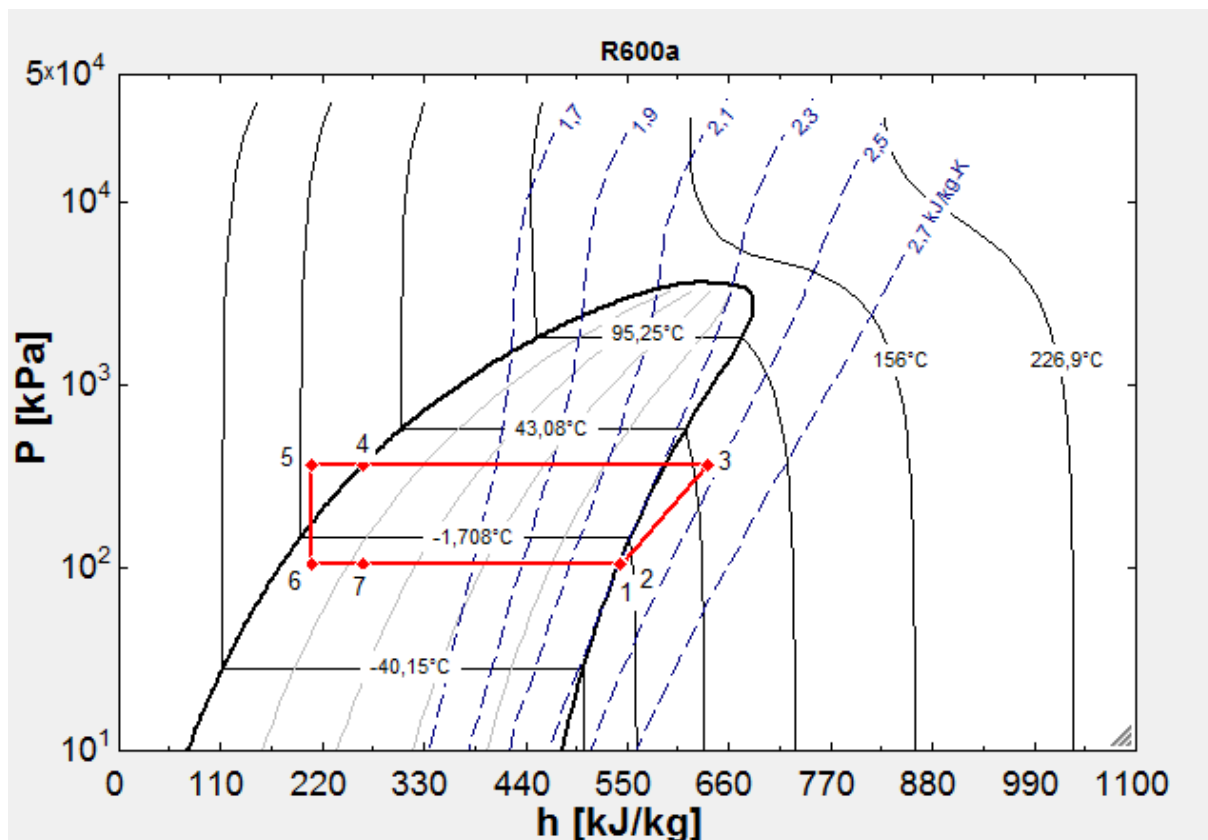
Under innkjøring oppnådde den en stabil tørketemperatur på $-4,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dette ble målt av T-RF01 som var plassert etter tørkebrettet. Det ble senere oppdaget at T-RF02 var plassert for nært kondensator til å gi en nøyaktig måling. Dette ble det rettet opp før forsøk 4 med å bøye den nærmere luftstrømmen, men siden den er montert nært den innvendige kondensatoren blir det antatt at T-RF01 gir en mer nøyaktig måling av temperaturen i tørkeluften. Figur 33 tolkes slik at den atmosfæriske tørkeren holder en stabil tørketemperatur gjennom hele forsøk 4 med unntak av en kort tid etter tørkebrettet er satt inn. På bakgrunn av utviklingen vist i Figur 33, ble det bestemt at den brukte 24 minuttet og 20 sekunder etter døren var lukket til den oppnådde $-3,7\text{ }^{\circ}\text{C}$. I Tabell 16 er gjennomsnittstemperaturen i tørkeperioden regnet ut til å være $-3,68\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tørkeluften var nede i $-4,38\text{ }^{\circ}\text{C}$ men steg svakt utover kvelden før den begynte å synke igjen på natten. Det kan tenkes at denne svake økningen stammer fra at romtemperaturen økte utover kvelden. Det var ikke montert en sensor for å måle romtemperaturen, men det var en varm dag ute den aktuelle dagen, og det ble observert at en termometer montert på en annen forsøksrigg gikk fra $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ til $24,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ i løpet av denne dagen.

En tørketemperatur på $-3,68\text{ }^{\circ}\text{C}$ er høyere det som var antatt at anlegget skulle operere på ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$). Dette stammer fra at skapet blir tilført mer varme enn fordampere tar ut. Denne varmen stammer fra den innvendige kondensatoren, den innvendige viften og fra omgivelsene gjennom isolasjonen til fryseskapet. I kapittel 4.3.7 og 4.4.2 blir varmebalansen beskrevet nærmere. Det ble konkludert med at det var vanskelig å forutsi temperaturen og dermed vanskelig å beregne tilført varme mot fordampereffekten. Nå når anlegget har vært i drift kan de tidligere brukte programmeringen i EES omgjøres til det reelle forsøket. For å gjøre temperaturtabellen (Tabell 18) mer oversiktlig tas det utgangspunkt i Figur 19, og temperaturene skrives på.



Figur 42: Skisse av varmepumpetørker med gjennomsnittstemperaturer

Ut fra temperaturene som ble målt tolkes det slik at kondensatortemperaturen er $26,7$ °C. Videre underkjøles væsken i kondensatoren fra $26,7$ °C til $3,72$ °C. Fordampertemperaturen er $-10,60$ °C, og videre overhetes gassen til $-8,92$ °C. For å finne effekten til fordamperen ble det tatt utgangspunkt i effekten tilført tørkeluften. Denne kan beregnes ved å beregne endring i temperatur og luftmengde. Beregningene ble utført i EES, og viser at luften ble kjølt ned av fordamperen med en effekt på $149,5$ W. Alle temperaturene ble satt inn i det tidligere konstruerte programmet i EES. For å tilpasse effekten på fordamperen i programmet ble massestrømmen endret til den var lik den som ble beregnet ut fra luftstrømmen. Resultatet vises i Figur 43 og Tabell 21.



Figur 43: Log-Ph diagram med inntegnet punkter for beregninger utført etter forsøk

Tabell 21: Resultater fra reberegning i EES

Nøkkresultat	
kondenseringseffekt	166,6 W
Fordampereffekt	149,9 W
Underkjølings effekt	24,57 W
Trykkgasstemperatur	50,97 °C

Ved å se på trykkgasstemperaturen presentert i Tabell 21 og sammenligne den med temperaturen inn på kondensatoren kan vi kontrollere om beregningene virker fornuftige i forhold til den reelle driften. Temperaturen inn på på kondensatoren ble målt til 43,19 °C noe som virker trolig sammenlignet med den beregnede trykkgasstemperaturen på 50,97 °C. Dette siden sensoren er plassert på kjølerøret 1,3 meter fra utløp kompressor på et uisolert rør.

Med utgangspunkt i tidligere beregninger for varmembalansen kan vi se om noe av kondenseringen skjer inne i skapet eller om all kondenseringen forgår på baksiden. Ved å ta utgangspunkt i en temperatur i laboratoriet på 23 °C og en temperatur inne i skapet på -6,84 °C (gjennomsnitt i hele skapet), innvendig areal på 2,62 m² og U-verdien regnet ut i Tabell 11 på 0,37 W/(m²K) får vi en tilført effekt fra omgivelsene på 28,9 W. Vi har fra Tabell 21 at underkjølingseffekten fra den innvendige kondensatoren er 24,57 W. Viften ble opplyst til å

levere en effekt på 51,3 W. For å kontrollere den tilførte effekten ved den lufthastigheten som ble brukt under forsøket ble strømmen målt til 0,222 A, noe som med en spenning på 230 V gir en effekt på 51,06 W. Varmebalansen for tørkekabinettet settes opp i Tabell 22.

Tabell 22: Varmebalanse for tørkekabinettet

Varmebalanse i tørkekabinettet	
Varme fra omgivelsene	-28,9 W
Varme fra viften	-51,06 W
Varme fra underkjøling av kondensator	-24,57 W
Fordampereffekt	149,9 W
Sum:	45,3 W

Varmebalansen i Tabell 22 viser at den innvendige kondensatoren tilfører skapet en effekt på 69,87 W hvorav 24,57 W stammer fra underkjøling av den kondenserte væsken og 45,3 W stammer fra kondenseringen. Det vil si at den utvendige veksleren kondenserer med en effekt på 121,3 W.

7.3 Mulige modifikasjoner

Årsaken til at den atmosfæriske frysetørkerens tørketemperatur er høyere enn tidligere planlagt ligger i varmebalansen. Hvis det er ønskelig å oppnå en lavere tørketemperatur, må noe i balansen endres. Dette kan gjøres ved å ta noe av bort noe av varmetilskuddet til skapet. Dette gir muligheter for tre mulige løsninger: erstatte den innvendige kondensatoren med ett elektrisk varmeelement; kontrollere massestrømmen til kjølemediet som går gjennom den indre kondensatoren eller øke andelen kondensering på den bakre kondensatoren.

I dette kapitlet vil hver av de nevnte løsningene bli drøftet.

7.3.1 Elektrisk varmeelement

Da denne oppgaven gikk ut på å bygge en varmpumpedrevet atmosfærisk tørker, ble det ikke vurdert å benytte seg av elektrisk oppvarming etter fordamperen. Det ble derfor designet med en kondensator som skulle utføre oppvarmingen. Det kan tenkes at en atmosfærisk frysetørker med elektrisk oppvarming av tørkeluften både er lettere å regulere, og at den kommer raskere ned i temperatur. Ved å ta bort den indre veksleren, som på nåværende tidspunkt fungerer delvis som kondensator og delvis som underkjølingsveksler, vil det også påvirke fordamperen. Figur 43 viser beregningene som ble utført etter de reelle temperaturene. Med underkjøling vil fordampingen foregå mellom punkt 6 og 1. Uten underkjøling vi derimot fordampingen foregå mellom punkt 7 og 1. Entalpidifferansen og fordampereffekten vil følgelig gå ned. Sammenlignet med hvordan anlegget er konstruert, vil dette føre til at temperaturdifferansen

inne i den atmosfæriske frysetørkeren blir lavere. Med lavere temperaturdifferanse vil tørketemperaturen være nærmere duggpunktstemperatur og den relative fuktigheten vil dermed bli høyere. Med høyere luftfuktighet vil den resterende vannmengden i prøvene også bli høyere. Dette kan motvirkes ved å minske lufthastigheten inne i kabinettet ved å justere ned sirkulasjonsviften, noe som antakelig medfører økt tørketid.

Siden tettheten på gassen blir lavere ved lavere fordampertemperatur, vil massestrømmen på kjølemediet bli lavere og fordampereffekten avta. Dette, i tillegg til at entalpidifferansen blir lavere, kan ses i log-Ph diagrammet for R600a. Beregningene som tidligere ble utført i EES, samt energibalansen, ble forandret til å ikke omfatte underkjøling. Da disse beregningene ble tilpasset de faktiske driftsforholdene i kapittel 7.2, ble massestrømmen endret slik at fordampereffekten i beregningene stemte med den målte nedkjølingen av tørkeluften. For å kunne endre på fordampertemperatur i beregningene, ble slagvolumet i kompressorfunksjonen til EES endret slik at den ga samme resultat som beregningene utført i kapittel 7.2. Denne var i de opprinnelige beregningene i kapittel på 9,6 cm³ og ble nå endret til 3,657 cm³.

Deretter ble det utført iterasjoner ved ulike fordampertemperaturer. Det er antatt en temperaturdifferanse på 7 K mellom tørketemperaturen og temperaturen etter fordampere (målt 6,3 °C under forsøket). Det ble også antatt at temperaturen etter fordampere var en grad høyere enn fordampertemperaturen (0,6 °C ble målt under forsøket). Kondensatortemperatur og overhetning ut fra fordampere ble satt til det samme som forsøket (26,7 °C og 1,58 °C). Resultatet er fremstilt i Tabell 23. Det ble først utført beregninger på -11 °C, -15 °C, -20 °C og -25 °C. Deretter ble det iterert mellom -15 °C og -20 °C til det ble 0 W i tilført effekt i to desimaler.

Tabell 23: Iterasjonsberegninger med elektrisk oppvarming inne i tørkeskapet

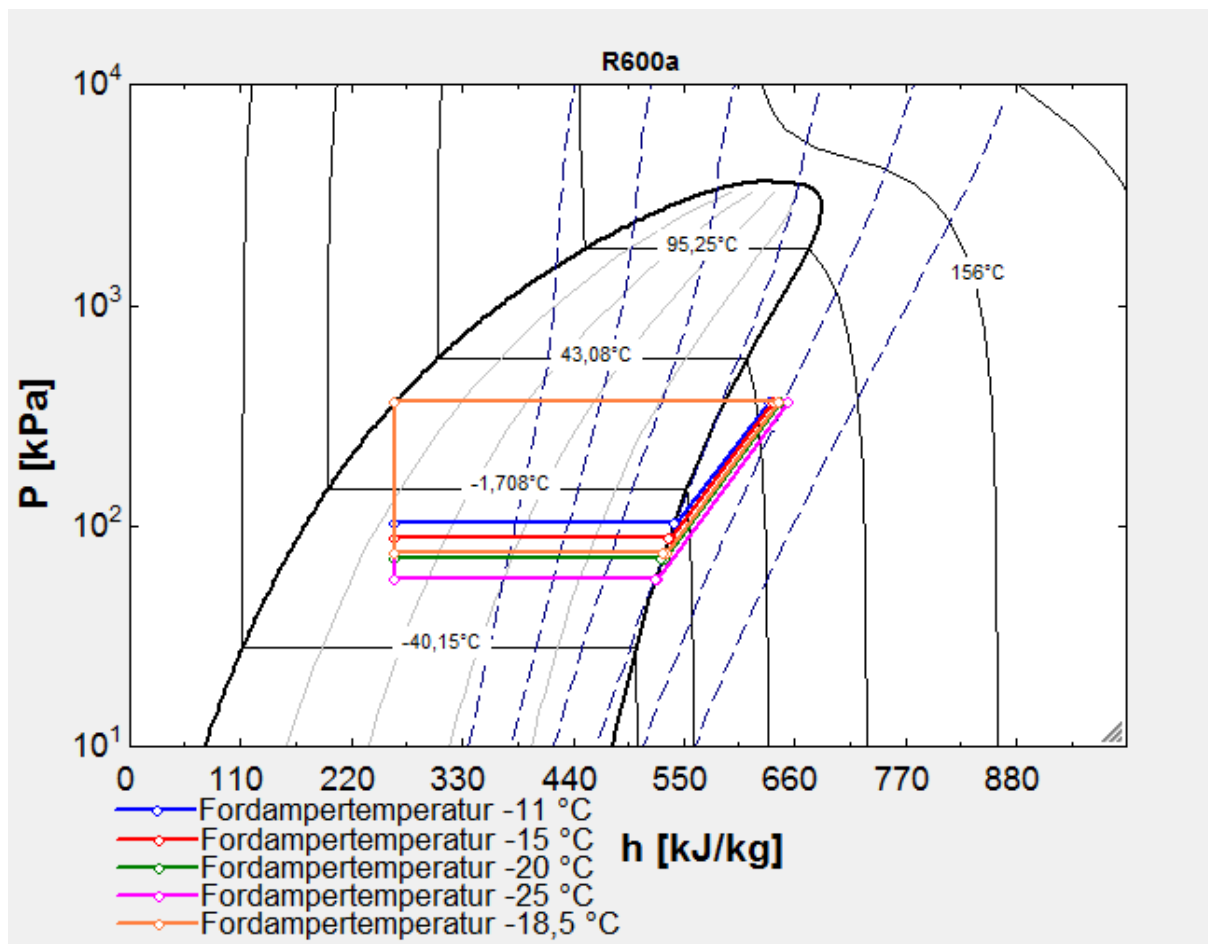
Iterasjonsberegninger med elektrisk varmeelement						
Fordampert emperatur [C°]	Effekt fordamper [W]	Temperatur etter fordamper [C°]	Tørketemperatur [C°]	Varmetilskudd fra omgivelsene [W]	Effekt varmeelement [W]	Effekt kondensator [W]
-11,00	125,3	-10,00	-3,00	28,60	45,64	163,6
-15,00	102,7	-14,00	-7,00	32,47	19,17	140,9
-17,50	91,3	-16,50	-9,50	34,90	5,31	127,2
-18,30	87,8	-17,30	-10,30	35,67	1,09	123,9
-18,50	87,0	-17,50	-10,50	35,87	0,04	122,9
-18,75	85,9	-17,75	-10,75	36,11	-1,25	121,7
-20,00	80,8	-19,00	-12,00	37,32	-7,56	115,7
-25,00	62,6	-24,00	-17,00	42,17	-30,63	93,63

Det blir tydelig fra Tabell 23 at etter hvert som fordampertemperaturen minker, så minker effekten på fordampere kombinert med at varmetilskuddet fra omgivelsene øker. Som det kommer frem fra kolonnen med effekt på varmeelementet, så minker den før den blir negativ på de tre nederste beregningene. Dette betyr at varmebalansen ikke blir oppfylt, som igjen betyr at det ikke er mulig å oppnå så lave temperaturer inne i skapet med de aktuelle fordampereffektene.

Siden tilført varme fra omgivelsene blir en større andel av summen av tilførte varme, kan det tenkes at skille mellom temperaturen før og etter fordampere blir mer gradvis, noe som vil være ugunstig da den relative fuktigheten vil være lavere rett før fordampere enn ved tørkebrettet. Ved tilnærmet 0 W i tilført varme fra den elektriske varmeelement vil oppvarmingen av tørkeluften bli utført av sirkulasjonsviften med 51,06 W og varmetilskudd fra omgivelsene 35,87 W, og vil da oppnå en tørketemperatur på -10,5 °C. For å ha samme tørkeeffekt med en fordampereffekt på 87 W må lufthastigheten ned til 0,551 m/s (beregnet i samme program i EES).

Elektrisk oppvarming istedenfor underkjøling av kondensator virker dermed som dårligere løsning. Da oppvarmingen av tørkeluften består av viften og varme fra omgivelsene, vil det antakelig være en gradvis oppvarming og ikke et markant skille mellom temperaturen etter fordampere og tørkeluften. Dette fører til at luften blir videre varmet opp etter tørkebrettet som kombinert med en lav hastighet på tørkeluften, vil føre til lengre tørketid og antakelig høyere vanninnhold på sluttproduktet. Fordelen er at når det elektriske varmeelementet er avslått, vil man sannsynligvis oppnå en raskere nedkjøling av frysetørkeren enn ved det nåværende oppsettet.

Beregningene er fremstilt i Figur 44, hvor de fire første beregningene (-11 °C, -15 °C, -20 °C og -25 °C) er tegnet inn i tillegg til beregningen med tilnærmet 0 W i tilført elektrisk oppvarming (-18,5 °C) .



Figur 44: Iterasjonsberegninger uten underkjøling

7.3.2 Øking av viftekapasitet på den eksterne veksleren

Det kan tenkes at ved å øke luftgjennomstrømningen gjennom den ytre kondensatorene, vil en større andel av kondensering skje der. Det gir dermed et potensiale på å ta bort 45,3 W varme fra skapet, og samtidig beholde underkjølingen slik at fordampereffekten forblir den samme. Det ble under igangkjøring byttet ut de viftene som var plassert på undertrykkskassen til den eksterne kondensatoren. Dette førte til raskere nedkjøling og lavere tørketemperatur, noe som indikerer at dette vil fungere hvis viftekapasiteten økes ytterligere.

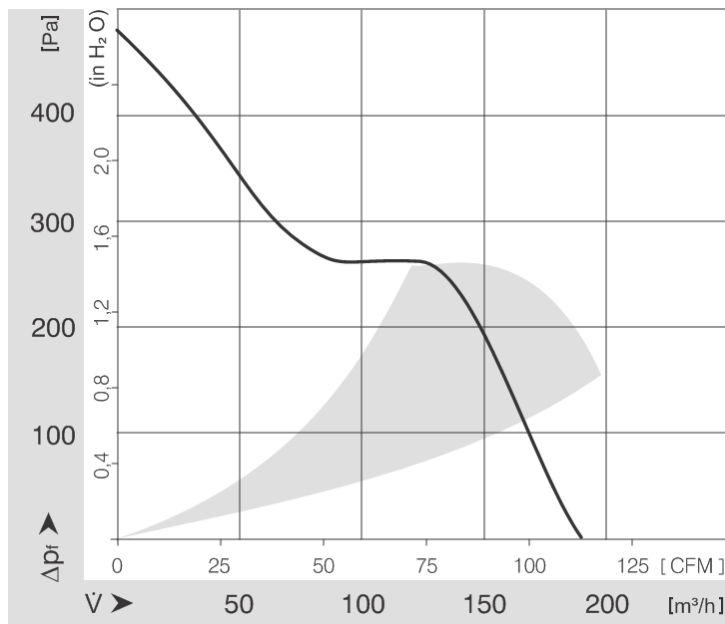
Når vekselerene ble bestilt fra Lu-Ve, ble det levert med beregninger som produsenten hadde utført ved de temperaturer vekslerne var tenkt å veksle på. Beregningene viser at ved en hastighet på 0,378 m/s ville det være et trykktap på 0,387 Pa gjennom den eksterne kondensatoren. Dette med forutsetning av et temperaturløft på 10 K (-20 °C til -10 °C) og en volumstrøm på 74,7 m³h.

Under forsøkene ble ikke lufttemperatur før og etter den eksterne kondensatoren målt, noe som kan sees på som en svakhet. Ut fra beregningene av trykktap utført av Lu-Ve kan vi bestemme støttapskoeffisient til den eksterne veksleren. Formelen for støttap er (Ingebritsen, 2015):

Formel 11: Støttap

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Med de tilstandene gitt i beregningene til Lu-Ve blir støttapskoeffisienten beregnet til 3,963 [-]. Ut fra produsentens viftekurve (ebm-papst, u.d.) kan det ved hjelp av trykktapet bestemmes hvilken volumstrøm som de nåværende viftene leverer. I følge databladet leverer viftene 190 m³/h uten motstand. Ved å ta utgangspunkt i at begge viftene leverer 190 m³/h, vil viftene ut fra volumstrømmen og arealet (0,25x0,25m) forårsake en hastighet på 3,38 m/s gjennom veksleren. Med den tidligere beregnete støttapskoeffisienten blir støttapet 7,2 Pa. Trykkfallet vil bli lavere når volumstrømmen blir lavere, noe som kan beregnes i iterasjoner. Ved å se på kurven i Figur 45 blir det observert at luftstrømmen minker minimalt med det trykkfallet, og man kan dermed forenkle det til at volumstrømmen for viftene blir til sammen 370 m³/h.



Figur 45: Viftekurve for ebm-papst 8212 JH3

Beregninger utført i kapittel 7.2 viste at den utvendige kondensatoren avga en effekt på 121,3 W noe som vil varme luften opp fra 22 °C til 22,97 °C med en volumstrøm på 370 m³/h. Dette virker lavt og det mistenkes dermed at trykkfallet er høyere. Det kan enten være en feil i beregningene, eller så er det et større trykktap i forhold til undertrykkskassen eller innsnevringen til viftediameter. Selv om det ikke ble målt temperatur under forsøk, ble luften

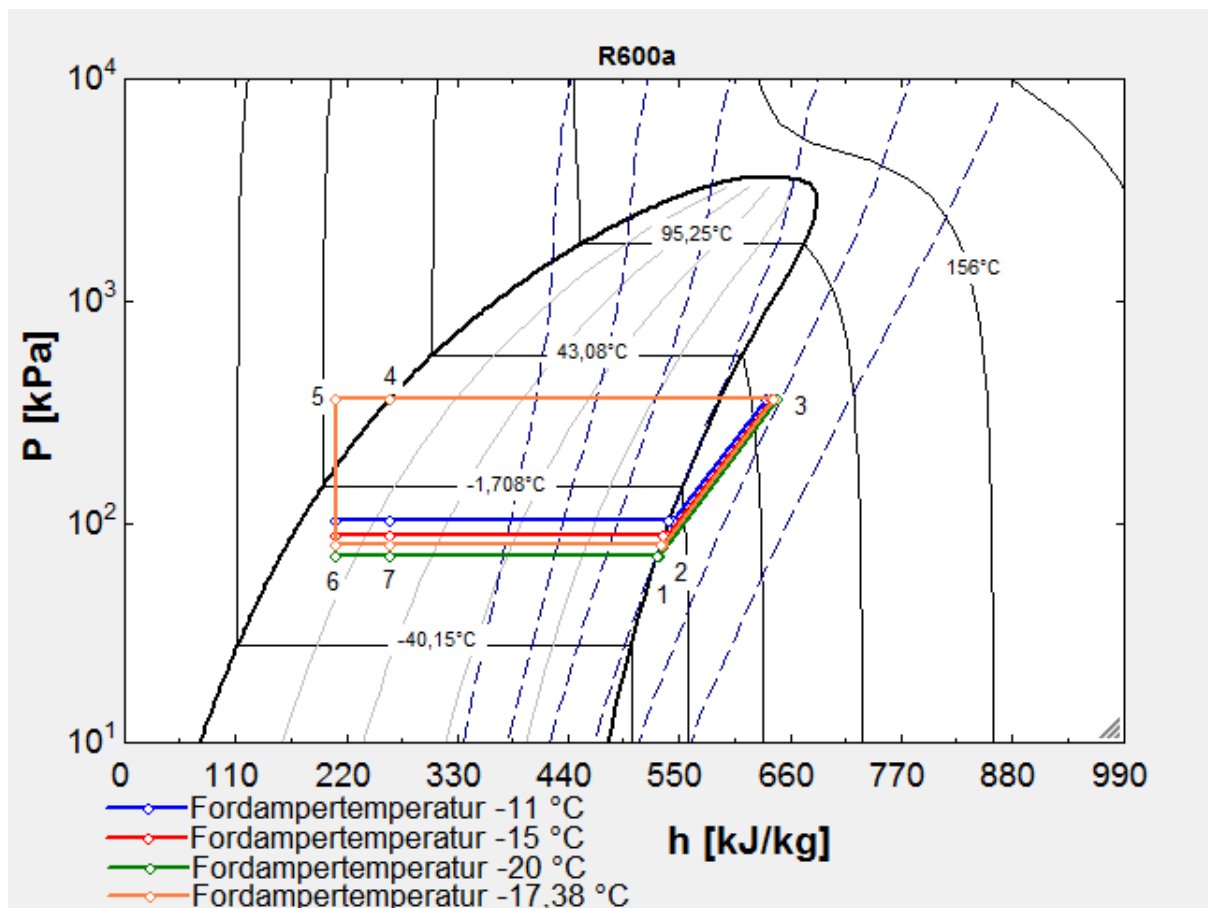
ut av den eksterne kondensatoren opplevd som varmere enn romtemperatur. Volumstrømmen antas dermed å være lavere enn det som ble beregnet her. Uten å utføre noen flere målinger vil det ikke være mulig i skrivende stund å beregne behovet for viftekapasiteten når temperaturløft og trykktap er ukjent. Hvis viftekapasiteten skal økes kan det utføres enten med å installere større viften, eller å øke antall av samme type som de som er montert nå (ebm-papst 8212 JH3).

Hvis den økte viftekapasiteten fører til at all kondenseringen blir utført på baksiden av skapet, vil det føre til at det blir 45,3 W mindre varme i skapet. For å beregne hvilken tørketemperatur som det er mulig å oppnå ble det utført beregninger på samme måte som i kapittel 7.3.1 men denne gangen ble underkjølingen tatt med. Resultatet vises i Tabell 24. Det ble først beregnet ut for en fordampertemperatur på -11 °C, -15 °C og -20 °C. Da det ved en fordampertemperatur på -20 °C ble negativ varmebalanse, ble det iterert mellom de to siste beregningene til varmebalansen var på null med en desimal. Det er i beregningene antatt en konstant underkjøling da en økt underkjølingseffekt også fører til økt fordampertemperatur.

Tabell 24: Iterasjonsberegninger av varmebalansen med underkjøling

Iterasjonsberegninger kun underkjøling i indre varmeveksler						
Fordampertemperatur	Effekt fordampert	Temperatur etter fordampert	Tørketemperatur	Varmetilskudd fra omgivelsene	Varme overskudd	Effekt kondensator
[C°]	[W]	[C°]	[C°]	[W]	[W]	[W]
-11,00	147,3	-10,00	-3,00	28,60	43,07	164,3
-15,00	123,3	-14,00	-7,00	32,47	15,20	141,6
-20,00	97,41	-19,00	-12,00	37,32	-15,54	116,3
-17,50	109,8	-16,50	-9,50	34,90	-0,73	128,5
-17,40	110,3	-16,40	-9,40	34,80	-0,13	129,0
-17,38	110,4	-16,38	-9,43	34,81	-0,04	129,2

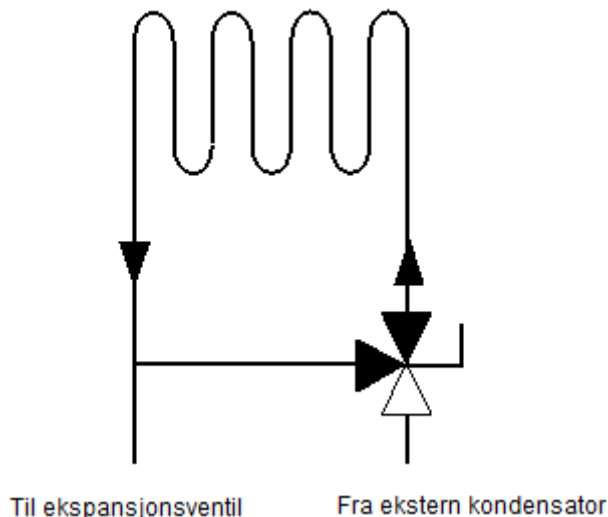
Ut fra Tabell 24 kan det leses at kondensering i den bakre kondensatoren vil føre til en tørketemperatur på -9,4 °C og en fordampertemperatur på -17,38 °C. Dette vil antakelig øke kvaliteten på sluttproduktet og dermed øke bruksverdien til den atmosfæriske frysetørkeren. Beregningene er vist i Figur 46 hvor beregningene med heltalls fordampertemperatur er tatt med i tillegg til løsningen som førte til at tørkeskapet oppnådde termisk likevekt.



Figur 46: Iterasjonsberegningene med underkjøling

7.3.3 Treveisventil på indre kondensator

En annen mulig løsning vil være å montere en treveisventil (shuntventil) som styrer andelen kjølemediet som går innom den indre varmeveksleren og andelen som går forbi og videre til ekspansjonsventilen. Shuntventilen vil alltid være åpen mot kompressoren og ved å justere håndtaket manuelt, fordeler den væskestrømmen mellom den indre varmeveksleren og røret som går videre til ekspansjonsventilen. Løsningen er skissert i Figur 47.



Figur 47: Shuntventil for by-pass av kjølemediet

Formålet med denne funksjonen vil være styre væskestrømmen slik at det kun er underkjøling i den indre veksleren i likhet med viftealternativet i foregående kapittel. Det kan tenkes at hvis det kommer en blanding av væske og gass i denne ventilen, noe som antakelig vil gjøre det vanskelig å regulere, vil det kunne føre til at temperaturen inne i tørkeskapet kan bli ustabil. Det kan også tenkes at det medfører et uønsket trykktap som vil føre til bobledannelse. Beregningene for hvordan tørketemperatur anlegget vil oppnå vil være den samme som alternativet med økt viftekapasitet i kapittel 7.3.2. Den vil dermed kunne oppnå en tørketemperatur på $-9,4$ °C. Hvordan en slik ventil vil fungere er mer usikkert enn å øke viftekapasiteten. Den er også mer arbeidskrevende, da den forutsetter tømning av kjølemediet, loding, fylling og trykktesting.

7.4 Usikkerheter og feilkilder

Vekten som ble brukt under veiing av prøvene før og etter tørking, ble ikke kalibrert. Det var heller ikke noen dokumentasjon tilgjengelig til vekten. Det kan dermed tenkes at vekten viser feil vekt. Det vil ikke ha stor innvirkning på resultatene da det var forskjell i vekt som ble målt. Vekten ble nullstilt for hver dag den skulle brukes, og da noen prøver ble kontrollveid viste den samme resultat. Det er dermed ingen mistanke om at vekten kan være en stor feilkilde.

Newsteo sine sensorer ble ikke kalibrert da det disse var kalibrert på fabrikk og ikke brukt tidligere. Det er derimot noe usikkerhet knyttet til de innvendige sensorene når det kommer til måling av luftfuktighet og det resultatet bør det dermed ikke vektlegges i konklusjonen. Hvis forsøksriggen skal brukes videre med dette oppsettet bør dette kontrolleres.

Energimåleren som er benyttet under dette forsøket var bare midlertidig lånt fra en annen forsøksrigg, og det er dermed ikke vurdert påliteligheten til denne. Det eneste denne ble brukt til var å beregne SMER i diskusjonen og resultatet vil ikke blir vektlagt stor tyngde.

Den største feilkilden knyttet til funksjonen av veksleren er materialet som ble tørket. Da det er uvisst hvordan tørking av rent kjøtt forløper i forhold til deler av menneske- eller dyreorganer. Forsøkene gir derimot en indikasjon på hvordan tørkeren fungerer. Det kan dermed tenkes at det burde utføres forsøk med egnede materialer for å kontrollere tørkefunksjonen med disse.

8 Konklusjon

Litteraturstudiet viste at det i biobanksammenheng var utført to tidligere studier med lovende resultater. Disse studiene er masteroppgaven til Sjøvold (2006) og artikkelen til Skogseth med flere (2014). De fant ved forsøk at tørking ved atmosfærisk trykk og relativt lave temperaturer ikke skader vevsprøvers RNA-kvalitet nevneverdig og at atmosfærisk frysetørking dermed er en mulig fremtidig konserveringsmetode for biobankmaterialer. Artikkelen til Skogseth med flere fant at lagring i fem måneder ved romtemperatur ga tilstrekkelig RNA-kvalitet på vevsprøvene til å kunne undersøkes.

Studiene fikk ulike resultater når det kom til mest hensiktsmessige tørketemperaturer. Sjøvold fant at tørking med +5 °C opprettholdt kvaliteten på vevsprøvene bedre enn -10 °C mens Skogseth med flere fant at tørking på -10 °C var mer skånsomt mot vevsprøvene RNA-kvalitet enn tørking på +5 °C. Siden artikkelen som fant ut at en tørketemperatur på -10 °C hadde lengst lagringstid på prøvene ble dette resultatet ilagt mest vekt når det kom til valg av tørketemperatur.

Da den atmosfæriske frysetørkeren var ferdig bygget, fylt med kjølemediet og innkjørt ble det utført forsøk med rent kjøtt som substitutt for biobankmateriale. Det var to ulike materialer som ble forsøkt tørket: ytrefilet av svin og kyllingfilet. Prøvene som bestod av svinekjøtt var skjært opp i biter på 5x5x20 millimeter. Disse ble tørket i 23 timer og oppnådde et resterende vanninnhold på 15-16 % (fra 73 %). Prøvene som bestod av kyllingfilet var skjært til en størrelse på 5x10x10 millimeter. Disse oppnådde etter 7 timer tørking ett resterende vanninnhold på 10-11 % (fra 73 %). Resultatene ble sammenlignet med tidligere utførte forsøk med en annen atmosfærisk frysetørker og det ble funnet at tørkeren bygget i denne oppgaven tørket tilsvarende godt. Tørkeren kjørte med stabile temperaturer og det ble målt en gjennomsnittlig tørketemperatur på $-3,67\text{ °C} \pm 0,3\text{ °C}$ over 20 timer. Det er høyere enn det som tørkeren ble designet til å operere på som var -10 °C.

Da denne måten å konservere biobankmateriale er i en tidlig fase av utviklingen, samt at den har et potensiale til å gjøre forskning på biobankmaterialer mer tilgjengelig bør maskinen som skal utføre den atmosfæriske frysetørkingen fungere optimalt for å gi teknologien best mulig forutsetninger for å lykkes. Det anbefales dermed videre arbeid med å få ned temperaturen i tørkeluften. Dette kan antakelig gjøres med å øke viftekapasiteten bak på den eksterne kondensatoren. Hvis all kondenseringen skjer den eksterne kondensatoren vil den indre fungere som en underkjøler som virker positivt inn på fordampereffekten og den atmosfæriske

frysetørkeren vil antakelig få en tørketemperatur nærmere $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Noe som er tilnærmet temperaturen i forsøkene til Skogseth med flere.

9 Anbefaling for videre arbeid

Først og fremst, anbefales det at det fokuseres på å oppnå en lavere temperatur i det videre arbeidet med den konstruerte atmosfæriske frysetørkeren. Basert på beregningene utført i diskusjonsdelen, ser det ut til at den beste løsningen for å oppnå lavere temperatur er å øke viftekapasiteten på den eksterne kondensatoren. Dette vil antakelig føre til at all kondensering foregår i den eksterne kondensatoren, og det vil da antakeligvis oppnås en tørketemperatur nærmere $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

For å finne luftmengden de nye viftene skal levere, anbefales det at det kjøres forsøk med frysetørkeren i sin nåværende tilstand, samtidig som det måles temperatur før og etter den eksterne kondensatoren. Formålet vil være at man basert på beregnet effekt på kondensatoren fra kapittel 7.2 kan beregne volumstrømmen. Ved å sammenligne volumstrømmen med viftekurven for de nåværende viftene, kan trykkfallet gjennom den eksterne varmeveksleren og undertrykkskassen beregnes. Dette gir bedre grunnlag for valg av nye vifter.

Forsøkene som ble utført i denne oppgaven viste lovende resultater når det kommer til resterende vanninnhold etter tørking sammenlignet med tidligere forsøk som var tilgjengelig. Det ble derimot tørket andre materialer i de tidligere utførte forsøkene. Det anbefales derfor nye forsøk med den konstruerte frysetørkeren, med materialer som ble benyttet i de tidligere forsøkene. Et annet alternativ er å kjøre to forsøk i parallell, et i den bygde atmosfæriske frysetørkeren og et annet i en annen tilgjengelige frysetørkere.

Da det ved noen prøver av svinekjøtt ble oppdaget en skorpedannelse, bør det utføres tilsvarende forsøk for å analysere hva dette stammer fra, og om dette er problematisk for tørking av biobankmateriale.

Da resultatene fra fuktmålingene inne i tørkeluften ble satt i et mollierdiagram, ble det avdekket avvik fra forventet forløp. Sensorene som måler relativ luftfuktighet bør dermed kalibreres for å kontrollere at de fungerer riktig, og måler korrekt før videre forsøk utføres.

Når den atmosfæriske frysetørkeren oppnår ønsket tørketemperatur, kan det være interessant å utføre forsøk med tørking på temperaturprogrammer. Det har potensiale til å korte ned tørketiden uten forringelse av kvalitet, hvis det blir utført med temperaturøkninger på rett tid. Det ble ikke utført forsøk på å øke temperaturen ved å redusere viftehastigheten på den eksterne kondensatoren. Det vil dermed være ønskelig å se om denne formen for regulering av tørketemperaturen fungerer tilstrekkelig til å bli benyttet i temperaturprogrammer.

Oksidering ble under samtaler med Jostein Halgunset opplyst som et mulig problem i forbindelse med tørking av biobankmaterialer. Det kan dermed tenkes at det kan utføres forsøk med atmosfærisk tørking med redusert oksygeninnhold i tørkeluften. Dette kan utføres ved å skifte ut deler av tørkeluften med nitrogen, noe som kan være mulig ved å tilføre nitrogen til tørkekabinettet samtidig som luft ventileres ut.

Når forbedringer er utført på frysetørkeren, bør det deretter utføres forsøk med lagring av tørket humanbiologisk materiale over tid, for å finne maksimal lagringstid uten betydelig tap av RNA-kvalitet. Her bør det antakelig også utføres forsøk på ulike måter, oppbevaring av de tørkede prøvene ved romtemperatur som beskytter disse fra lys, oksygen og andre påvirkninger fra omgivelsene.

Bibliografi

Børresen-Dale, A.-L. & Dissen, E., 2009. *Store medisinske leksikon*. [Internett]

Available at: <https://sml.snl.no/RNA>

[Funnet 13 12 2015].

Chua, K. J., Chou, S. K., Ho, J. C. & Hawlader, M. N. A., 2002. Heat pump drying: Recent developments and future trends. *Drying technology*, 8.

Claussen, I. C., Ustad, T. S., Strømmen, I. & Walde, P. M., 2007. Atmospheric Freeze Drying - A review. *Drying Thechnology*, 6, pp. 957-957.

Colak, N. & Hepbasil, A., 2009. A review of heat pump drying. *Energy Conversion and Managment*, September, pp. 2180-2186.

Colak, N. & Hepbasil, A., 2009. A review of heat-pump drying (HPD): Part 2 – Applications and performance assessments. *Energy Conversion and Management*, 27 April, pp. 2187-2199.

Danfoss, u.d. *Danfoss suport center*. [Internett]

Available at: <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.com/support-center/apps-and-software/coolselector/>

[Funnet 11 mai 2016].

ebm-papst, u.d. *Axial compact fans*. [Internett]

Available at: http://www.ebmpapst.com/en/products/compact-fans/axial-compact-fans/axial_compact_fans_detail.php?pID=111779

[Funnet 09 juni 2016].

F-Chart Software, 2015. *EES Overview*. [Internett]

Available at: <http://www.fchart.com/ees/>

[Funnet 21 november 2015].

Fellows, P., 2000. *Food processing technology*. Cambridg: Woodhead publishing limited.

Folkehelseinstituttet, 2015. *fhi.no*. [Internett]

Available at: <http://www.fhi.no/dokumenter/a423e3ce87.pdf>

[Funnet 22 november 2015].

Granryd, E. et al., 2009. *Refrigerating Engineering*. 5 red. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH.

- Ingebritsen, S., 2015. *Ventilasjonsteknikk Del 1*. 1 red. Oslo: Skarland Press AS.
- Klöcker, K., Schmidt, E. & Steimle, F., 2001. Carbon dioxide as a working fluid in drying heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, januar, pp. 100-107.
- Levitz, J., 2012. *The wall street journal*. [Internett]
Available at:
<http://www.wsj.com/articles/SB10001424052702303901504577460690416098130>
[Funnet 04 november 2015].
- Lou, J. J. et al., 2013. A review of room temperature storage of biospecimen tissue and nucleic acids for anatomic pathology laboratories and biorepositories. *Clinical Biochemistry*, Mars, pp. 267-273.
- Mareninov, S. et al., 2013. Lyophilized brain tumor specimens can be used for histologic, nucleic acid, and protein analyses after 1 year of room temperature storage. *LABORATORY INVESTIGATION*, mai, pp. 365-373.
- Matsuo, S. et al., 1999. Preservation of pathological tissue specimens by freeze-drying for immunohistochemical staining and various molecular biological analyses. *Pathology international*, pp. 383-390.
- Meryman, H. T., 1959. Sublimation Freeze-drying without vacuum. *Science*, 24 April, pp. 628-629.
- Moghen, A. & Halgunset, J., 2015. RNA-kvalitet i vevsprøver. *Bioingeniøren*, 1, pp. 22-27.
- Nesse, N., 2009. *Store norske leksikon*. [Internett]
Available at: <https://snl.no/fluidisering>
[Funnet 7 Oktober 2015].
- Roland, M. et al., 2001. *NOU 2001:19 Biobanker*, Oslo: Statens forvaltningstjeneste, Informasjonsforvaltning.
- SECOP, u.d. *Hermetic Compressors for AC Voltage*. [Internett]
Available at:
http://www.secop.com/fileadmin/user_data/pdfs/catalogues/ac_voltage_compressors_06-2015_desk490a702.pdf
[Funnet 10 april 2016].

SINTEF, 2005. *sintef.no*. [Internett]

Available at: <http://www.sintef.no/sintef-energi/om-sintef-energi-as/xergi/xergi-2005/nr-2---august/norsk-teknologi-bak-torkede-gronnsaker/>

[Funnet 20 Oktober 2015].

Sjøvold, J., 2006. *Ny lavtemperatur tørketeknikk som konserveringsmetode for biobankmateriale*. s.l.:Masteroppgave ved NTNU .

Skogseth, H. et al., 2014. Can Drying Be an Alternative Tissue Preservation Method in Cancer Research Biobanking?. *Drying technology*, 16 april, pp. 713-719.

Slinde, E., 2009. *Store norske leksikon*. [Internett]

Available at: <https://snl.no/vannaktivitet%2Fn%C3%A6ringsmiddelkjemi>

[Funnet 15 Oktober 2015].

Standard norge, 2013. *standard.no*. [Internett]

Available at:

<https://www.standard.no/nettbutikk/produktkatalogen/produktpresentasjon/?ProductID=657607>

[Funnet 10 november 2015].

Stene, J., 2001. *Varmepumper-Grunnleggende varmpumpeteknikk*. Trondheim: SINTEF.

Strømmen, I., Alves-Filho, O. & Eikevik, T., 2005. *Atmospheric freeze drying with heat pumps- A new alternative for high quality dried food products*. Karlstad, s.n.

Strømmen, I. & Kramer, K., 1994. New application of heat pumps in drying processes. *Drying technology*, 4.

Strømmen, I., Song, X. & Kramer, K., 1993. *The application of heat pump in low temperature drying*. Trondheim: Konferansebidrag.

Sundet, A. H. M., Halgunset, J., Mikkelsen, Ø. L. & Skogset, H., 2015. Biobanking av vev - en bioingeniøroppgave. *Bioingeniøren*, Januar, pp. 18-21.

Systemair, 2016. *Produktkatalog*. [Internett]

Available at: <https://www.systemair.com/no/Norge/Produktkatalog/vifter--tilbehor/sirkulaere-kanalvifter/sirkulaere-kanalvifter/kv/kv-sileo-100-xl-k.vifte-vegg/>

[Funnet 14 mai 2016].

Trimble Navigation, 2015. *SketchUp*. [Internett]

Available at: <http://www.sketchup.com/>

[Funnet 20 november 2015].

Vedlegg 1

Dokumentasjon for bruk

Trinn	Operasjon	Utført
1.0	Før oppstart	
1.1	Åpne skapet og ta ut øverste del av tørkebrettet med netting.	
1.2	Kontroller at filteret og bunnen av skapet er rent og tørt.	
2.0	Oppstart	
2.1	Sett i stikkontakten i støpslet. De eksterne viftene montert på kondensatoren på baksiden av skapet vil da starte opp.	
2.2	Start sirkulasjonsviften ved å vri bryteren fra 0 til merket på bryteren. Bryteren er plassert på siden av touch-panelet i kontrollpanelet og merket med «Sirkulasjonsvifter».	
2.3	Lukk døren og start opp kompressoren ved hjelp av vri-bryteren montert til venstre for touch-panelet og er merket «Kompressor». Noter tidspunktet for start.	
2.4	Noter tiden kompressoren ble startet.	
3.0	Tørking	
3.1	Etter anlegget har kjørt en time åpnes døren, det ferdig lastet tørkebrettet settes inn og døren lukkes. Dette trinnet burde utføres raskt slik at skapet ikke varmes unødige opp.	
3.2	La anlegget kjøre i 20 timer med døren kontinuerlig lukket.	
3.3	Klargjør for videre prosessering av prøvene da disse vil starte å varmes opp med en gang de tas ut av tørkeren.	
	Når tørketiden har utløpt og det er klart for videre prosessering av prøvene tas tørkebrettet ut av tørkeren eller prøvene tas ut enkeltvis ut.	
4.0	Nedstenging	
4.1	Slå av kompressoren og åpne døren.	
4.2	Etter at temperaturen har normalisert seg inne i skapet og fordampere er avrimet kobles sirkulasjonsviften ut ved hjelp av merket bryter.	
4.3	Trekk ut stikkontakten fra støpslet.	
4.4	Med en klut tørkes og vaskes bunnen av tørkeskapet.	
4.5	La døren til tørkeskapet stå delvis åpen slik at skapet tørkes og luktdannelse unngås.	

Vedlegg 2

Resultatene fra forsøkene i tabell form:

Resultater forsøk 1	
Restvekt etter tørking [%]	Tørketid [timer]
64,7	2
62,4	2
52,0	3
50,3	3
45,7	4
45,2	4
40,0	5
40,0	5
37,8	6
38,6	6
35,3	7
34,9	7
37,1	8
36,6	8
35,1	9
34,2	9
36,6	10
35,2	10
34,6	11
35,5	11

Resultater forsøk 2	
Vanninnhold etter tørking [%]	Tørketid [timer]
57,5	1
41,4	2
29,4	3
20,8	4
15,5	5
13,0	6
12,1	7
11,4	8
10,1	9
10,5	10
10,2	11
11,3	12
10,9	13

Resultater forsøk 3	
Vanninnhold etter tørking [%]	Tørketid [timer]
76,5	1
65,1	2
58,6	3
50,4	4
49,9	5
41,7	6
41,9	7
33,3	8
33,7	9
42,3	10
30,2	11
38,8	12
26,6	13
22,9	14
25,0	15
21,4	16
21,0	17
22,7	18
21,5	19
19,5	20

Resultater forsøk 4	
Vanninnhold etter tørking [%]	Tørketid [timer]
15,5	21
14,2	22
18,1	23
16,0	23
16,9	23
19,5	23
17,1	23
20,3	23
14,0	23
12,3	23
18,7	23
16,0	23
2,4	23
13,8	23
12,4	23
14,5	23
17,1	23
22,0	23
15,1	23
15,5	23

Vedlegg 3

{Beregninger av R 600a syklusen i EES ble som nevnt i oppgaven endret underveis. Dette er den originale fradesign kapitlet}

\$Unitsystem SI C kJ kPa MASS
F\$='R600a'

{eneheter}
"kjølemedie"

"!Kjølekrets"

"Variabler"

T[1]=-25 [C]
T[4]=-5 [C]
eta_cm=0,56 [-]
m_dot_1=0,0006654
T[2]=-15

"Fordamper temperatur"
"kondensatortemperatur"
"isentropisk effektivitet"
"korigert massestrøm kjølemediet"
"temperatur etter overheting"

"sammenhenger"

x[1]=1
x[4]=0
P[1]=pressure(F\$;T=T[1];x=x[1])

"Dampkvalitet ved innløp"
"dampkvalitet utløp kondensator"
"fordampertrykk"

h[1]=enthalpy(F\$;T=T[1];x=x[1])
P[1]=P[2]
DELTAT_sh=T[2]-T[1]

"entalpi før overheting"
"trykk etter overheting=fordampertrykk"
"overheting"

h[2]=Enthalpy(F\$;T=T[2];P=P[2])
P[3]=P[4]
P[4]=pressure(F\$;T=T[4];x=x[4])
h[4]=Enthalpy(F\$;T=T[4];x=x[4])
h[4]=h[5]
P[5]=P[1]
T[5]=Temperature(F\$;P=P[5];h=h[5])

"entalpi før kompressor"
"trykk etter kompressor=kondensatortrykk"
"trykk etter kondensator"
"entalpi etter kompressor"
"adiabatisk struping"
"antar intet trykktap i fordamper"
"temperatur etter strupeventil"

"!Effekter"

Q_k=m_dot*(h[3]-h[4])*convert(kW;W)
Q_f=m_dot*(h[2]-h[5])*convert(kW;W)
COP_kjøel=Q_f/(W_dot*convert(kW;W))
Q_k_1=m_dot_1*(h[3]-h[4])*convert(kW;W)
Q_f_1=m_dot_1*(h[2]-h[5])*convert(kW;W)

"effekt kondensator"
"effekt fordamper"
"COP for kjøling"
"effekt kondensator korigert massestrøm"
"effekt fordamper korigert massestrøm"

"!Kompressor"

"DR er fortrenings hastighet"

DR=9,6 [cm^3]*convert(cm^3;m^3)*3000 [1/min]*convert(1/min;1/s)
c=0,025
T_cond=T[4]
T_evap=T[1]
dP_evap=0,1
h[3]=h_out
T[3]=Temperature(F\$;P=P[3];h=h[3])

"skadelig volum, standardverdi"
"kondenserings temperatur"
"fordampertemperatur"
"trykktap i innsugingsventil, standardverdi"
"kobler entalpi i tilstand 3 til utgående entalpi"
"trykkgasstemperaturen"

"kaller på den innebygde compressorfunksjonen Compressor3_CL"

Call Compressor3_CL(F\$; DR; C; T_evap; DELTAT_sh; T_cond; dP_evap; eta_cm : eta_vol; m_dot; W_dot; h_out)

"!Luft syklus"

"Variabler"

R[20]=0,35 [-]
R[30]=0,6
T[10]=-20

"relativ fuktighet i tørkekammer"
"antatt relative fuktighet før fordamper"
"temperatur tilpasset grafisk til bypass punkt"

T[20]=-10 [C]	"temperatur i tørkekammer"
T[40]=-25	"temperatur kjøleflate"
u=1,1 [m/s]	"hastighet luftstrøm"
"Samenhenger"	
P10=1 [atm]*convert(atm; kpa)	"atmosfærisk trykk"
h[20]=Enthalpy(AirH2O;T=T[20];w=omega[20];P=P10)	"entalpi i tørkekammer"
omega[20]=HumRat(AirH2O;T=T[20];r=R[20];P=P10)	"absolutt fuktighet i tørkekammer"
dp_20=DewPoint(AirH2O;T=T[20];w=omega[20];P=P10)	"duggpunkt i tørkekammer"
h[20]=h[30]	"tar opp fukt og ikke varme i tørkekammer"
T[30]=Temperature(AirH2O;h=h[20];r=R[30];P=P10)	"temperatur etter tørkekammer"
omega[30]=HumRat(AirH2O;T=T[30];r=R[30];P=P10)	"absolutt fuktighet etter tørkekammer"
R[40]=1	"våt kjøleflate"
omega[40]=HumRat(AirH2O;T=T[40];r=R[40];P=P10)	"absolutt fuktighet kjøleflate"
omega[10]=omega[20]	"bare varme tilføres ved kondensator for å nå punkt 20"
h[10]=Enthalpy(AirH2O;T=T[10];w=omega[10];P=P10)	"entalpi før kondensator"
n=7*7	"antall hull i tørkebrett"
r=10*Convert(mm;m)	"radius hull i tørkebrett"
A_tot=Pi#*r^2*n	"totalt tverrsnitt for gjennomstrømming av luft"
V_dot=A_tot*u	"volumstrøm luft"
rho_luft=Density(AirH2O;T=T[20];r=R[20];P=P10)	"tetthet in i fordamper"
m_dot_luft=V_dot*rho_luft	"massestrøm luft"
Q_f_luft=m_dot_luft*(h[30]-h[10])*convert(kW;W)	"effektbehov i fordamper (og kondensator)"
m_dot_fukt=(omega[30]-omega[20])*m_dot_luft*3600	"vann som tas opp av tørkeren kg/h"
SMER=m_dot_fukt/(W_dot*1)	"SMER=vann absorbert/kWh"
A_kanal=0,055*0,11*3	"tverrsnitt kanaler"
u_kanal=V_dot/A_kanal	"Lufthastighet i kanal"
rho_sugegass=Density(R600a;T=T[2];P=P[2])	"tetthet sugegassrør"
rho_trykkgass=Density(R600a;T=T[3];P=P[3])	"tetthet trykkgassrør"
rho_væske_f=Density(R600a;T=T[4];x=0)	"tetthet i væskerørrør før ventil"
x=Quality(R600a;T=T[5];h=h[4])	"dampkvalitet i punkt 5"
rho_væske_e=Density(R600a;T=T[5];x=0,1177)	"tetthet i væskerørrør før ventil"

Customer: LU-VE Group
Reference: Date: 10 marzo 2016
Vers. 1.25

FLUID OUTSIDE TUBES: Dry air
Mass flow Qa = 0,029 kg/s = 84,7 stmc/h
Volume flow Qin = 77,1 mc/h Qex = 74,6 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1 = -10,820 °C TS2 = -19,363 °C
Velocity (std/real) Vst = 0,376 m/s Vef = 0,337 m/s
Pressure loss Dpa = 0,579 Pa = 0,059 mm ca
on fan head-flow curve Dpi = 0,527 Pa Dpe = 0,510 Pa
Atmospheric pressure Pex = 101,325 kPa

FLUID INSIDE TUBES: ISOBUTAN
Flow rate Qr = 0,0007 kg/s = 4,2 lt/h
Temp./Press. evaporation Tr = -25,000 °C Pv = 58,427 kPa
Liquid/vapour Quality xl = 0,117 xv = 1,000
Liquid/vapour Temperature Tls = -21,309 °C Tvs = -15,000 °C
Liquid/vapour Velocity vl = 0,033 m/s vv = 11,759 m/s
Pressure loss Dpr = 10,140 kPa = 3,691 K
Pr.loss, gas header+deSH Dph = 0,395 kPa = 0,153 K

CAPACITY: P = 0,247 kW = 212,8 kcal/h

COIL TYPE: SRN35/ED/10T3R250A/CuAl/1V01

MATERIALS: Cu (tubes) - Al (fins) - Cu (headers) - Cu (conn)
Gas header D= 12 mm - 0 conn. side - Liq.head.Din= 12 mm

N. 0,3 FANS, Suction side, 0172PS04FA..ELCO 172-34ø-5 4p 50Hz "STV"
Elec.cons. 0 W, 0,00 A - Sound power level ,0 dB(A) (single fan, std)

Total sound power dB(A) = ,0

Total sound pressure dB(A): 10m hor=,0 vert=,0 - 5,0m hor=,0 vert=,0

DIMENSIONS: Fin pack 250x250x65

Coil weight est. = 0,90 kg (,5 Tube; ,4 Fin; ,0 Head)
External surface = 2,30 m²
Internal volume = 0,268 lt
Ext/int surface = 14,445
Tube: mFIN-E
Tube int. Diam. = 6,750 mm
Tube thickness = 0,300 mm
Fin spacing = 3,500 mm
Fin thickness = 0,130 mm
Tubes spacing = 25,000 mm
Rows spacing = 21,650 mm

Customer: LU-VE Group
Reference: Date: 14 marzo 2016
Vers. 1.25

FLUID OUTSIDE TUBES: Dry air
Mass flow Qa = 0,029 kg/s = 85,0 stmc/h
Volume flow Qin = 74,7 mc/h Qex = 77,7 mc/h
Temperature (inlet/outlet) TS1 = -20,000 °C TS2 = -9,847 °C
Velocity (std/real) Vst = 0,378 m/s Vef = 0,339 m/s
Pressure loss Dpa = 0,387 Pa = 0,039 mm ca
on fan head-flow curve Dpi = 0,340 Pa Dpe = 0,353 Pa
Atmospheric pressure Pex = 101,325 kPa

FLUID INSIDE TUBES: ISOBUTAN
Flow rate Qr = 0,0007 kg/s = 4,3 lt/h
Temp./Press. condensation Tr = -5,000 °C Pv = 130,977 kPa
Liquid/vapour Quality xl = 0,000 xv = 1,000
Liquid/vapour Temperature Tls = -5,450 °C Tvs = 30,000 °C
Liquid/vapour Velocity vl = 0,034 m/s vv = 5,495 m/s
Pressure loss Dpr = 2,165 kPa = 0,450 K
Pr.loss, gas header+deSH Dph = 0,308 kPa = 0,064 K

CAPACITY: P = 0,295 kW = 253,9 kcal/h

COIL TYPE: SRN35/Cond/10T2R250A/CuAl/1V01

MATERIALS: Cu (tubes) - Al (fins) - Cu (headers) - Cu (conn)
Gas header D= 12 mm - 0 conn. side - Liq.head.Din= 12 mm

N. 0,3 FANS, Suction side, 0172PS04FA..ELCO 172-34ø-5 4p 50Hz "STV"
Elec.cons. 0 W, 0,00 A - Sound power level ,0 dB(A) (single fan, std)

Total sound power dB(A) = ,0

Total sound pressure dB(A): 10m hor=,0 vert=,0 - 5,0m hor=,0 vert=,0

DIMENSIONS: Fin pack 250x250x43

Coil weight est. = 0,60 kg (,3 Tube; ,3 Fin; ,0 Head)
External surface = 1,53 m²
Internal volume = 0,179 lt
Ext/int surface = 14,445
Tube: mFIN-C
Tube int. Diam. = 6,750 mm
Tube thickness = 0,300 mm
Fin spacing = 3,500 mm
Fin thickness = 0,130 mm
Tubes spacing = 25,000 mm
Rows spacing = 21,650 mm

Product Data Sheet

HTK95AA

Variant Code 3^{*}

Revision 3

1 Application

Application	Refrigerant	Expansion Device	Cooling Type
LBP	R600a	Capillary	Static

1.1 Application Conditions

Max. Ambient temp. ¹	[°C]	43
Max. Steady discharge temp. ²	[°C]	120
Max. Peak discharge temp. ^{2, 5}	[°C]	135
Max. Steady condensing temp. ³	[°C]	60
Max. Peak condensing temp. ^{3, 5}	[°C]	70
Max. Winding temp. ⁴	[°C]	130

¹ ...static

² ...measured on discharge tube, 50 mm from the shell

³ ...measured in the middle of condenser

⁴ ...calculated out of the measured difference of resistance

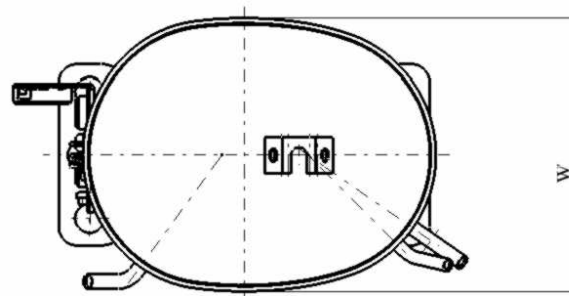
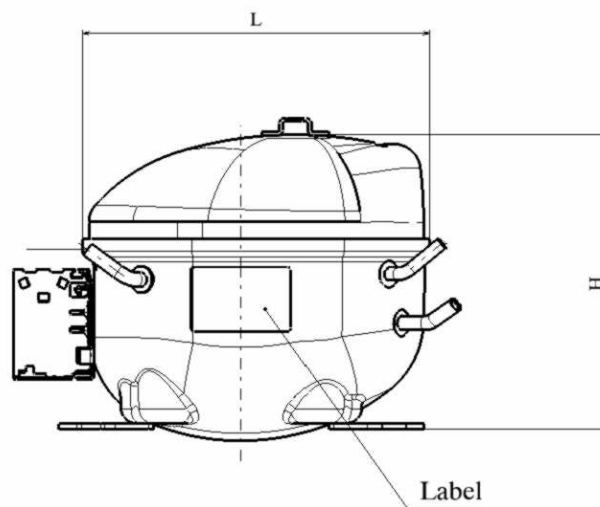
⁵ ...max 5% of lifetime

^{*} ...Variant code according to Label; see General Product Documentation

2 Mechanical Data

Displacement	[cm ³]	9,6
Net Weight ¹	[kg]	8,3
Oil Type		mineral
Oil Charge	[ml]	165
Oil Viscosity	[cst]	5
Suction muffler		Semi direct
Free Gas Volume	[cm ³]	1600
Length L	[mm]	237,5
Width W	[mm]	151,5
Height H	[mm]	167

¹...Compressor without accessories



3 Electrical Data

Power supply	[V]	220 - 240
Voltage range ¹	[V]	187 – 264
Frequency	[Hz]	50
Phase	[ph]	1
Motor type		RSIR/RSCR
Rated current / Locked rotor current @ steady state	[A]	0,66 / 4,9
Max. Locked rotor current measured after 4 sec	[A]	13,8 / 5,8
Main wind. Resistance @ 25°C	[Ω]	19,7
Start wind. Resistance @ 25°C	[Ω]	11,6

¹...@ +43°C windings temperature – 3,5 barA equalized pressure

All data measured according to EN 60335

3.1 Electrical Component Data

Terminal board		ECC
Starting device	Code	K100
PTC	Type	A
Run Capacitor	[μF]	3; 4

3.2 Motor Protector

Motor Protector	BDG	Wanbao	Sensata
Type	AE15BU x	B64-120 x	4TM 222 NFB YY x
Code	FC	MD	6C

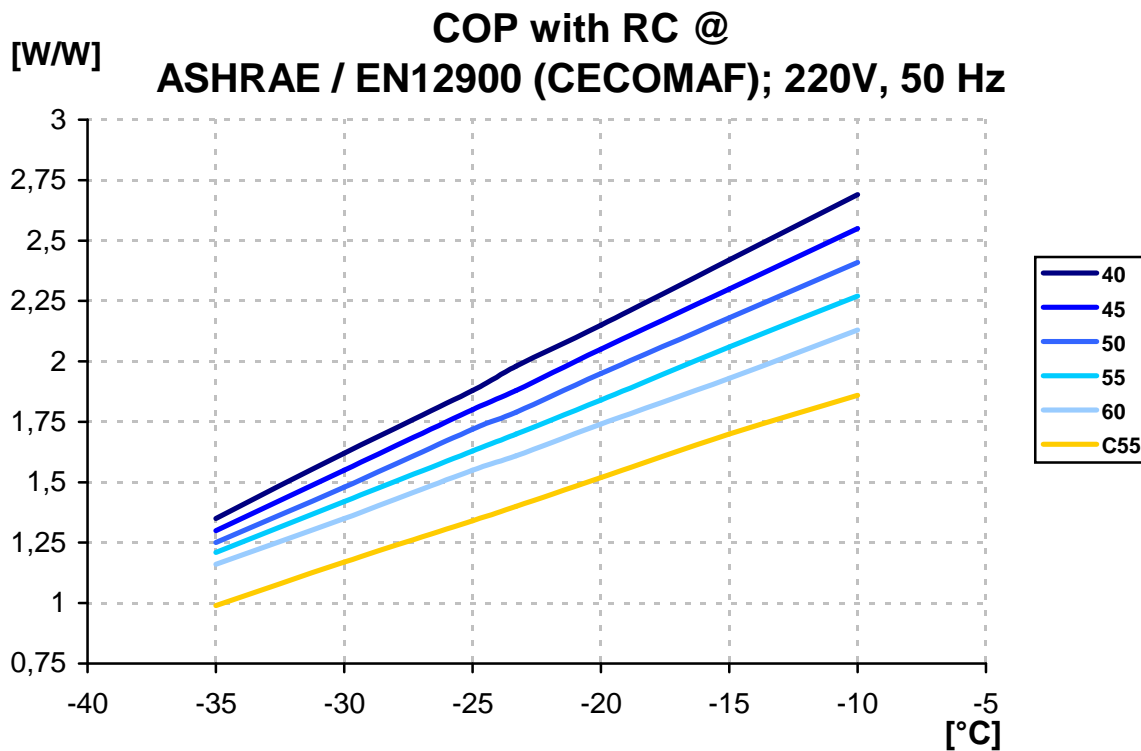
4 Performance Data

4.1 COP, Cooling Capacity and Input Power

Performance Table COP with RC @ ASHRAE / EN12900 (CECOMAF); 220V, 50Hz; [W/W]:

Evap. temp. [°C]		-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10	
Co nd en sin g te mp . @	ASHRAE [°C]	40	1,35	1,62	1,88	1,98	2,15	2,42	2,69
		45	1,30	1,55	1,80	1,88	2,05	2,30	2,55
		50	1,25	1,48	1,72	1,79	1,95	2,18	2,41
		55	1,21	1,42	1,63	1,70	1,84	2,06	2,27
		60	1,16	1,35	1,55	1,61	1,74	1,93	2,13
	EN12900 (CECOMAF) [°C]	C55	0,99	1,17	1,34	1,40	1,52	1,70	1,86

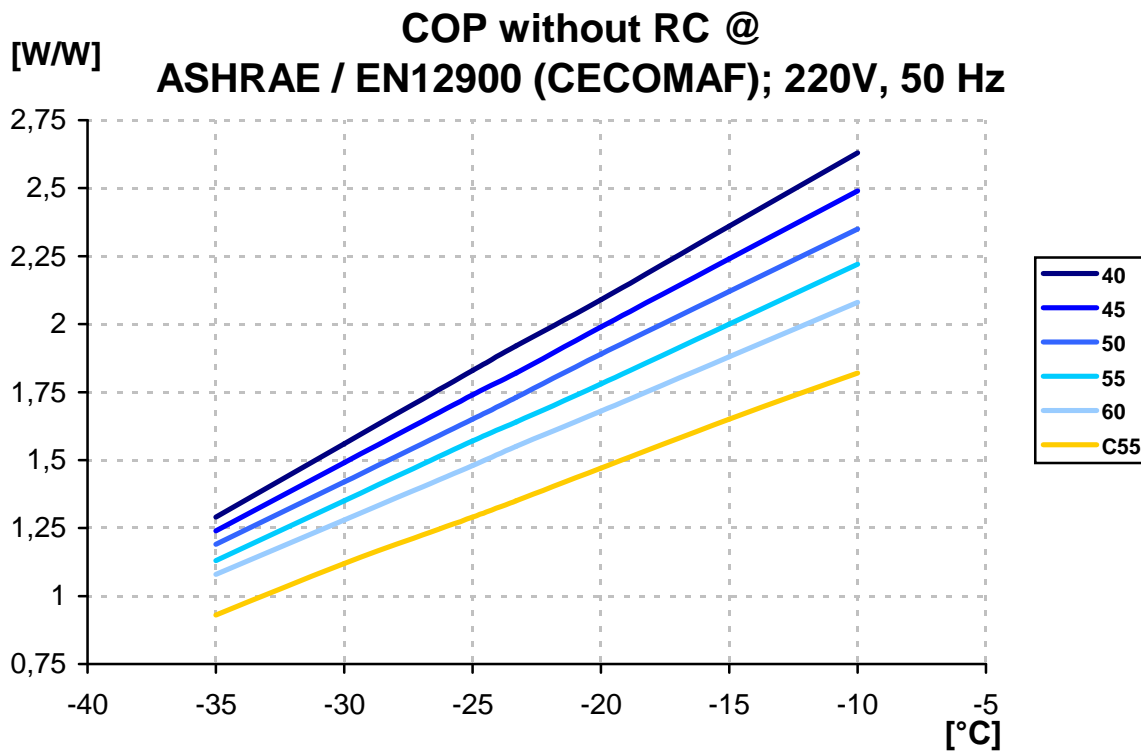
Performance Graph COP with RC:



Performance Table COP without RC @ ASHRAE / EN12900 (CECOMAF); 220V, 50Hz; [W/W]:

Evap. temp. [°C]		-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10	
Co nd en sin g te mp . @	ASHRAE [°C]	40	1,29	1,56	1,83	1,92	2,09	2,36	2,63
		45	1,24	1,49	1,74	1,82	1,99	2,24	2,49
		50	1,19	1,42	1,65	1,73	1,89	2,12	2,35
		55	1,13	1,35	1,57	1,64	1,78	2,00	2,22
		60	1,08	1,28	1,48	1,55	1,68	1,88	2,08
	EN12900 (CECOMAF) [°C]	C55	0,93	1,12	1,29	1,35	1,47	1,65	1,82

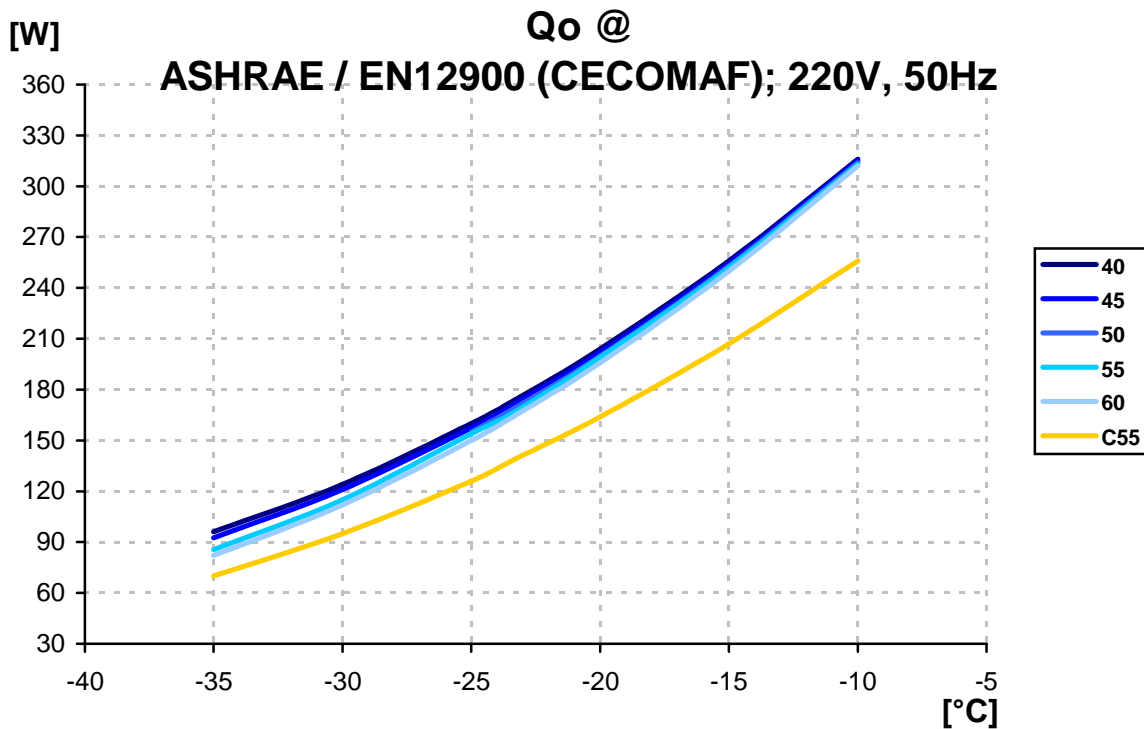
Performance Graph COP without RC:



Performance Table Cooling Capacity @ ASHRAE / EN12900 (CECOMAF); 220V, 50Hz; [W]:

Evap. temp. [°C]		-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10	
Co nd en sin g te mp . @	ASHRAE [°C]	40	96,1	124,0	159,9	174,0	203,9	255,9	316,0
		45	92,6	121,0	157,4	171,7	201,9	254,4	315,0
		50	89,1	118,0	154,9	169,3	199,9	252,9	314,0
		55	85,6	115,0	154,0	167,0	199,0	252,0	313,0
		60	82,1	112,0	149,9	164,7	195,9	249,9	312,0
	EN12900 (CECOMAF) [°C]	C55	70,0	95,0	126,0	139,0	164,0	207,0	257,0

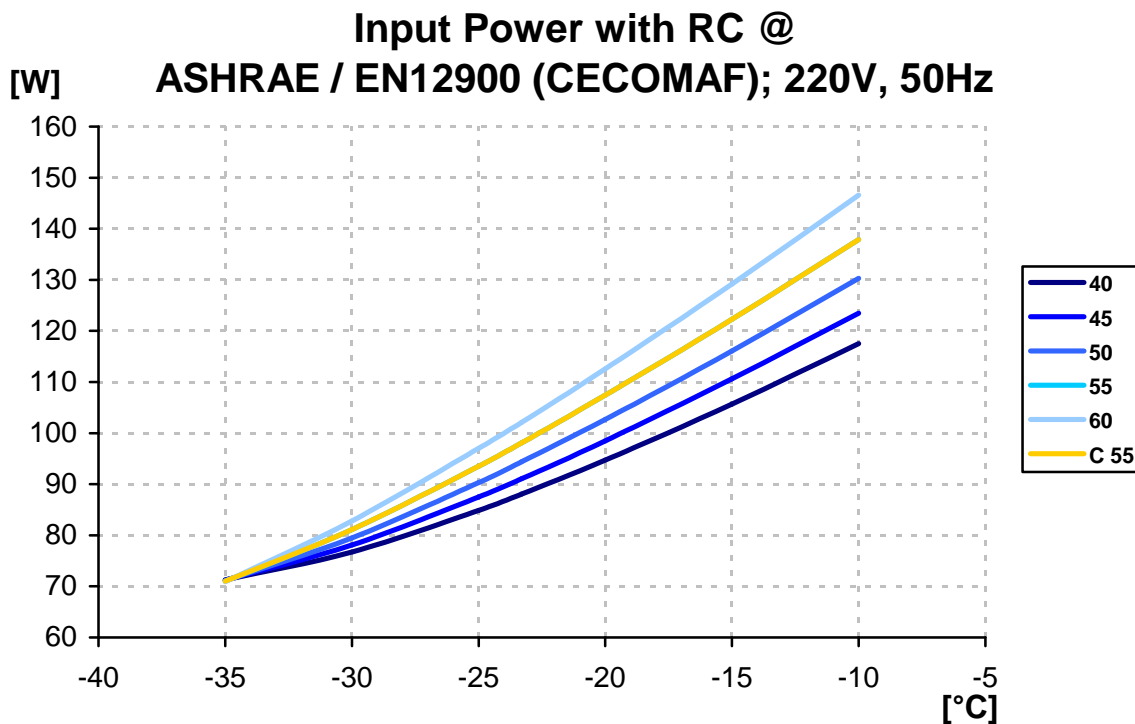
Performance Graph Cooling Capacity:



Performance Table Input Power with RC @ ASHRAE / EN12900 (CECOMAF); 220V, 50Hz; [W]:

Evap. temp. [°C]		-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10	
Co nd en sin g te mp . @	ASHRAE [°C]	40	71,3	76,7	84,9	88,1	94,7	105,7	117,5
		45	71,2	78,1	87,5	91,1	98,5	110,6	123,5
		50	71,1	79,5	90,3	94,4	102,7	116,1	130,3
		55	71,0	81,1	93,5	98,1	107,4	122,3	137,9
		60	70,9	82,8	97,0	102,1	112,6	129,2	146,6
	EN12900 (CECOMAF) [°C]	C55	71,0	81,1	93,5	98,1	107,4	122,3	137,9

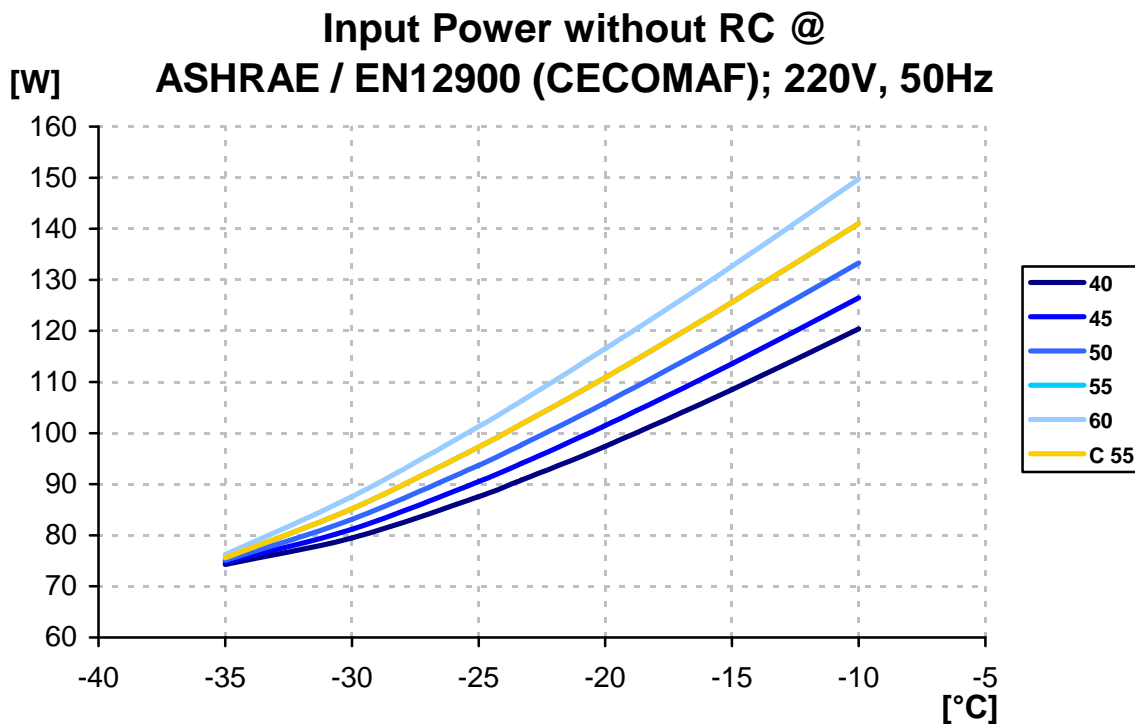
Performance Graph Input Power with RC:



Performance Table Input Power without RC @ ASHRAE / EN12900 (CECOMAF); 220V, 50Hz; [W]:

Evap. temp. [°C]		-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10	
Co nd en sin g te mp . @	ASHRAE [°C]	40	74,3	79,5	87,6	90,8	97,4	108,5	120,4
		45	74,7	81,2	90,5	94,1	101,5	113,6	126,5
		50	75,1	83,1	93,7	97,7	105,9	119,3	133,3
		55	75,6	85,2	97,3	101,8	110,9	125,6	141,0
		60	76,2	87,6	101,3	106,3	116,5	132,7	149,7
	EN12900 (CECOMAF) [°C]	C55	75,6	85,2	97,3	101,8	110,9	125,6	141,0

Performance Graph Input Power without RC:



Test Conditions @ 220V/50Hz		ASHRAE	EN12900 (CECOMAF)
Evaporating temp.	[°C]	-23,3	-25
Condensing temp.	[°C]	55	55
Sub cooling temp.	[°C]	32	55
Suction temp.	[°C]	32	32
Ambient temp.	[°C]	32	32

Tolerance Range:

COP	+/-7%
Cooling Capacity	+/-5%

4.2 Rated current @ 55°C condensing temperature

Evaporating temperature	[°C]	-30	-23,3	-10
Rated current with RC	[A]	0,40	0,48	0,64
Rated current without RC	[A]	0,60	0,67	0,80

5 Reliability Tests

High Temperature CECOMAF GT4 – 002	passed
Wear CECOMAF GT4 – 003	passed
On – Off CECOMAF GT4 – 004	passed
Transport test ASTM D4728	passed

Coolselector2

Project information

Project name:
 Comments:
 Created by:
 Coolselector2 version: 1.1.1.70. Database: 5.6.6.1.3
 Printed: Sunday 12. June 2016
 Preferences used: R600a

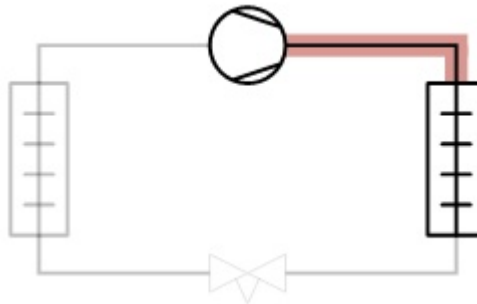
Piping: Piping 1

Operating conditions

Refrigerant:	R600a	Cooling capacity:	0,234 kW
Mass flow in line:	2,414 kg/h	Heating capacity:	0,262 kW
Evaporating temperature:	-25,0 °C	Condensing temperature:	-5,0 °C
Evaporating pressure:	0,579 bar	Condensing pressure:	1,304 bar
Useful superheat:	10,0 K	Subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Additional subcooling:	0 K
Discharge temperature:	13,5 °C		

System and line: *Dry expansion system. Discharge line*

Selection criteria: *Velocity: 15,00 m/s. Length: 1,51 m*



Selection: Copper pipe ANSI 1/4 NS 6

Type	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8
NS	6,35	7,92	9,53
DP [bar]	0,016	0,005	0,002
DT_sat [K]	0,3	0,1	0,0
DP [K/m]	0,223	0,062	0,021
Velocity, in [m/s]	11,08	6,51	4,13
Velocity, out [m/s]	11,22	6,54	4,14

Coolselector2

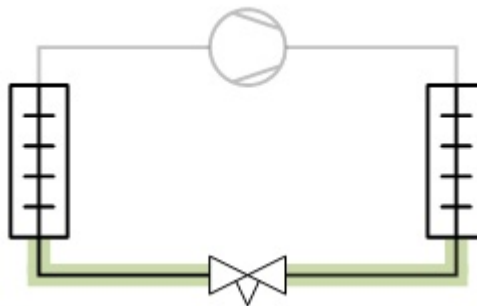
Piping: Piping 2

Operating conditions

Refrigerant:	R600a	Cooling capacity:	0,234 kW
Mass flow in line:	2,414 kg/h	Heating capacity:	0,262 kW
Evaporating temperature:	-25,0 °C	Condensing temperature:	-5,0 °C
Evaporating pressure:	0,579 bar	Condensing pressure:	1,304 bar
Useful superheat:	10,0 K	Subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Additional subcooling:	0 K
Discharge temperature:	13,5 °C		

System and line: *Dry expansion system. Liquid line*

Selection criteria: *Velocity: 1,00 m/s. Length: 1,36 m*



Selection: Copper pipe ANSI 1/4 NS 6

Type	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8
NS	6,35	7,92	9,53
DP [bar]	0,000	0,000	0,000
DT_sat [K]	0,0	0,0	0,0
DP [K/m]	0,004	0,001	0,001
Velocity, in [m/s]	0,06	0,04	0,02
Velocity, out [m/s]	0,06	0,04	0,02

Coolselector2

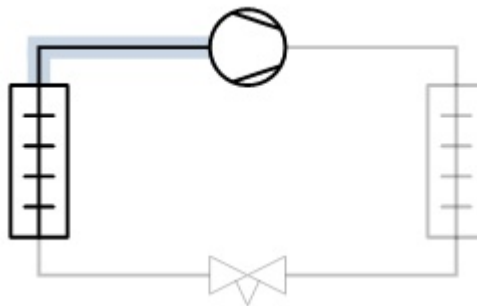
Piping: Piping 3

Operating conditions

Refrigerant:	R600a	Cooling capacity:	0,234 kW
Mass flow in line:	2,414 kg/h	Heating capacity:	0,262 kW
Evaporating temperature:	-25,0 °C	Condensing temperature:	-5,0 °C
Evaporating pressure:	0,579 bar	Condensing pressure:	1,304 bar
Useful superheat:	10,0 K	Subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Additional subcooling:	0 K
Discharge temperature:	13,5 °C		

System and line: *Dry expansion system. Suction line*

Selection criteria: *Velocity: 12,00 m/s. Length: 1,00 m*



Selection: Copper pipe ANSI 3/8

Type	ANSI 1/4	ANSI 5/16	ANSI 3/8	ANSI 1/2	ANSI 5/8
NS	6,35	7,92	9,53	12,7	15,88
DP [bar]	0,022	0,006	0,002	0,000	0,000
DT_sat [K]	0,9	0,2	0,1	0,0	0,0
DP [K/m]	0,853	0,236	0,079	0,016	0,005
Velocity, in [m/s]	22,82	13,41	8,51	4,33	2,67
Velocity, out [m/s]	23,71	13,56	8,54	4,34	2,67

Coolselector2

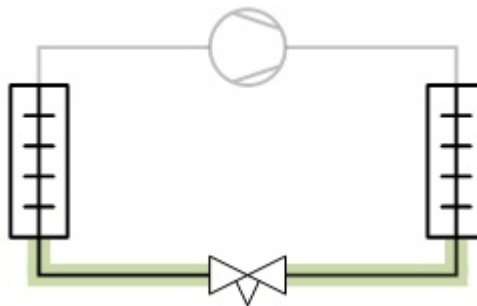
TXV: TXV 1

Operating conditions

Refrigerant:	R600a	Cooling capacity:	0,234 kW
Mass flow in line:	2,414 kg/h	Heating capacity:	0,262 kW
Evaporating temperature:	-25,0 °C	Condensing temperature:	-5,0 °C
Evaporating pressure:	0,579 bar	Condensing pressure:	1,304 bar
Useful superheat:	10,0 K	Subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Additional subcooling:	0 K
Discharge temperature:	13,5 °C		

System and line: *Dry expansion system. Liquid line*

Selection criteria: *Load: 100 %. Distributor pressure drop: 0 bar*



Selection: TU - 5 NS 10



Type	TU - 3	TU - 4	TU - 5	TU - 6	TU - 7
NS	9,53	9,53	9,53	9,53	9,53
Range	N	N	N	N	N
Nominal capacity [kW]	0,128	0,197	0,266	0,406	0,541
Min. capacity [kW]	0,032	0,049	0,067	0,102	0,135
Load [%]	184	119	88	58	43
DP [bar]	0,725	0,725	0,725	0,725	0,725
Velocity, in [m/s]	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02