

Optimalisering av energibruk og kvalitet innen klippfisktørking

Ståle Alvestad

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2007
Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Oppgavetekst

Mål

Målsettingen med oppgaven er å redusere energibruken i tverrblåste klippfisktørker uten at dette går på bekostning av kvalitet.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudium vedrørende energibruk og kvalitet ved varmepumpetørker
2. Foreslå måleopplegg og gjennomføre målinger på anlegg for å komme frem til tiltak som skal begrense ujevn tørking
3. Gjennomføre teoretisk beregning av luftfordeling ved hjelp av simuleringverktøy av konkret tørketunnel.
4. Gjennomregning av hovedkomponenter i luftbehandlingsenheten med mål om å redusere energiforbruk
5. Utarbeide forslag til systemløsninger for anvendelse av overskuddsvarme fra tørkeanlegget.
6. Foreslå konkrete tiltak til forbedringer av tørkeanlegget.

Oppgaven gitt: 15. januar 2007

Hovedveileder: Trygve Magne Eikevik, EPT

Forord

Masteroppgaven ble utført ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, og i samarbeid med SINTEF Energiforskning AS. Det ble gjort målinger hos Scanprod AS, som er en klippfiskprodusent.

Jeg vil gjerne takke hovedveileder Trygve Eikevik, og medveilederne Per M. Walde og Ola M. Magnussen for samarbeid og hjelp jeg har fått under arbeidet med oppgaven. Videre vil jeg takke de ansatte ved Scan-Mar AS og Scanprod AS for godt samarbeid under målingene.

Jeg har også fått god hjelp av flere andre ved NTNU og SINTEF, og vil derfor også takke Håkon Skistad, Ivar S. Ertesvåg, Geir Skaugen, Kåre Aflekt, Per Egil Gullsvåg, Reidar Kristoffersen, Ole Melhus og alle andre som har bidratt.

Trondheim, 12.06.07

Ståle Alvestad

Sammendrag

For tørking av klippfisk, ble det i litteraturstudiet funnet at fiskens tørkehastighet påvirkes av temperatur, relativ luftfuktighet og lufthastighet. Dannelse av tørkeskorpe kommer som et resultat av at det fjernes vann fra fisken, og i mindre grad av hard tørking. Det er to hovedtyper av varmpumpetørker for klippfisk. Kontinuerlige, langsblåste tørker vil innstille seg til stabil drift, og har høy oppfukning av tørkeluft og god energiutnyttelse gjennom hele tørkeforløpet. I tverrblåste batchtørker vil oppfukning av tørkeluft og energiutnyttelse avta utover i tørkeforløpet, og de er derfor generelt mindre energieffektive enn førstnevnte type.

På ei tverrblåst batchtørke ble det gjort målinger av det følgende:

- Temperaturer og relativ luftfuktighet i tørkeluft.
- Temperaturer på en fordamper og en kondensator i varmpumpeanlegget.
- Elektrisk effekt tilført kompressorer og vifter.
- Stigning i statisk trykk over sirkulasjonsvifter.

Målingene på fordamper og kondensator ble brukt til å vurdere anleggets regulering. Fra målingene på fordamperen, ble det funnet en verdi for fordampningstemperatur. Sammen med effektmålinger og tidligere temperaturmålinger (fordypningsprosjekt), ble fordampningstemperaturen brukt til beregninger på varmpumpeanlegget. Det ble funnet lave virkningsgrader for kompressorer og motorer. I kombinasjon med målingene i tørkeluft, ble det gjort beregninger på fordamper og kondensator med Hxsim. Det ble funnet en verdi for kuldeytelse som sammen med målt elektrisk effekt til kompressorene, ga en lav verdi for kuldefaktor. Kondensatorytelsen var betydelig lavere enn kuldeytelsen, noe som kan forklares med at det er flere andre kilder til oppvarming i tørka.

Lufthastighetsmålingene ble gjort på luft som strømmet ut fra vognene, da sirkulasjonsviftene og aggregatviftene blåste i samme retning. De viste ganske jevn hastighet for luft som strømmer ut fra brettene, og høye hastigheter over og under vognene. Lufthastighetsmålingene ble brukt til å beregne volumstrøm i tørketunnelen, som sammen med måling av stigning i statisk trykk, ble brukt til beregninger på sirkulasjonsviftene. Beregningene viste at viftene hadde lav virkningsgrad, og at effektforbruket ser ut til å kunne bli mye lavere med reduksjon av turtall.

Det var store temperatursvingninger i kondensatorene i tørka, noe som også ga temperatursvingninger i tørkelufta. Beregningene på tørkeluft viste at oppfuktinga faller raskt til en lav verdi under tørkeforløpet. Spesielt tidlig i tørkeforløpet, ble det mye lavere oppfukning da sirkulasjonsviftene og aggregatviftene blåste mot hverandre, enn da de blåste i samme retning. Liten oppfukning gir stort energibehov til avfukting. Tørkas totale effektforbruk er tilnærmet konstant gjennom hele tørkeforløpet, og energiutnyttelsen blir derfor dårlig.

For simulering av luftstrømning i tørketunnelen, ble det bygd opp flere todimensjonale modeller med programmet Comsol Multiphysics. Modellen av den eksisterende tunnelen viste de samme tendensene i strømningen som hastighetsmålingene, men andre verdier for hastighet og trykk enn det målingene skulle tilsi. Det ble også laget modeller for å se på virkningene av ulike typer stengsler og redusert lufthastighet.

Abstract

In a survey in literature regarding the drying of heavily salted codfish (clipfish), it was found that the drying speed is influenced by temperature, relative humidity and air velocity. The formation of crust on the surface of the fish, comes from the removal of water from the fish, and not so much from intensive drying. Continues dryers have better energy efficiency than batchdriers.

The following measurements were conducted on a batchdrier:

- Temperatures and relative humidity in drying air.
- Temperatures on the heat pumps evaporator and condenser.
- Electrical power consumption for the compressors and fans.
- The increase in static pressure over the circulation fans.

The measurements on the evaporator and the condenser were used to evaluate the heat pumps regulation. From the measurements on the evaporator, a value for the evaporation temperature was found. Together with the measurements of electrical power, and some temperature measurements from an earlier project, the evaporation temperature was used for calculations on the heat pump system. There was found low efficiency for the compressors and engines. In combination with measurements in the drying air, calculations on the evaporator and condenser were done. The value for the evaporator performance gave, together with the measured power consumption for the compressors, a low value for the coefficient of performance (COP). The value for the condenser performance was considerably lower than the evaporator performance, but this is possibly due to the many other sources of heating of the drying air.

The measurements of air velocity were conducted on the airflow out of the wagons, when the circulation fans and the fans on the air dehumidifier blew in the same direction. The air velocity out from the trays was quite even, and there were high velocities under and above the wagons. The air velocities were used for calculations of the air flow, which together with the measurements of increase in static pressure, were used in the calculations for the circulation fans. The calculations showed low fan efficiencies, and there seems to be a high potential for lower energy consumption if the rotational speed is reduced.

The temperature in the condensers inside the drier had large fluctuations, which also gave the temperature of the drying air fluctuations. The calculations on the drying air showed that the moisturisation of the drying air fell rapidly to a low value. When the circulation fans and the dehumidifier fans blew against each other, the moisturisation was lower than when they blew in the same direction. This was especially obvious early in the drying period. The total power consumption is nearly constant through the whole drying period, and this gives an energy efficiency which is low.

For the simulation of the airflow in the drying tunnel, several two-dimensional models were made with the program Comsol Multiphysics. The model of the existing tunnel showed the same tendencies as the measurement of air velocity, but other values for velocity and pressure than the measurements. There were also made models to analyze the effects of air barriers and reduces airflow.

1 Innledning.....	1
2 Litteraturstudier.....	2
2.1 Tørkeprosessen og produktets kvalitet.....	2
2.2 Tørketunneler og luftstrømning	3
2.3 Varmepumpeanlegg og energibruk.....	5
3 Tverrblåst batchtørke hos Scanprod AS.....	9
3.1 Beskrivelse av anlegg og drift.....	9
3.2 Beskrivelse av varmpumpeanlegget.....	11
4 Målinger på tørkeanlegg.....	12
5 Målinger på tørkeluft.....	13
5.1 Metode.....	13
5.2 Resultater og diskusjon	14
6 Målinger på varmpumpeanlegg.....	25
6.1 Metode.....	25
6.2 Resultater og diskusjon for fordamper.....	28
6.3 Resultater og diskusjon for kondensatoren	31
7 Målinger av tilført elektrisk effekt	35
7.1 Metode.....	35
7.2 Resultater og diskusjon	35
8 Middelerverdier for temperaturer, relativ luftfuktighet og elektrisk effekt.....	40
8.1 Metode.....	40
8.2 Resultater og diskusjon	40
9 Regulering av temperatur i tørkeluft.....	45
10 Beregninger på varmpumpeanlegg.....	46
11 Beregninger med RnLib.....	47
11.1 Metode og resultater.....	47
11.2 Diskusjon.....	50
12 Beregninger med kompressorprodusentens programvare.....	52
12.1 Metode.....	52
12.2 Resultater og diskusjon	52
12.3 Kurver for kompressorens virkningsgrader.....	53
13 Simuleringer i Hxsim	59
13.2 Beregninger på fordamperen.....	59
13.3 Resultater og diskusjon for fordamperen	60
13.4 Beregninger på kondensatoren.....	61
13.5 Resultater og diskusjon for kondensatoren	62
13.6 Optimalisering av fordamper	63
13.7 Reduksjon i teoretisk kompressorarbeid	63
13.8 Resultater og diskusjon for optimalisering av fordamper	64
14 Energibalanse for væsketank.....	66
15 Måling av lufthastigheter	67
15.1 Metode.....	67
15.2 Resultater og diskusjon	67
16 Beregning av volumstrømmer i tørka.....	72
17 Målinger av stigning i statisk trykk over sirkulasjonsvifter.....	73
17.1 Metode.....	73

17.2 Resultater og diskusjon	73
18 Beregninger på vifter	74
18.1 Sirkulasjonsviftenes virkningsgrad med volumstrøm fra viftekarakteristikk	74
18.2 Sirkulasjonsviftenes virkningsgrad med volumstrøm fra lufthastigheter	75
18.3 Volumstrøm fra vifter som roterer feil vei	75
18.4 Bruk av kun vifter som roterer rett vei	75
18.5 70 % av ordinær luftmengde	77
19 Varmebalanse for tørketunnelen	79
20 Strømningsmønster i tørketunnel	80
20.1 Drifttilstand A, sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåser samme vei	80
20.2 Drifttilstand B, sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåser mot hverandre	80
21 Beregninger på tørkeluft	81
21.1 Metode	81
21.2 Resultater og diskusjon	84
21.3 Beregning av SMER	88
21.3 Sammenligning med kuldeytelse og kondensatorytelse beregnet med Hxsim	88
22 Strømningsregime i tørketunnelen	90
23 Turbulensmodellering	91
23.1 Grunnlikninger for inkompressibel strømning	91
23.2 Reynoldsligninger	92
23.3 Standard k- ϵ -modell	92
23.4 Logaritmisk vegglov	93
24 Kort om elementmetoden	94
25 Simuleringer i Comsol Multiphysics	95
25.1 Metode	95
25.2 Resultater og diskusjon	99
26 Oppsummering av de viktigste resultatene	112
27 Konklusjon	116
28 Forslag til forbedringer	118
29 Forslag til videre arbeid	121
Referanser	122
Vedlegg 1 Sirkulasjonsvifter	I
Vedlegg 2 Aggregatvifter	II
Vedlegg 3 Systemtegninger fra Frigosistema	III
Vedlegg 4 Effektmålinger med printer	VII
Vedlegg 5 Resultater fra simulering av fordamper i Hxsim	IX
Vedlegg 6 Resultater fra simulering av kondensator i Hxsim	XXI
Vedlegg 7 Målinger i tørkeluft fra fordypningsprosjekt	XXIV
Figur 1. Tørketunnel sett fra utlastningsside	10
Figur 2. Luftbehandlingsaggregat oppe på himling	11
Figur 3. Plassering av måleutstyr foran fordamper	13
Figur 4. Plassering av måleutstyr bak aggregatvifter	13
Figur 5	14
Figur 6	15
Figur 7	16

Figur 8	17
Figur 9	18
Figur 10	18
Figur 11	19
Figur 12	19
Figur 13	20
Figur 14	21
Figur 15	21
Figur 16	22
Figur 17	22
Figur 18	23
Figur 19	23
Figur 20	24
Figur 21	24
Figur 22. Plassering av måleutstyr på fordamperens ene sidekant	26
Figur 23. Fordamperens andre sidekant	26
Figur 24. Kondensatorens sidekanter med plassering av måleutstyr	27
Figur 25	28
Figur 26	28
Figur 27	29
Figur 28	29
Figur 29	30
Figur 30	30
Figur 31	31
Figur 32	32
Figur 33	32
Figur 34	33
Figur 35	33
Figur 36	34
Figur 37	35
Figur 38	36
Figur 39	36
Figur 40	37
Figur 41	Error! Bookmark not defined.
Figur 42	39
Figur 43. Log p-h diagram for prosessen i varmpumpeanlegget	48
Figur 44	54
Figur 45	55
Figur 46	55
Figur 47	56
Figur 48	57
Figur 49	57
Figur 50	58
Figur 51. Fordamperens rørføring	60
Figur 52. Kondensatorens rørføring	62
Figur 53. Lufthastigheter på kompressorside i tilstand A	68
Figur 54	68

Figur 55	69
Figur 56	69
Figur 57	70
Figur 58	70
Figur 59. Lufthastigheter inn mot fordampner	71
Figur 60. Hx-diagram for prosessen i tilstand A tidlig i tørkeforløpet	82
Figur 61. Avvanning målt under fordypningsprosjekt	87
Figur 62	88
Figur 63. Tegning av tørketunnel brukt i simulering	96
Figur 64. Nettverk av elementer	97
Figur 65. Nettverk av elementer, nærbilde	98
Figur 66. Hastighetsfelt fra modell som er basert på eksisterende tørketunnel	99
Figur 67	100
Figur 68. Pilplott av hastighetsfelt	101
Figur 69. Strømlinjeplott av hastighetsfelt	101
Figur 70. Trykkfelt	102
Figur 71. Plott av Reynoldstall i celler	102
Figur 72. Skjørt på viftesida	103
Figur 73. Skjørt på kompressorsida	104
Figur 74. Skjørt på begge sider	105
Figur 75. Uten fjøl på viftesida	106
Figur 76. Fjøl på begge sider	107
Figur 77. Halv fjøl på begge sider	108
Figur 78. Halv fjøl på hver side, skjørt på kompressorside	109
Figur 79. Nitten brett på hver vogn	110
Figur 80. Innløpshastighet redusert til 70 %	111

Tabell 1. Enkeltmålinger av elektrisk effekt	38
Tabell 2. Middelerverdier for temperaturer i varmpumpeanlegg	40
Tabell 3. Middelerverdier for tilstander i fuktig luft	42
Tabell 4. Middelerverdier for total elektrisk effekt tilført	44
Tabell 5. Middelerverdier for temperaturer i varmpumpeanlegg	47
Tabell 6. Tilstander i log p-h diagram	48
Tabell 7. Tall fra kompressorprogram, 100 % kapasitet hos kompressor	52
Tabell 8. Tall fra kompressorprogram, 66 % kapasitet hos kompressor	52
Tabell 9. Tall fra kompressorprogram, 33 % kapasitet hos kompressor	52
Tabell 10. Resultater fra beregning på fordampneren	60
Tabell 11. Resultater fra beregning på kondensatoren	62
Tabell 12. Resultater fra optimalisering av fordampner	64
Tabell 13. Trykkstigning over vifter	73
Tabell 14. Massestrømmer i tørka	81
Tabell 15. Tilstandsendinger i figur 60	82
Tabell 16. Tilstander i tørkeluft tidlig i tørkeforløpet. Drifttilstand A. Innstilt tørketemperatur var 19 °C	84
Tabell 17. Tilstander i tørkeluft midt i tørkeforløpet. Drifttilstand A. Innstilt tørketemperatur var 19 °C	84

Tabell 18. Tilstander i tørkeluft seint i tørkeforløpet. Driftstilstand A. Innstilt tørketemperatur var 23 °C.....	85
Tabell 19. Tilstander i tørkeluft tidlig i tørkeforløpet. Driftstilstand B. Innstilt tørketemperatur var 19 °C.....	85
Tabell 20. Tilstander i tørkeluft midt i tørkeforløpet. Driftstilstand B. Innstilt tørketemperatur var 19 °C.....	85
Tabell 21. Tilstander i tørkeluft seint i tørkeforløpet. Driftstilstand B. Innstilt tørketemperatur var 23 °C.....	86
Tabell 22. Verdiene er beregnet fra tabellene 3-8.....	87

Symbolliste:

COP	coefficient of performance (kuldefaktor)
Q_0	kuldeytelse (fordamperytelse)
Q_c	kondensatorytelse
P_{el}	elektrisk effekt
$SMER$	specific moisture extraction rate
h	spesifikk entalpi
x	absolutt fuktighet
η	isentropisk virkningsgrad
\dot{m}	massestrøm
W_K	kompressorens effektbehov
λ	leveringsgrad
V_{inns}	innsugd volum
V_S	slagvolum
RH	relative humidity (relativ luftfuktighet)
ρ	tetthet
u	hastighet
τ	skjærspenning
p	trykk
f_i	akselerasjon pga. fjernkraft (massekraft) i x_i -retning
μ	dynamisk molekylær viskositet
μ_B	bulkviskositet
k	turbulensenergi
ε	dissipasjonsledd i ligninga for turbulensenergi
φ	en tilfeldig variabel
μ_t	dynamisk turbulensviskositet
ν	kinematisk turbulensviskositet
δ_{ij}	Kronecker-delta; =1 når $i=j$; =0 når $i \neq j$
P_k	produksjonsledd i ligninga for k .

1 Innledning

Dette er rapporten for Masteroppgaven i Sivilingeniørstudiet ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU). Utgangspunktet er at SINTEF Energiforskning AS gjennomfører et større prosjekt for Fiskeri- og havbruksnæringens Landsforening om produksjon av klippfisk. Oppgaven er ei videreføring av arbeidet som ble gjort i fordypningsprosjektet høsten 2006, og noen av resultatene fra rapporten for fordypningsprosjektet brukes i oppgaven.

Opgaven er løst gjennom litteraturstudium, målinger på ei varmepumpeørke for produksjon av klippfisk, og beregninger og simuleringer basert på måleresultatene.

Grunnlaget for litteraturstudiet har vært rapporter fra NTNU og SINTEF om varmepumpeørking av klippfisk. Disse rapportene har også blitt brukt som sammenligningsgrunnlag under bearbeiding av måleresultatene. Under søk etter mer litteratur, ble det funnet lite om tørking av klippfisk. Det ble derfor benyttet en del annen litteratur som ble antatt å være aktuell. For fiskens tørkeprosess ble det sett på tørking av annen saltet fisk. For luftfordeling i tørketunneler, ble det sett på tørketunneler som har lignende størrelse, utforming og bruk av vogner som klippfisktørker. For energianlegg og prosesser i fuktig luft, ble det sett på varmepumpeørking ved lignende temperaturer som ved klippfisktørking.

Målingene ble gjort på ei av tørkene til Scanprod AS på Gjørundsæter på Valderøy utenfor Ålesund i perioden 15. til 22. februar 2007. Det ble gjort målinger på tørke 2, mens det under fordypningsprosjektet høsten 2006 ble gjort målinger på tørke 3.

Beregninger på varmepumpeanlegget ble gjort med RnLib i Excel, kompressorprodusenten Bitzers program, og Hxsim 2007 Basic, og beregninger på fuktig luft ble gjort med HxLib i Excel.

Simulering av luftstrømning i tørketunnelen ble gjort med programmet Comsol Multiphysics 3.3. I forbindelse med bruken av dette programmet, ble det foretatt et litteraturstudium om turbulensmodellen som brukes, et kort litteraturstudium om elementmetoden, og deltatt i et introduksjonskurs gjennom faget Varmer- og massetransport. HxSim 2007 Basic ble behandlet på en mindre omfattende måte, blant annet fordi det finnes mye mindre dokumentasjon om dette programmet.

Siden det er brukt mange forskjellige metoder i oppgaven, er det valgt å ikke ha ei streng inndeling av rapporten i beskrivelse av metoder, resultater og diskusjon. Det er i stedet presentert metoder og resultater, og diskutert i hvert kapittel, og dette er forsøkt gjort på en slik måte at leseren kan følge med i resonnetet. Til slutt oppsummeres de viktigste resultatene før konklusjonen.

Det ble ikke funnet tid til å arbeide med punkt 5 i oppgaveteksten: "Utarbeide forslag til systemløsninger for anvendelse av overskuddsvarme fra tørkeanlegget."

2 Litteraturstudier

2.1 Tørkeprosessen og produktets kvalitet

Klippfisk er hodekappet, flekket, saltet og tørket fisk. De fiskearter som brukes i klippfiskproduksjon, tilhører alle torskefamilien, Gadidae. Det er torsk, lange, brosme, hyse og sei. Før salting har fisken et vanninnhold på omtrent 80,5 %. Fisken kan saltes både med lakesalting og tørrsalting. Under saltingen vil fisken ta opp salt, og avgi vann. Under saltingen vil fisken gjennomgå en modningsprosess som gir spesiell smak og aroma. Man tror at denne modningen skyldes salttolerante enzymer og bakterier. Etter ca. en måned regnes fisken som saltmoden, og er da klar for tørking. Vanninnholdet er da sunket til rundt 57 %. Proteininnhold og saltinnhold er henholdsvis rundt 24 % og 18 %. [Strømmen, 1980] [Lynum, 2005]

Tørking av klippfisk skjer ved konveksjonstørking, der tørkeluft strømmer forbi fisken. Ved tørkingens start er fiskens overflate fuktig, men hvor mye fritt vann det er utenpå fisken varierer. Man får en gradvis økning i tørkehastighet til fisken har blitt varmet opp til tørkeluftens våtkuletemperatur. Fisken kommer da i termisk likevekt med tørkeluften, og man får en periode med konstant tørkehastighet. Etter en periode med konstant tørkehastighet, vil fukttransport innenfra ut til fiskens overflate begynne å gå seinere enn fordampning fra overflaten. Overflaten tørker ut, og man er nå over i perioden med fallende tørkehastighet. Det tørre sjiktet øker i tykkelse innover i fisken, og gir stadig større motstand mot fukttransport ved diffusjon. Tørkehastigheten øker med økende temperatur og tørrhet i tørkeluft. Lufthastighet har størst innvirkning på tørkehastigheten tidlig i tørkeprosessen. Økning i lufthastighet inntil 2-3 m/s gir økt tørkehastighet. Videre økning i lufthastighet gir kun i liten grad økning i tørkehastighet. [Strømmen, 1980] Siden ikke hele fiskens overflate blir tørr samtidig, kan perioden med fallende tørkehastighet igjen deles inn i to: Perioden med lineært fallende tørkehastighet starter når overflaten begynner å tørke ut. Den andre perioden med fallende tørkehastighet begynner når all overflate er tørr. Stor fisk har lavere tørkehastighet enn små fisk. [Walde, Jonassen, 2006d] Torsk tørker betydelig raskere enn sei. [Jonassen, Walde, 2006e]

Klippfisk tørkes til forskjellige tørrhetsgrader med vanninnhold mellom 30 % og 50 %. En vanlig tørrhetsgrad er 7/8 tørr, som har et vanninnhold på 45 %. Proteininnhold og saltinnhold er her henholdsvis 34,5 % og 19 %. Salting og tørking senker fiskens vannaktivitet. Vannaktivitet er et mål på hvor mye fritt vann fisken inneholder, og er definert som forholdet mellom vandamptrykket over varen, og vandamptrykket over rent vann ved samme temperatur. [Strømmen, 1980] Senking av vannaktivitet fører til at mikroorganismer hemmes, og øker varens holdbarhet. Sammenhengen mellom vannaktivitet og vanninnhold beskrives med sorpsjonsisotermer. På grunn av det høye saltinnholdet i klippfisk, trengs det ikke så mye tørking for å senke vannaktiviteten. Sorpsjonsisotermer for klippfisk er slik at man ikke trenger å fjerne mye vann for å komme ned i en vannaktivitet på rundt 0,7, mens ytterligere senking av vannaktivitet krever forholdsvis mye fjerning av vann. Klippfisk når en vannaktivitet på 0,7 ved 42 % vanninnhold, mens tørrfisk til sammenligning må ned i 12 % vanninnhold. [Lynum, 2005]

Hvis fisken tørkes ved for høy temperatur, kan den bli utsatt for brenning. Brenning er denaturering (nedbryting) av fiskens proteiner, og gir forringelse av kvaliteten. Strømmen (1980) har gjort tørkeforsøk, og funnet at ved tørking fram til 7/8 tørr fisk, må tørkeluftens temperatur være under 27 °C. For tørrere fisk tåles noe høyere temperatur. Jonassen og Walde (2006e) har også gjort tørkeforsøk, og fant at brenning inntreffer i temperaturområdet 26,5 °C til 27 °C. Ved hard tørking (høy lufttemperatur og lav relativ fuktighet) kan det dannes tørkeskorpe av utfelt salt og limstoffer. Tørkeskorpe kan gi redusert tørkehastighet, og føre til denaturering av proteiner. [Lynum, 2005] Strømmen (1980) og Jonassen og Walde (2006e) har funnet at tørkeskorpe på klippfisk dannes etter hvert som vannmengden i fisken minker, og at dannelsen av tørkeskorpe ikke er avhengig av tørkehastigheten, så lenge lufttemperaturen er under brenningsgrensa. For tørking av lettsaltede sardiner er det gjort tørkeforsøk for å undersøke skorpedannelse og tørkehastighet. Det ble funnet at ved lufttemperaturer nær brenningsgrensa, og høye lufthastigheter, ble det dannet tørkeskorpe som førte til redusert tørkehastighet. [Bellagha, Anami, Farhat og Kechaou, 2002] Det er også gjort forsøk med tørking av saltet haifilet. Ved tørking med lufttemperaturer over brenningsgrensa, ble det dannet skorpe av salt og protein som hindret videre tørking. [Mujaffar og Sankat, 2005]

Pressing og mellomstabling underveis i tørkeprosessen glatter ut bukene, og gir fisken penere utseende. [Lynum, 2005] Pressing gir også sprekkdannelse i tørrsjiktet som gir økt tørkehastighet, når tørking igjen settes i gang. Forsøk har vist at det ikke skjer utskvisning av vann ved slik pressing. [Strømmen, 1980] Det antas at stabling gir utligning av vanninnhold, både inne i enkeltfisk, og mellom fisk i stabelen. [Walde, Jonassen, 2006d]

2.2 Tørketunneler og luftstrømning

Fram til slutten av 1800-tallet ble all klippfisk tørket naturlig med sol og vind. De første tørkene ble fyrte med olje, og fisken ble tørket direkte i fyrgassen. Seinere ble det tatt i bruk tørker der olje, ved eller elektrisitet ble brukt til oppvarming av tørkeluft. I slike tørker blir friskluft varmet opp sammen med en del returluft. Energi i returluft blir kun i liten grad utnyttet, og i varmt og fuktig vær er det vanskelig å tørke fisken til ønsket tørrhetsgrad. I dag brukes det for det meste varmluftstørker med varmepumpeanlegg, varmepumpetørker, til fremstilling av klippfisk. Vanligvis resirkuleres all returluft (ser bort fra mindre lekkasjer inn og ut av tørka). Varmepumpeanlegget brukes til avfukting og ny oppvarming av returluft. [Pedersen, 1981] [Lynum, 2005]

Det er to hovedtyper av varmepumpetørker for klippfisk: kontinuerlige, langsblåste tørker, og tverrblåste batchtørker. Begge typer tørker har en tørketunnel, der fisken som skal tørkes ligger på brett som er stablet på vogner. Legging av fisk på brett, og stabling av brett på vogner gjøres manuelt. Tømming av brett etter tørking kan skje manuelt eller automatisk. Kontinuerlige tørker drives ut fra prinsippet om at fisk som skal tørkes lastes inn i den ene enden, og fisk som er ferdigtørket lastes ut i den andre enden. Tørketunnelen til ei kontinuerlig tørke kan ha plass til for eksempel 5 vogner i bredden, og 16 vogner i lengderetningen. [Jonassen, Walde, 2006a] De ytterste vognene over bredden ved utlastingsporten, i dette tilfellet 5 vogner, trekkes ut når de er ferdigtørket. Resten av vognene blir trukket fram mot utlastingsporten, slik at det blir plass til 5 nye vogner over bredden ved innlastingsporten. Inn- og utmating, og framtrekk av vogner kan skje automatisk. I slike tilfeller benyttes gjerne vogner som henger i taket i tørketunnelen.

Tørkeluften sirkulerer i motstrøm eller medstrøm i forhold til retningen vognene trekkes. [Strømmen, 1980] I tørker med tørkeluft i motstrøm, møter den varmeste og tørreste luften den tørreste fisken. Den kaldeste og fuktigste luften møter den våteste fisken. Dette gir høy tørkehastighet, men økt fare for brenning av den tørreste fisken. I tørker med tørkeluft i medstrøm, møter den varmeste og tørreste lufta den våteste fisken. Den kaldeste og fuktigste lufta møter den tørreste fisken. Dette gir god kvalitet, men lav tørkehastighet. Tørking i motstrøm er det vanligste for klippfisk. I ei batchtørke tørkes det samme partiet fisk under hele tørkeforløpet. [Lynum, 2005]

Luftbehandlingsaggregatene, som sørger for avfukting og oppvarming av tørkeluft, er plassert oppe på en himling over tørketunnelen. Etter luftbehandlingsaggregatene er det plassert aksialvifter som sirkulerer tørkeluften gjennom tørka. Langsblåste tørker har ofte et mindre antall store sirkulasjonsvifter, mens tverrblåste tørker har mange små sirkulasjonsvifter. I langsblåste tørker sirkulerer luften gjennom et mindre tverrsnitt, men den passerer gjennom mange vogner. Det omvendte er tilfellet for tverrblåste tørker.

Tørkeluft blåses fra himlingen mot en av tørkas yttervegger. Der er det åpning mellom himlingen og ytterveggen. Tørkelufta strømmer ned langs veggen, og så videre gjennom vognene med fisk i tørketunnelen. Retningen på luftstrømmen gjennom vognene blir da motsatt av retningen oppe på himlingen. Ved den ytterveggen der lufta kommer ut av vognene, er det også åpning opp til himlingen. Lufta strømmer her opp langs veggen til himlingen. Langsblåste tørker har åpninger mellom yttervegger og himling over inn- og utlastingsporter. Tverrblåste tørker har åpninger langs sideveggene. Tørketunnel og vogner er ofte konstruert på en slik måte at det er store åpninger over og under vognene. I kombinasjon med blant annet luftstrømmens retningsskifte ved ytterveggen (ned fra himling, inn mot vognene), gir dette dødsoner og luftlekkasje forbi vognene. [Hardarson, Jonassen, Walde, 2006c]. Ujevn luftfordeling fører til ulik grad av tørking av fisken. I partier med fisk som er tørket samtidig, kan det være både overtørket fisk, og slakkfisk som ikke er ferdigtørket. Dette fører til ekstra arbeid med sortering og omtørking.

En type tverrblåst batchtørke har periodisk skifte av retningen tørkelufta strømmer. Det tørkes her på det samme partiet fisk gjennom hele tørkeforløpet, og fisk langs ytterveggene får tilført vekselvis tørr og fuktig luft. Dette skal gi jevnere grad av tørrhet enn om tørkelufta bare hadde sirkulert i en retning. Kjøreplanen kan for eksempel være skifte av retning hver fjerde time. Luftbehandlingsaggregatene, som består av varmpumpas fordampere og kondensator, kan ha egne vifter. Disse viftene suger luft i kun en retning. En av retningene for sirkulasjonsviftene blir strømningsmessig den beste. Tørkelufta suges gjennom luftbehandlingsaggregatene i samme retning som tørkelufta sirkulerer, og passerer deretter gjennom sirkulasjonsviftene. Når sirkulasjonsviftene skifter retning, begynner de å blåse mot retningen til aggregatviftene. Dette bidrar til å gi ujevn luftfordeling, og dårlig energiutnyttelse. [Hardarson, Jonassen, Walde, 2006c], [Jonassen, Walde, 2006a]

Det har blitt gjort simuleringer for å undersøke luftstrømning i varmpumpetørker. For klippfisktørker har det blitt gjort todimensjonale simuleringer med standard ke-modell uten termiske effekter. [Hardarson, Jonassen, Walde, 2006c] Der blir det vist at det er mulig å redusere lekkasje forbi vogner med enkle inngrep. For tverrblåste batchtørker er det muligheter for store forbedringer i luftstrømninga ved den ugunstige vifteretninga. Siden kun en liten del av den sirkulerte tørkelufta passerer luftbehandlingsaggregatene, kan en delstrøm av luftstrømmen ledes

ut for avfukting og oppvarming. På den måten vil ikke luftbehandlingsaggregatene hindre luftstrømmen fra sirkulasjonsviftene. Dette er mest aktuelt ved design av nye tørker.

Varmepumpetørker for tørking av treplanker har lignende utforming og størrelse som klippfisktørker. Ujevn luftfordeling er et problem her også. Lufthastighetsmålinger og simuleringer har vist at dette skyldes luftlekkasje forbi vogner, og ugunstig bruk av vifter. Det er gjort tredimensjonale simuleringer med "renormalization group" $k\epsilon$ -modell. I tørka som var utgangspunkt for simuleringa, hadde både varmpumpas fordamper og kondensator egne vifter, i tillegg til sirkulasjonsviftene. En løsning der en delstrøm ledes ut av tørka for avfukting ble undersøkt. Oppvarming skjedde fremdeles inne i tørka, og antallet rekker med vifter ble redusert fra tre til én. Dette ga betydelig forbedring av tørkas effektivitet. [Z. F. Sun, Carrington, Anderson, Q. Sun, 2004]

Margaris og Ghiaus (2005) har undersøkt hvilken turbulensmodell som er best egnet til å simulere luftstrømninga i en tørketunnel. Utgangspunktet var en tørketunnel for tørking av druer. Denne har lignende størrelse og utforming som ei klippfisktørke, og lignende bruk av vogner og hyller. Fire varianter av $k\epsilon$ -modell ble undersøkt, men standard $k\epsilon$ -modell ble funnet å være den som er best egnet.

2.3 Varmepumpeanlegg og energibruk

Under tørking i varmpumpetørke, blåses tørkeluft som er forholdsvis varm og tørr gjennom vognene med fisk. For kontinuerlige, langsblåste tunneler, kan relativ fuktighet før fisken ligge på for eksempel 30 til 40 %. For tverrblåste batchtørker kan relativ fuktighet ved start ligge på rundt 55%, og ved slutt rundt 40 %. Tørkelufta vil da bli oppfuktet ved at vann fordamper fra fiskens overflate. Oppfuktinga skjer adiabatisk (konstant entalpi). Energien som trengs til fordamping av vann, kommer fra tørkelufta, slik at temperaturen i tørkelufta synker. Etter å ha passert vognene med fisk, vil tørkelufta ha høyere absolutt fuktighet og lavere temperatur. Langsblåste tørker vil ha større grad av oppfukting enn tverrblåste tørker, siden samme mengde luft vil passere flere vogner i førstnevnte. I batchtørker vil oppfuktinga bli mindre utover i tørkeforløpet, siden tørkehastigheten synker. [Jonassen, Walde, 2006a]

Tørkelufta avfuktes ved at den passerer varmpumpas fordamper. Den kjøles da ned til under duggpunktet, og vann kondenserer ut på fordamperens overflate. Vannet samles opp i ei dryppanne under fordamperen, og ledes ned i et sluk. Kald og tørr luft fra fordamperen blir videre varmet opp ved at den passerer varmpumpas kondensator. [Strømmen, 1980] Langsblåste tørker er gjerne konstruert slik at all tørkelufta passerer fordamper og kondensator. I noen tverrblåste tørker blir kun en del av tørkelufta avfuktet, mens resten passerer utenfor. Slike tørker har gjerne flere luftbehandlingsaggregater (for eksempel to eller tre), som hver består av én fordamper og én kondensator. [Jonassen, Walde, 2006a] Det kan være montert elektrisk luftvarmer før fordamperen. [Hardarson, Jonassen, Walde, 2006c]

Tørkeluftas tilstander gjennom tørketunnelen beskrives gjerne i et h_x -diagram for fuktig luft. h_x -diagrammet viser sammenhengen mellom entalpi og absolutt fuktighet i fuktig luft ved et gitt trykk (atmosfæretrykk). Diagrammet har også linjer for konstant relativ fuktighet og konstant

temperatur. Før tørkelufta passerer fisken, har den en gitt temperatur og relativ fuktighet. Oppfukning skjer langs linja for konstant entalpi. Avfukning følger konstant entalpigradient (dh/dx -forhold). Denne linja kan trekkes mellom tørkeluftas tilstand etter oppfukning, og tilstanden ved fordamperoverflaten, som har en gitt temperatur og 100 % relativ fuktighet. Avfukning går ikke helt til fordamperoverflatens tilstand, men stopper etter at en viss mengde vann er kondensert ut. Oppvarming av tørkelufta skjer langs linja for konstant absolutt fuktighet. [Strømmen, 1980]

I fordamperen kommer kuldemediet inn som gass/væske-blanding, væska fordamper og gassen ut har litt overheting. Trykket, og dermed også mediets kokepunkt, er lavt nok til å gi ønsket avkjøling av tørkelufta. Gass ut av fordamperen er overhettet for å sikre at det ikke er væskedråper tilstede. Et kompressoranlegg komprimerer gassen til høyere trykk. Kompressoranlegget kan bestå av en eller flere kompressorer drevet av elektromotorer. Kuldemediets entalpi øker i både fordamperen og kompressoren. Den samlede entalpiøkninga er større enn den som trengs til oppvarming av tørkeluft. Viftene gir også oppvarming av tørkelufta. Hvis kompressorene er plassert inne i tørketunnelen, vil det også være noe oppvarming fra disse. Etter komprimering går derfor den mengden medium som trengs til oppvarming til kondensatoren(e) inne i tørka, mens resten går til en dumpingkondensator. Denne plasseres utenfor tørka, og kan være vann- eller luftkjølt. Mengden kuldemedium som går til hver kondensator, styres av en treveis-ventil, eller en annen type reguleringsventil. Trykket etter kompresjon må være høyt nok til å gi den ønskede oppvarminga av tørkelufta. Mediet kommer inn som overhettet gass, kondenserer, og går ut som væske. Væske ut av kondensatoren kan ha noe underkjøling. Fra kondensatorene går kuldemediet inn på varmepumpas væsketank, og videre derfra til en strupeventil. Trykkfallet i strupeventilen får noe av væska til å fordampe, og gass/væske-blandinga går videre til fordamperen. Væske fra tank kan ha varmeveksling med gass ut fra fordamper før struping. Noen vanlige kuldemedier brukt i klippfisktørker er ammoniakk, R22 og R404a. [Jonassen, Walde, 2006a]

Kompressorene som brukes er vanligvis stempelkompressorer. Disse kan ha kapasitetsregulering for å regulere ytelsen til varmepumpeanlegget. Det finnes også varmepumpetørker der kondensatorytelsen reguleres ved avstenging av deler av kondensatorene. Det er da to væskedrensrør for kuldemedium ut fra hver kondensator, og hvert væskedrensrør har en magnetventil for avstenging. Ved avstengning av en av ventilene, settes en del av varmevekslerarealet ut av drift. For å ha flere trinn i reguleringen, kan de to ventilene stenge av for eksempel 62,5 % og 37,5 % av varmevekslerarealet. Samtidig med dette øker kondensatortrykket, og mer trykk-gass overføres til dumpingkondensatoren. Dette regnes ikke for å være en optimal måte for regulering av temperaturen til tørkelufta. [Jonassen, Walde, 2006a]

For varmepumpetørker brukes fordamperytelsen (kuldeytelsen) for beregning av effektfaktor, siden fordamperytelsen er det primære for varmepumpetørker. Effektfaktoren blir da

$$COP = \frac{Q_0}{P_{el}} \quad (\text{Ligning 1})$$

der Q_0 er fordamperytelsen, og P_{el} er elektrisk effekt tilført kompressormotorene. Effekt tilført viftene kan eventuelt inkluderes i P_{el} . SMER (Specific Moisture Extraction Rate) brukes som en indikator på ytelsen til varmepumpetørker. SMER er definert som forholdet mellom

varmepumpens effektfaktor, og dh/dx -forholdet. dh/dx -forholdet angir hvor mye energi som trengs for å fjerne 1 kg vann fra produktet, og kan finnes fra tørkeluftens tilstand før og etter oppfukting. SMER-forholdet forteller hvor vann som fjernes fra produktet per enhet elektrisk energi som tilføres anlegget. Det er derfor ønskelig å holde SMER så høy som mulig. [Kramer, Song, Stene, Strømmen, 1994]

Ei kontinuerlig tørke vil innstille seg til stabil drift. Flyttingen av vognene sørger for at fisk på et bestemt sted i tørka, alltid befinner seg i omtrent samme fase i tørkeforløpet. Ved stabile driftsforhold, vil derfor den totale tørkehastigheten for fisken i tørka forandre seg lite. I batchtørker vil all fisken befinne seg i omtrent samme fase i tørkeforløpet. Etter at tørkingen har pågått en stund, vil den totale tørkehastigheten for partiet med fisk begynne å avta. Mot slutten av tørkeforløpet blir tørkehastigheten temmelig lav. Kontinuerlige tørker har derfor bedre potensial for å opprettholde et høyt SMER-forhold gjennom hele tørkeforløpet.

For batchtørker kan det være aktuelt å redusere ytelsen til varmepumpe og vifter når all overflate på fisken har blitt tørr. Det meste av motstanden mot tørking ligger da i diffusjonen av vann i fisken. [Jonassen, Walde, 2006b] Batchtørker kan ha ytelsesregulering av varmepumpeanlegget med stopp av kompressorer. Stopp av kompressorer kan gjøres periodisk, for eksempel et visst antall ganger i døgnet, med pauser av fast varighet. Kompressorstopp mens produktoverflatene framdeles er fuktige, regnes som lite hensiktsmessig. [Walde, Jonassen, 2006d] For andre matvarer, som forskjellige typer frukt og grønnsaker, er det funnet at pauser i tørkingen kan ha en gunstig effekt på energibruk og produktkvalitet. Dette gjelder når produktoverflatene er helt tørre, og tørkehastigheten er fallende. Diffusjon av vann i produktet vil under pausen gi noe oppfukting av overflaten, slik at tørkehastigheten øker når pausen er over. [Chua, Mujumdar, Chou, 2003]

Varmepumpetørker kan ha stort potensial for energisparing. Sirkulasjonsviftene er ofte av en type som går med forholdsvis høyt turtall. Vifter som roterer langsommere, er mer energieffektive, men mer kostbare i innkjøp. Tverrblåste tørker som har skifte av retning på luftstrømmen, kan ha ca. halvparten av viftene snudd. Uansett retning på luftstrømmen, vil da ca. halvparten av viftene rotere i feil retning i forhold til det de er laget for. Vifter som roterer i feil retning, trekker noe mindre effekt, men har betydelig redusert volumstrøm, og dette regnes som en dårlig løsning energimessig. Viftene kunne i stedet ha vært montert i rammer som kan snus etter behov. Sirkulasjonsvifter og aggregatvifter som blåser mot hverandre, gir dårligere luftfordeling og energiutnyttelse. Dette kan forbedres ved at fordampere og kondensator bytter funksjon, slik at aggregatviftene kan bytte retning sammen med sirkulasjonsviftene. For kontinuerlige tørker, vil nødvendig ytelse til varmepumpa variere etter grad av fylling i tunnelen. I batchtørker vil nødvendig ytelse avta utover i tørkeforløpet. I både kontinuerlige tørker og batchtørker, vil kapasitetsregulering av kompressorene gi mulighet for å tilpasse ytelsen etter behov. Behovet for effekt tilført kompressorenes motorer vil da bli mindre. Hvis mulig, bør det velges energieffektive kuldemedier, som for eksempel ammoniakk. [Jonassen, Walde, 2006a]

Temperaturdifferansene i varmevekslerne (fordampere og kondensator) er ofte forholdsvis høye. Ved bruk av varmevekslere med større overflate, kan temperaturdifferansene senkes. Dette gir høyere fordampetrykk og lavere kondensatortrykk. Kompressoren trenger ikke å heve trykket like mye, og dette gir redusert effektbehov. I klippfisktørker kan salt og annet smuss avsettes på varmeveksleroverflatene, slik at varmeoverføringsevnen senkes. Det er derfor viktig å rengjøre varmeveksleroverflatene regelmessig. [Jonassen, Walde, 2006a] Hawlader, Chou, Chua, Ho og

Mujumdar (2001) har funnet at to fordampere plassert etter hverandre, gir bedre varmeopptak enn kun én fordampere. Først passerer tørkelufta en fordampere der kjølemediet har forholdsvis høyt trykk. Denne senker temperaturen til tørkelufta. Utkondensering av vann skjer på neste fordampere, som har lavere trykk enn den forrige.

Klippfisktørker kjøres ofte med lave temperaturer i tørkelufta. Batchtørker kjøres ofte med lav temperatur i starten, men med økning av temperatur utover i tørkeforløpet. For eksempel start på 17 °C, og så økning til 23 °C. Dette gjøres for å få bra produktkvalitet. Ved å øke temperaturen, for man høyere tørkehastighet, og bedre energiutnyttelse. Dette krever nøyaktig temperaturkontroll, siden det er viktig at temperaturen holdes under brenningsgrensa. Anbefalt temperatur er 24 til 25 °C. [Walde, Jonassen, 2006b]

Forbedring i luftfordeling i tørketunnelen, vil også bidra til energisparing. Dette gir bedre utnyttelse av tørkelufta, og redusert behov for omtørking.

Generelt sett er kontinuerlige, langsblåste tørker mer energieffektive enn tværrblåste batchtørker. Tørkelufta fuktes opp mye mindre i tværrblåste tørker, og det kreves større luftmengder for å tørke samme mengde fisk. Dette gir økt behov for viftarbeid. Ei kontinuerlig, langsblåst tørke innstiller seg til stabil drift, og sett under ett har partiet med fisk høy tørkehastighet. Dette gir god energiutnyttelse, og eventuell regulering av anlegget blir mindre komplisert. I batchtørker avtar tørkehastigheten til partiet med fisk utover i tørkeforløpet. Hvis anlegget ikke reguleres, får man etter hvert dårlig energiutnyttelse. Siden tørkehastigheten avtar, vil det også være mer komplisert å få til ei optimal regulering. [Jonassen, Walde, 2006a]

3 Tverrblåst batchtørke hos Scanprod AS

3.1 Beskrivelse av anlegg og drift

Anlegget er ei tverrblåst batchtørke fra portugisiske Frigosistema. Scanprod AS har tre tørker av denne typen, og den tørka som ble undersøkt, er tørke 2. Tunnelen rommer 4 vogner i bredden og 10 vogner i lengden. Tunnelens lengde er 15,8 meter. Tunnelens bredde mellom ytterveggene er 6,3 meter. Rommet for vognene, som er avgrenset av fendere langs gulvet, er 4,2 meter bredt. Luften sirkuleres på tvers av tunnelen av 15 aksialvifter. Annenhver vifte er snudd. Åtte vifter er plassert slik at den retningen de er laget for å blåse, blir mot venstre (sett fra innlastingsport). Sju vifter har riktig vei mot høyre. Uansett retning på luftstrømmen, roterer derfor omtrent halvparten av viftene motsatt vei av det de er laget for. Figur 1 viser tørketunnelen sett fra utlastingsporten. Bildet i figur 1 viser riktignok tørke 3, men den er lik tørke 2.

Tørka har tre luftbehandlingsaggregater, som noe av tørkelufta passerer gjennom. Hvert luftbehandlingsaggregat består av en fordampner, en kondensator, og tre vifter som suger luft i gjennom dem. Viftene på aggregatene roterer alltid i samme retning.

Sirkulasjonsviftene er av typen Sodeca HC-71-4T/H. Ytre rotordiameter er 711 mm, og nominelt turtall er 1450 rpm. Nominell effekt og volumstrøm er henholdsvis 1,5 kW og 22300 m³/h. Se vedlegg 1. Tørka er stilt inn slik at sirkulasjonsviftene blåser mot venstre i fire timer (sett fra innlastingsport). Lufta passerer da gjennom vognene med fisk fra venstre mot høyre. Sirkulasjonsviftene og aggregatviftene blåser i samme retning. Etter fire timer skifter sirkulasjonsviftene retning, og da blåser sirkulasjonsviftene og aggregatviftene mot hverandre. Denne driftstilstanden varer i to timer, og så skifter sirkulasjonsviftene retning igjen. På samme vis som Jonassen og Walde (2006a), betegnes heretter drifttilstandene: A) når sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåser i samme retning, og B) når sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåser mot hverandre. Viftenes syklus er fire timer med tilstand A, og to timer med tilstand B gjennom hele tørkeforløpet. I denne rapporten brukes betegnelsene drifttilstand og tilstand A og B om hverandre.

All håndtering av vognene skjer manuelt. Fisk legges på brettene, og brettene stables på vognene. Vognene kjøres inn i tunnelen gjennom en innlastingsport, og ut av utlastingsporten på motsatt side etter tørking.

Gulvet i tørka har helning, slik at vann som renner av fisken, kan renne videre ut av tørka. Det er plassert sluk utenfor både tørkenes innlastingsporter og utlastingsporter. Det er noe klaring under portene. Saltfisk som blir vasket før tørking, blir stablet på paller, slik at vann kan renne av. Det antas derfor at det er lite fritt vann på saltfisken før tørking.

Innstilling av temperatur på tørkeluft og tørketid gjøres manuelt. Tørka betjenes med et digitalt display plassert utenpå tørkas kontrollskap. Det er målere for temperatur og luftfuktighet plassert midt i taket i tørketunnelen, rett over vognene. Temperatur og relativ luftfuktighet kan leses av på displayet. Tørkeforløpet det ble gjort målinger under ble starta fredag 16.februar 2007 kl. 13:38.

Det ble da stilt inn 19 °C som temperatur, og 48 timer tørketid. Vanligvis stilles temperaturen manuelt opp til 21 °C etter ett døgn, men det ble ikke gjort denne gangen. Tørka stoppet søndag 18.februar omtrent kl. 13:50. Etter at innstilt tørketid er over, reguleres temperaturen i tørkelufta ned til 18 °C. Dette tar 10-15 minutter, alt etter temperatur. Etter dette stopper tørka automatisk, og portene går opp. Tørka ble starta på ny søndag omtrent kl. 19:00 Temperatur ble da satt til 21 °C, og tørketid ble satt til 12 timer. Temperaturen ville normalt blitt satt til 23 °C, men siden det var tørket med 19 °C i to døgn, ble temperaturen satt til 21 °C. Innstilt tørketid var ett døgn, men tørka ble stoppet etter 21 timer. Det ble da satt på ett døgn tørking med innstilt temperatur på 23 °C. Da dette døgnet var over, ble tørkeforløpet avsluttet. Det er vanlig at en god del av fisken må sorteres ut for omtørking.

Fisken som ble tørket var torsk som ble saltet med lakeinjisering (i tillegg til vanlig lakesalting).

Produsenten (Frigosistema) har foreskrevet vask av fordamperoverflatene én gang i året for å fjerne salt og annet smuss.



Figur 1. Tørketunnel sett fra utlastningsside

3.2 Beskrivelse av varmepumpeanlegget

Kuldemediet er R404a. Varmepumpeanlegget har to kompressorer av typen Bitzer 6G-40.2Y montert i parallell. Dette er en semihermetisk stempelkompressor med seks sylindrer levert fra Bitzer kühlmaschinenbau GmbH. Denne modellen kan leveres med kapasitetsregulering, men de installerte kompressorene har ikke det. Fordamperne er levert av Centauro, og kondensatorene er levert av Alfa Laval. Et luftbehandlingsaggregat består av en fordamper, en kondensator og tre vifter av typen Ziehl-Abegg FE050-VDK.4I.6. Luftbehandlingsaggregatet har ikke elektrisk luftvarmer. Viftene kan kobles for 1340 rpm eller 1000 rpm, her har de 1340 rpm. Nominell effekt er 0,78 kW. Se vedlegg 2. Fronten på luftbehandlingsaggregatene er 252 cm bred, og 69 cm høy. Dumpingkondensatoren er plassert oppe på taket av bygningen. Den har fire vifter, men typen er ukjent. Væske fra kondensatorene ledes ned i en tank plassert under kompressorene. Væske fra tanken strupes i termostatiske ekspansjonsventiler før fordamperne. Kompressorer og væsketank er plassert inne i tørka, se figur 1. Figur 2 viser himlingen i tørka. På det nærmeste luftbehandlingsaggregatet kan man se fordamper til venstre og kondensator til høyre på bildet. Videre kan man se rør for trykk-gass inn på kondensator (rødt), væske ut fra kondensator (gult) og væske inn til strupeventil (gult). Suggass ut av fordamper har blå isolasjon. Strupeventilen er plassert nedenfor rørforgreininga til fordamperen. Man kan også se at annenhver vifte er snudd. Se vedlegg 3 for produsentens systemtegninger.

Temperaturen i tørkelufta styres ved å regulere ytelsen til kondensatorene i tørka. Dette omtales i kapittel 9.



Figur 2. Luftbehandlingsaggregat oppe på himling

4 Målinger på tørkeanlegg

Det ble gjort flere målinger på tørkeanlegget:

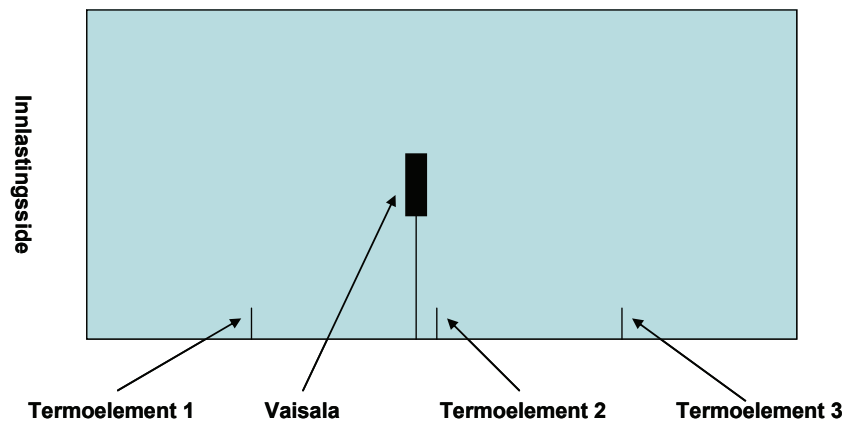
- Temperatur på overflaten av rør i fordamper og kondensator.
- Temperatur og relativ luftfuktighet inn og ut av luftbehandlingsaggregat.
- Lufthastigheter i tørketunnel.
- Stigning i statisk trykk over sirkulasjonsvifter.
- Effektforbruk til kompressorer og vifter.

Temperaturer, relativ luftfuktighet og total effekt tilført tørka ble logget med HP/Agilent 34970A datalogger. Det ble målt i flere perioder under tørkeforløpet, for det meste med logging hvert minutt, men også noen perioder med logging hvert tiende sekund. Periodene med logging hvert tiende sekund var temmelig korte, og ga ikke noe mer informasjon enn periodene med logging hvert minutt. Periodene med logging hvert tiende sekund blir derfor ikke omtalt i denne rapporten. Målinger av temperatur i luft og på røroverflater, og luftfuktighet, ble kun gjort på luftbehandlingsaggregatet nærmest innlastingsporten. For beregninger forutsettes derfor like verdier for de andre aggregatene.

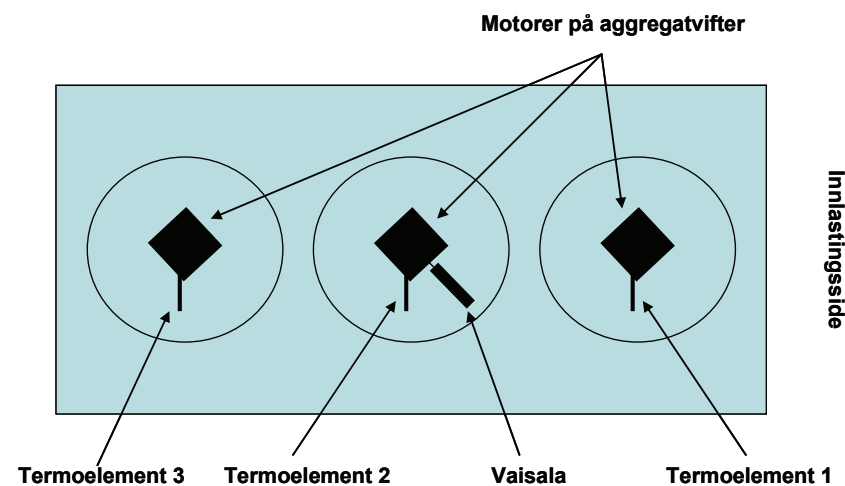
5 Målinger på tørkeluft

5.1 Metode

Det ble gjort målinger av temperatur og relativ luftfuktighet med Vaisala fuktmålere. Sensoren til Vaisala KN07-0100 (lab. nr.) ble plassert midt foran fordamperen, med en avstand på ca. 10 cm til finnene. Sensoren til Vaisala KN07-0068 ble plassert i luftstrømmen fra den midterste aggregatvifta. Sensoren til Vaisala KN07-0108 var planlagt å skulle plasseres mellom fordamper og kondensator. Dette ble ikke mulig å få til, og den ble i stedet plassert i luftstrømmen mellom to luftbehandlingsaggregater. Det ble også målt temperaturer med termoelementer. Tre termoelementer ble plassert nederst på fordamperen slik at de stakk 5-7 cm opp i luftstrømmen, og var plassert symmetrisk over fordamperens bredde. Ett termoelement ble plassert i luftstrømmen fra hver av de tre aggregatviftene.



Figur 3. Plassering av måleutstyr foran fordamper



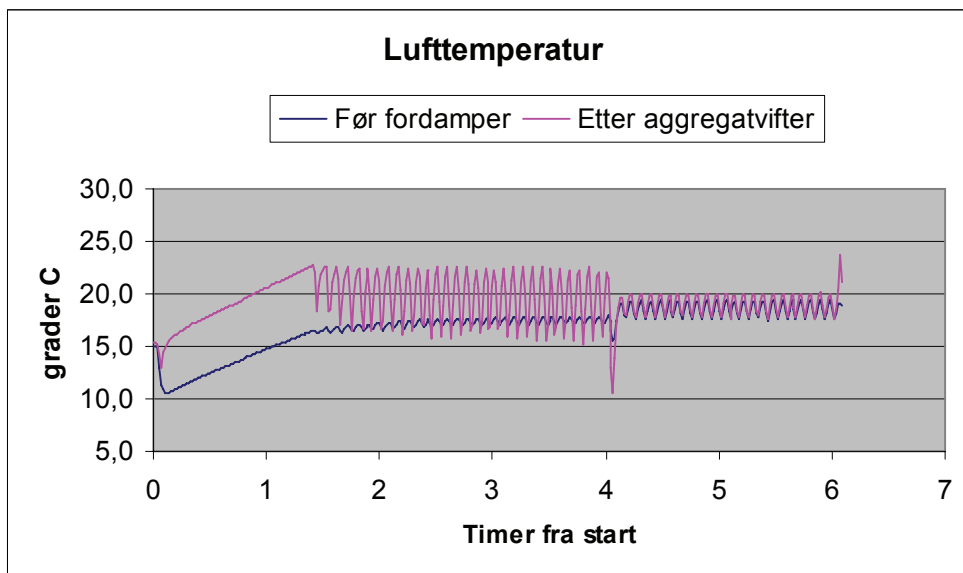
Figur 4. Plassering av måleutstyr bak aggregatvifter

Figur 3 viser plassering av måleutstyr før fordamper, og figur 4 viser plassering av måleutstyr etter aggregatvifter.

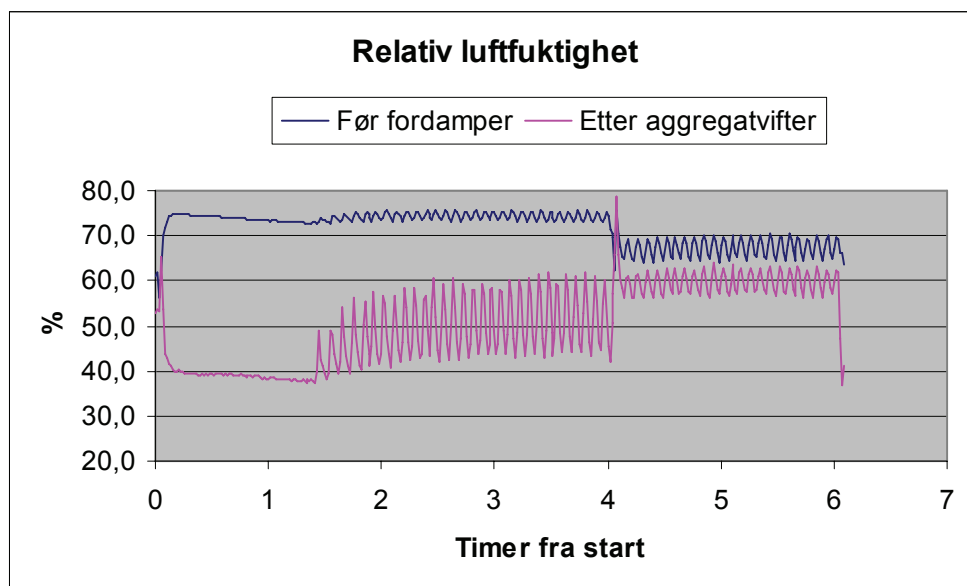
5.2 Resultater og diskusjon

Alle kurvene i dette kapitlet viser temperaturer målt med Vaisala luftfuktighetsmålere. Temperaturer målt med termoelementer ble først og fremst brukt til sammenligning med temperaturer fra Vaisala-målerne. De presenteres derfor som middelverdier for utvalgte perioder, se kapittel 8.

I dette kapitlet presenteres måledata fra fire måleserier som dekker en god del av tørkeforløpet. Måleintervallet var ett minutt. I den første måleserien var det et lengre stopp i logginga, siden strømforsyninga til dataloggeren ble slått av. Den første måleserien består derfor av to perioder med sammenhengende målinger, og det er valgt å presentere disse i separate diagram. Dette gjør det lettere å få fram detaljer i kurvene.



Figur 5



Figur 6

Figur 5 viser temperaturer før og etter luftbehandlingsaggregat for de første seks timene av tørkeforløpet, og figur 6 viser relativ luftfuktighet for samme periode. Innstilt lufttemperatur var 19 °C. Etter seks timer ble strømforsyninga til dataloggeren slått av.

Ved start av tørking må fisken varmes opp til luftas våtkuletemperatur. [Walde, Jonassen, 2006d] Etter oppstart steg lufttemperaturen i tørka til varmpumpas regulering slo inn etter 1 time og 26 minutter. På dette tidspunktet var det et sprang i tilført elektrisk effekt, noe som kan tyde på innkobling av én eller flere vifter på utekondensatoren. Se kapittel 6, 7 og 9. Reguleringa gir store temperatursvingninger i luft som kommer ut fra luftbehandlingsaggregatet, men denne lufta blandes med luft som passerer utenfor aggregatene, og svingningene dempes noe. Tidligere målinger i tørkeluft etter sirkulasjonsvifter (fordypningsprosjekt) viser at det er betydelige svingninger her også. Lufta som kommer inn mot fordamperen har passert vognene med fisk, og her har svingningene blitt ytterligere dempet.

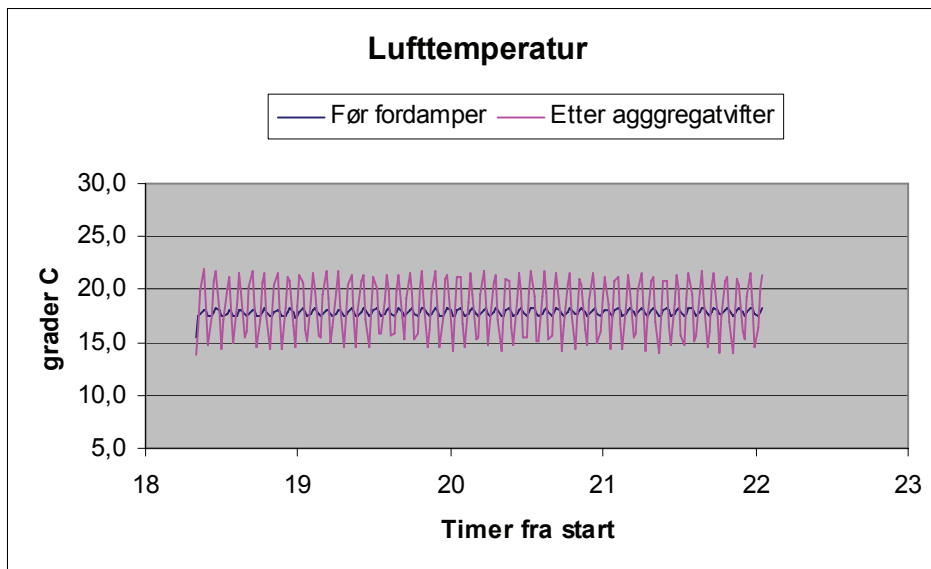
Høyeste verdi målt for relativ luftfuktighet i tørkeluft før fordamper, var 75,8 % (momentanverdi). Vannet i fisken er saltmettet, og har derfor et vanndamptrykk tilsvarende 76 % av vanndamptrykket til rent vann. Ved en relativ luftfuktighet på 76 % har man nådd saltfiskens metningstrykk, og dette er den maksimale verdien for relativ luftfuktighet man kan nå. [Strømmen, 1980]

Etter fire timer skiftet sirkulasjonsviftene retning til tilstand B, og i figur 3 kan man se en kort periode med lav i temperatur i luft ut fra aggregatviftene ved dette tidspunktet. Temperaturen før fordamperen svingte nå litt mer enn i tilstand A, og temperaturen etter aggregatviftene svingte mindre. Luft inn mot fordamperen er nå luft fra tørketunnelen som i større eller mindre grad er blandet med avfuktet luft ut fra aggregatviftene, noe som kan forklare økningen i svingninger. Hvorfor temperatur i luft ut fra aggregatviftene svingte mindre enn i tilstand A er usikkert, men det er mulig at de spesielle strømningsmønsteret oppe på himlingen har påvirket målingene. Se også kapittel 20. Temperaturen på kondensatorens utløp svinger mer i tilstand B, enn i tilstand A.

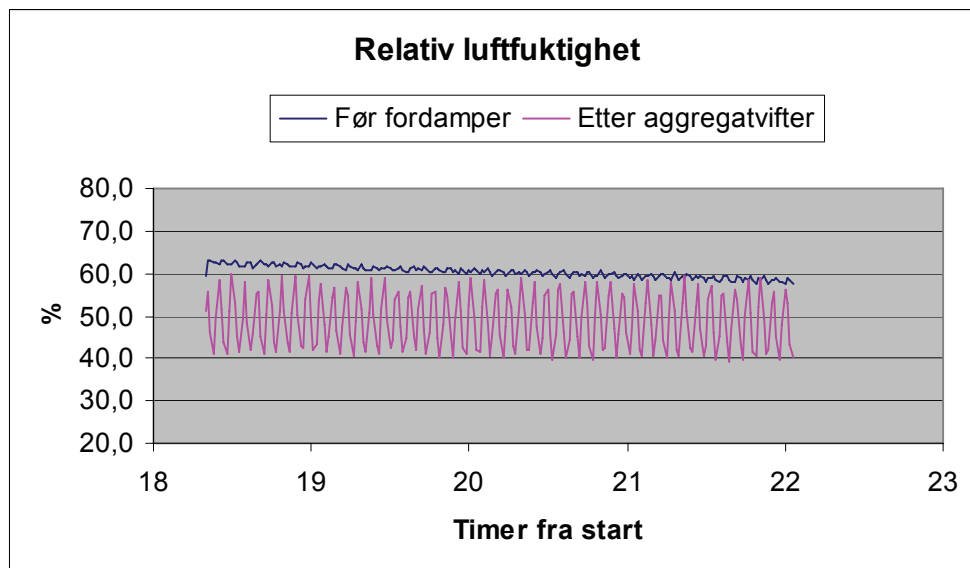
Se kapittel 6. Man kunne derfor forvente at temperaturen på luft ut fra aggregatviftene svingte mer i tilstand B.

I figur 6 kan man se at temperatursvingningene også gir svingninger i relativ luftfuktighet. Ved skifte til tilstand B, blir forskjellene i relativ luftfuktighet før og etter luftbehandlingsaggregat mye mindre enn i tilstand A. Dette gir også forskjeller i absolutt fuktighet, se kapittel 21.

I perioden fra fiskens våtkuletemperatur ble nådd (1 time og 26 minutter), til målinga ble avbrutt (6 timer), svinger temperatur og relativ fuktighet rundt faste verdier. (Bortsett fra ved skifte av retning hos sirkulasjonsvifter.) Dette kan tyde på at fisken er i perioden med konstant tørkehastighet, og at overflatene er fuktige. [Walde, Jonassen, 2006d]



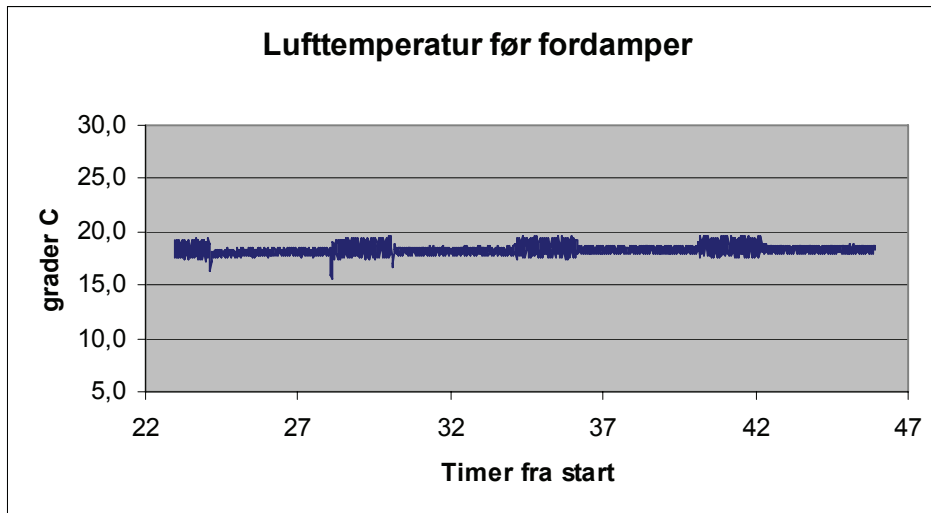
Figur 7



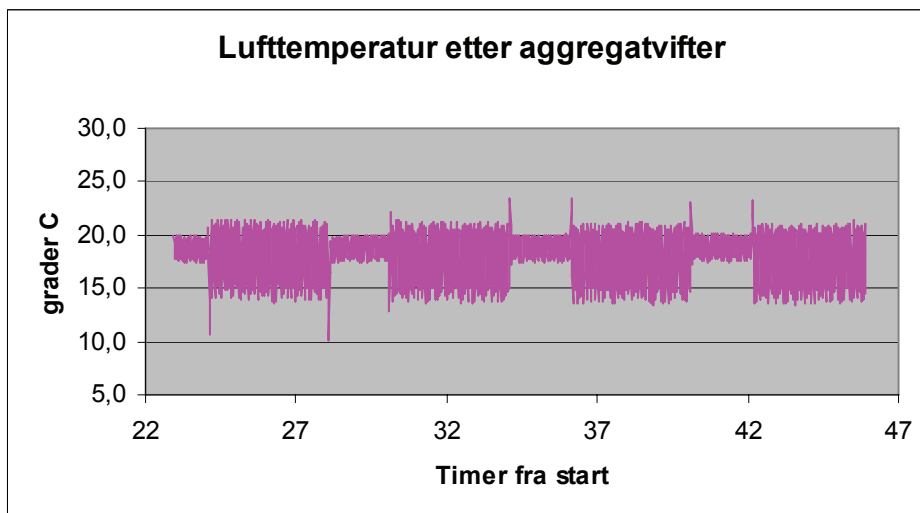
Figur 8

Figur 7 og figur 8 viser lufttemperatur og relativ luftfuktighet fra resten av den første måleserien, det vil si fra strømmen ble slått på om morgenen, til loggingen ble stoppet etter omtrent 22 timer. Det ble tørket med tilstand A i hele denne perioden.

De neste måleseriene er forholdsvis lange, men det er likevel valgt å presentere dem i sammenhengende kurver. Lufttemperatur og relativ luftfuktighet hadde svingninger av samme karakter gjennom hele tørkeforløpet. Siden dette er vist mer detaljert i tidligere figurer, blir de kommende figurene heller benyttet til å vise hvordan tilstandene varierte over lengre tidsperioder. Det blir umulig å lese av enkeltverdier, men man får et inntrykk av middelveier, og maksimums- og minimumsverdier. Det ble ikke mulig å plote tilstander før og etter luftbehandlingsaggregat i samme diagram, siden kurvene i for stor grad ble liggende oppå hverandre.

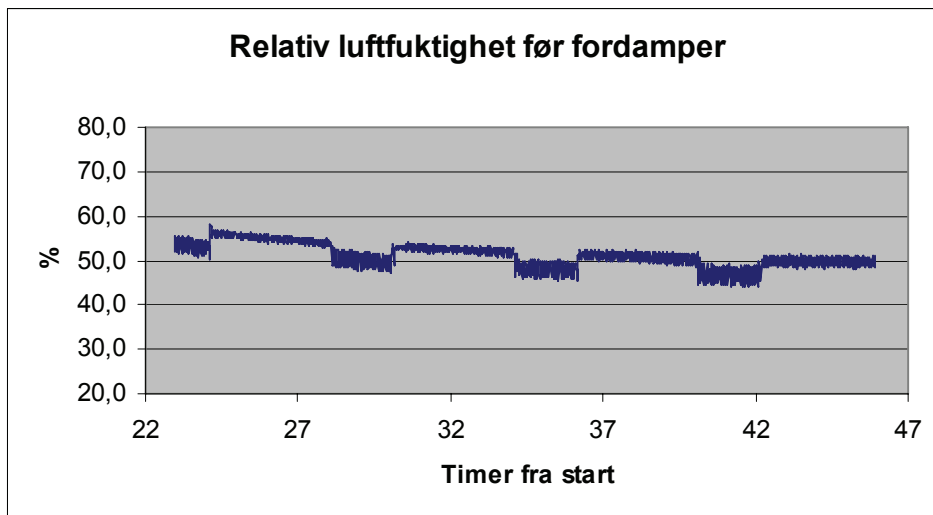


Figur 9

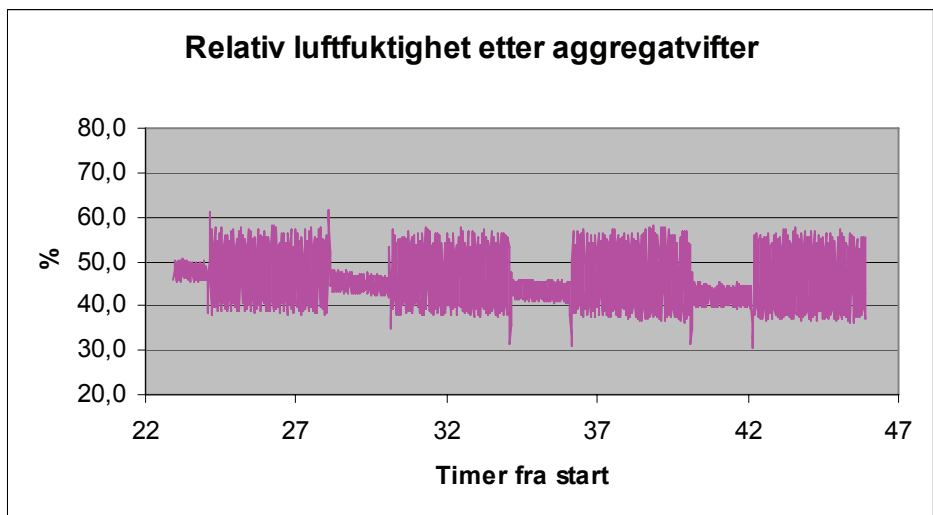


Figur 10

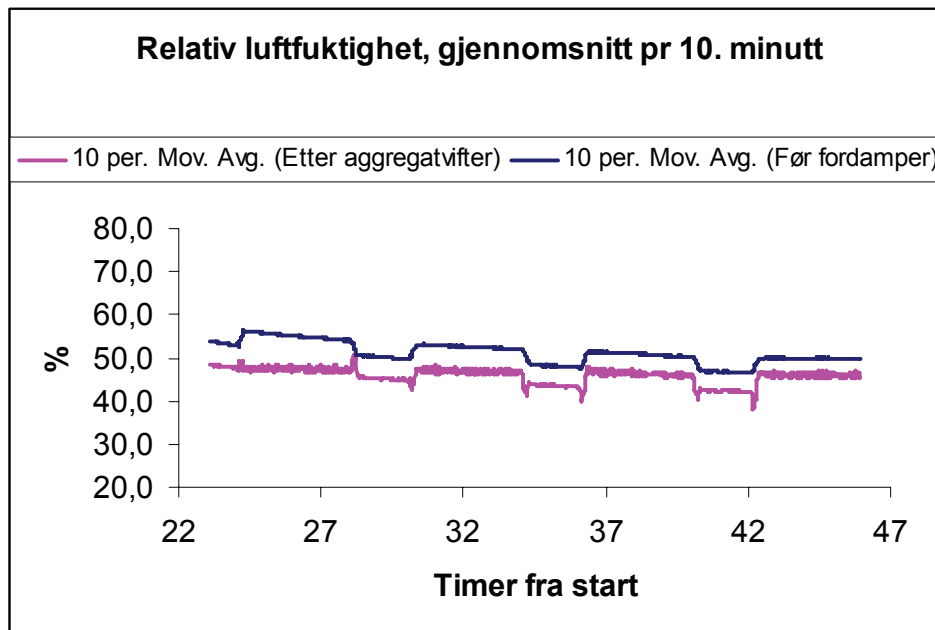
Figur 9 viser lufttemperatur før fordampner, og figur 10 viser lufttemperaturen etter aggregatviftene. Periodene med tilstand A varte i fire timer, og her svingte temperaturen lite før fordampneren, og mye etter aggregatviftene. Periodene med tilstand B varte i to timer, og her ble det økte svingninger før fordampneren, og reduserte svingninger etter aggregatviftene.



Figur 11



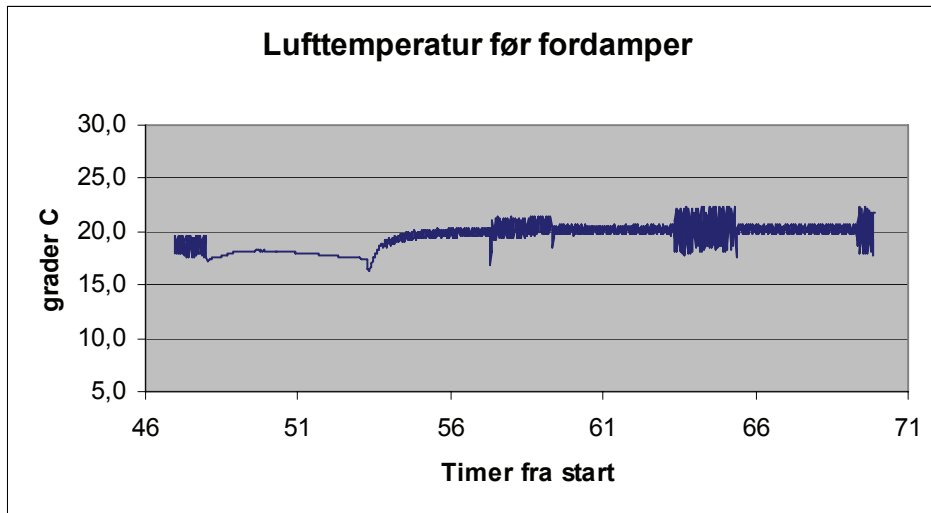
Figur 12



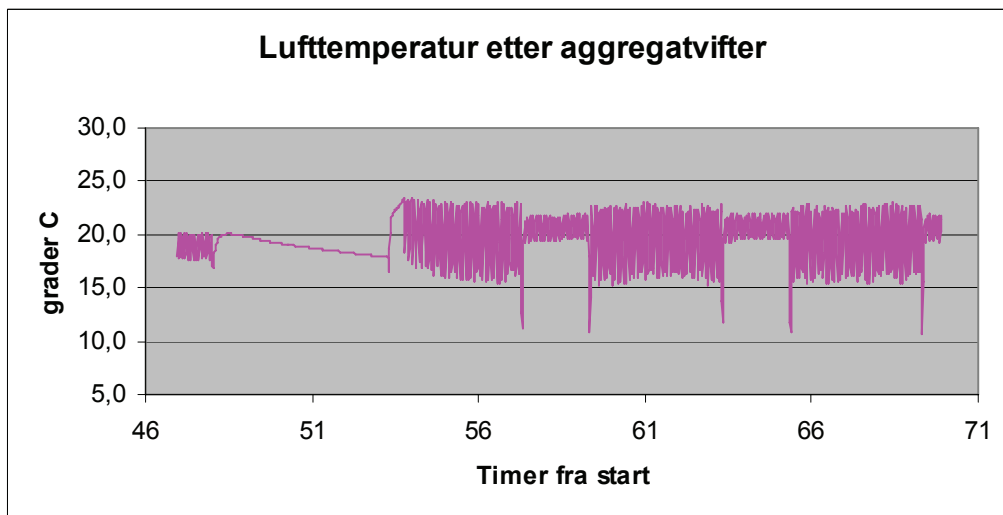
Figur 13

Figur 11 viser relativ luftfuktighet før fordamper, og figur 12 viser relativ fuktighet etter aggregatvifter. Forskjellene i relativ fuktighet før og etter luftbehandlingsaggregat, er fortsatt mindre i tilstand B, enn i tilstand A. Etter hvert blir forskjellene mellom tilstand A og B mindre.

Relativ luftfuktighet etter aggregatviftene minket mindre med tiden enn relativ fuktighet før fordamper. Dette er vanskelig å se ut fra figur 11 og 12, men ses lettere i figur 13. Figur 13 inneholder plott av flytende gjennomsnittsverdi for hvert 10. minutt. Forskjellene i relativ fuktighet blir dermed også gradvis mindre. Temperaturen før og etter oppfukning svinger rundt faste middelverdier, slik at absolutt fuktighet følger endringene i relativ fuktighet. Dette viser at fiskens tørkehastighet var fallende. I figur 11 kan man se at kurven for relativ luftfuktighet før fordamper flater ut mot slutten av måleserien. Dette kan være overgangen fra perioden med lineært fallende tørkehastighet, til den andre perioden med fallende tørkehastighet, som beskrevet av Walde og Jonassen (2006d).

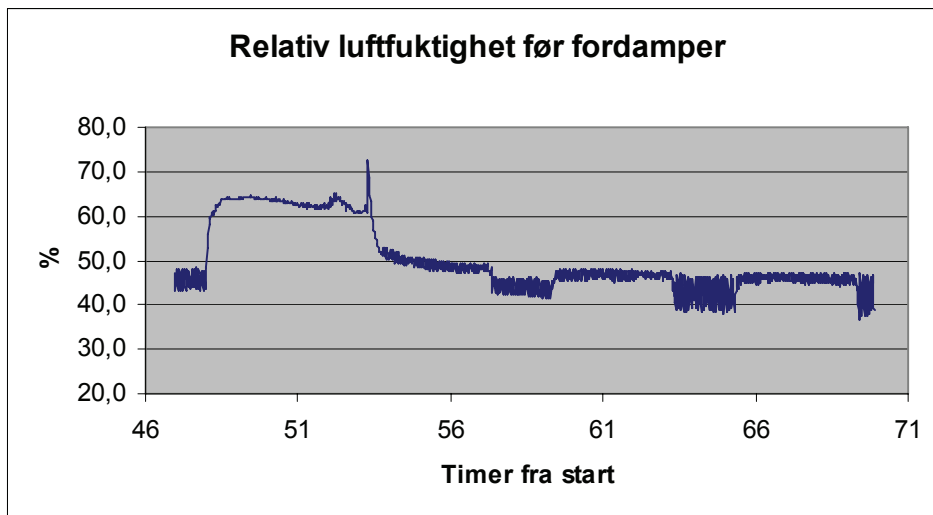


Figur 14

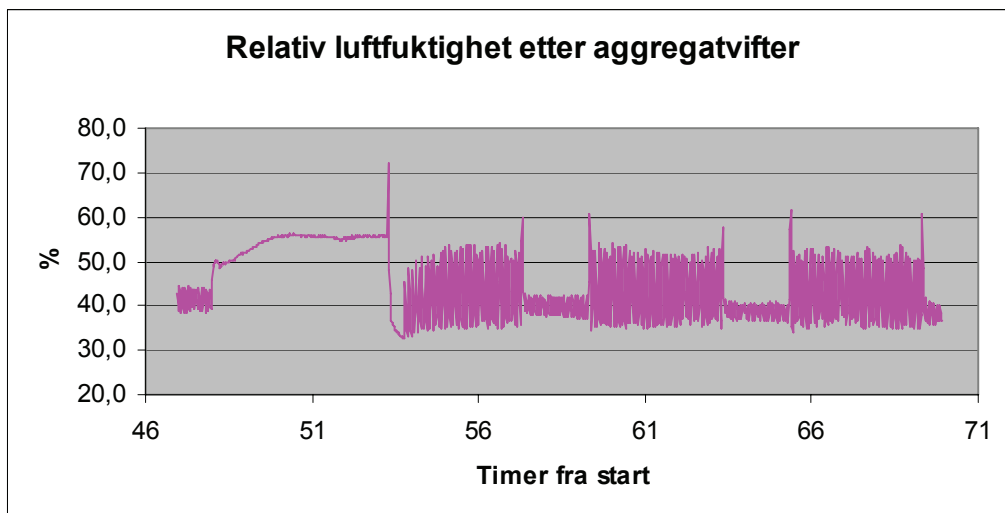


Figur 15

Figur 14 viser lufttemperatur før fordampner, og figur 15 viser lufttemperatur etter aggregatvifter. Etter 48 timer stoppet tørkinga, siden innstilt tørketid var over. 5 timer og 18 minutter seinere ble tørka startet på ny, denne gang med innstilt tørketemperatur på 21 °C. Innstilt tørketid var 24 timer. Pausen i tørkinga vises i diagrammene som perioden uten hyppige temperatursvingninger.

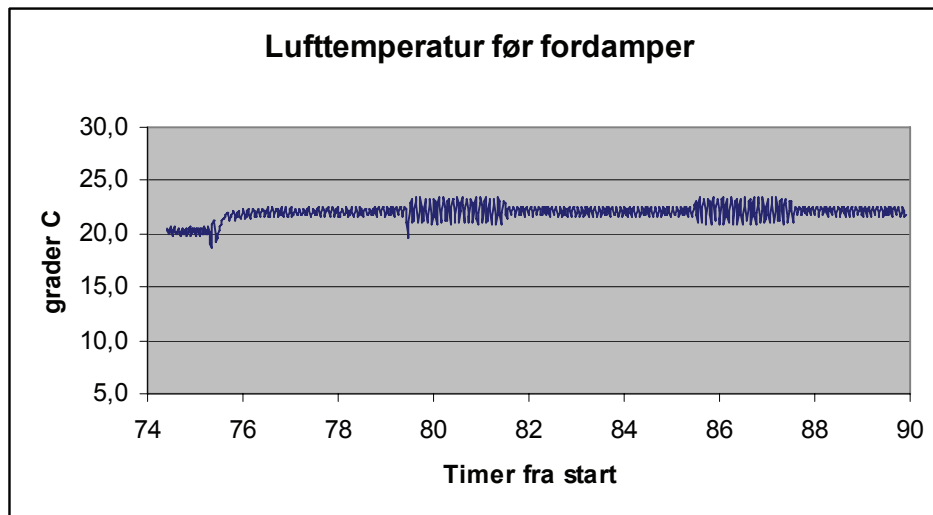


Figur 16

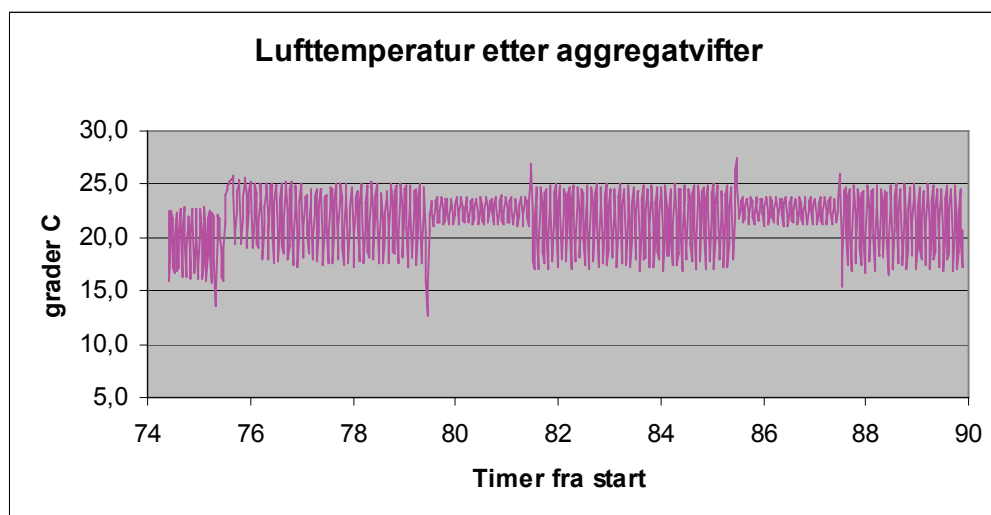


Figur 17

Figur 16 viser relativ fuktighet før fordamper, og figur 17 viser relativ fuktighet etter aggregatvifter. Under pausen i tørkinga var det ikke avfukting av lufta. Samtidig gikk temperaturen litt ned. Pausen vises derfor i diagrammet som en periode med høy relativ fuktighet, og lite svingninger.

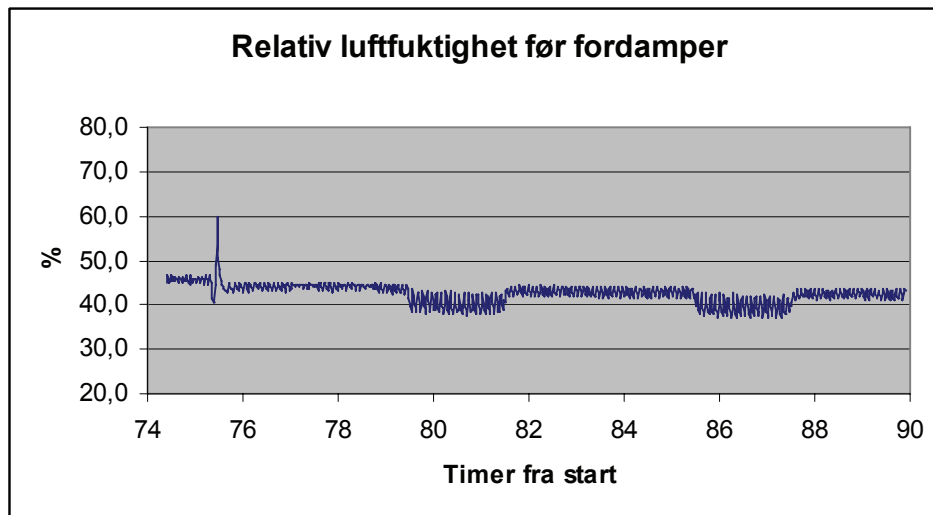


Figur 18

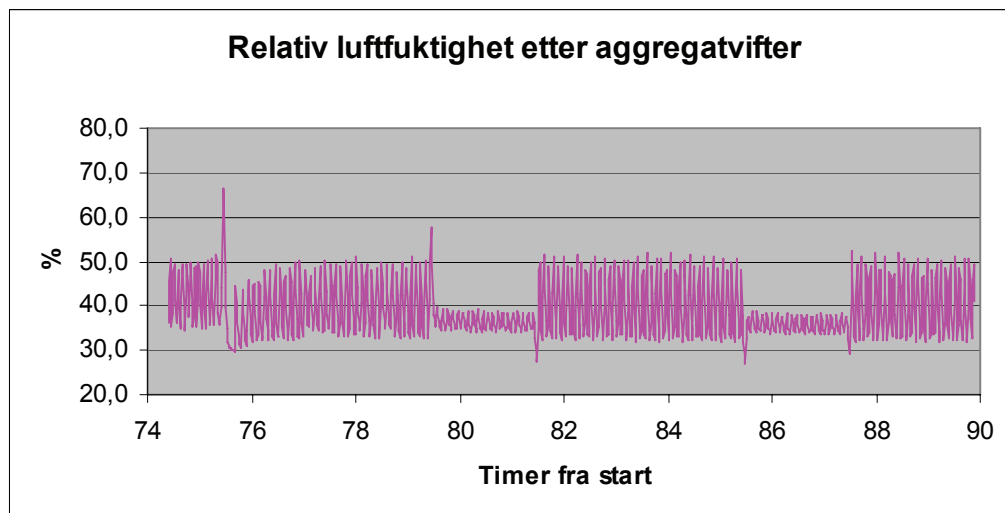


Figur 19

Figur 18 viser lufttemperatur før fordampner, og figur 19 viser lufttemperatur etter aggregatvifter. Etter 75 timer og 25 minutter fra start, ble tørkinga stoppet, og det ble satt på tørking i ett døgn med innstilt lufttemperatur på 23 °C. Dette kan i figur 18 og 19 ses som et sprang i temperatur. Det var da tørket med innstilt temperatur på 21 °C i underkant av 22 timer, og det var drifttilstand A. Siden tørka ble startet på nytt, ble det tørket med tilstand A i enda fire timer.



Figur 20



Figur 21

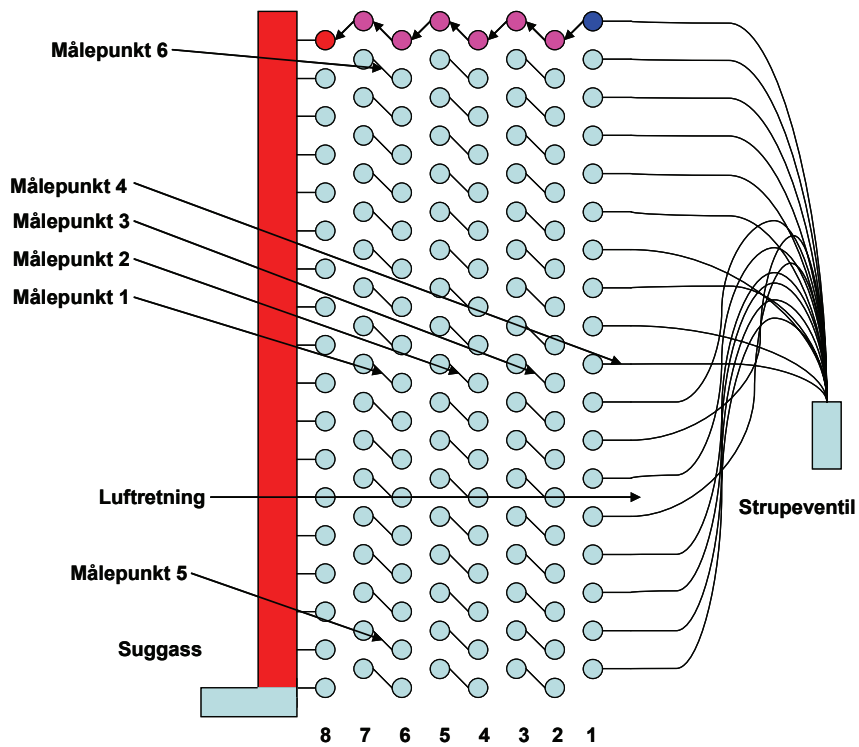
Figur 20 viser relativ luftfuktighet før fordamper, og figur 21 viser relativ luftfuktighet etter aggregatvifter. Stopp for ny start på høyere temperatur kan ses som et sprang i relativ luftfuktighet ved 75 timer og 25 minutter.

Tørkinga var ferdig etter omtrent 99,5 timer, inkludert pausen i tørkinga.

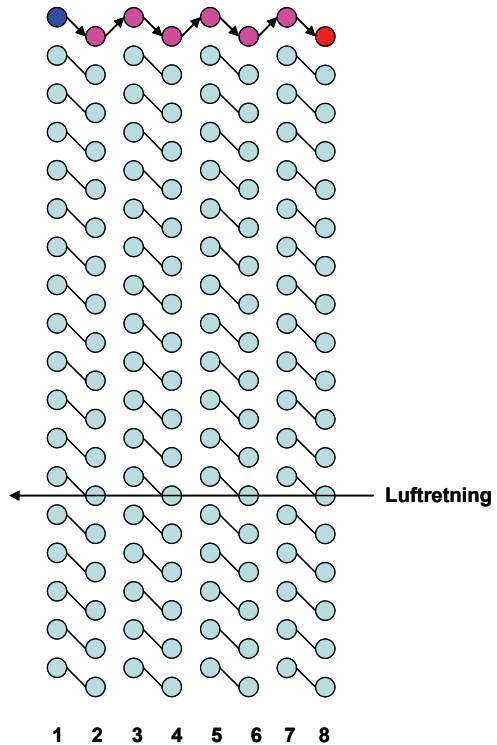
6 Målinger på varmepumpeanlegg

6.1 Metode

Målingene ble gjort med termoelementer. Termoelementene ble festet til røroverflatene med aluminiumstape, og målepunktene ble isolert. For å se på kuldemediets temperaturforløp gjennom fordamperen, ble det målt på fire steder på samme rør. For å kartlegge eventuell skjevfordeling av kuldemedium, ble det i tillegg målt på to andre steder på den siste rekka med rørbend før samlestokken. På kondensatoren ble det målt på tre steder på utløpet for å kartlegge eventuell skjevfordeling.

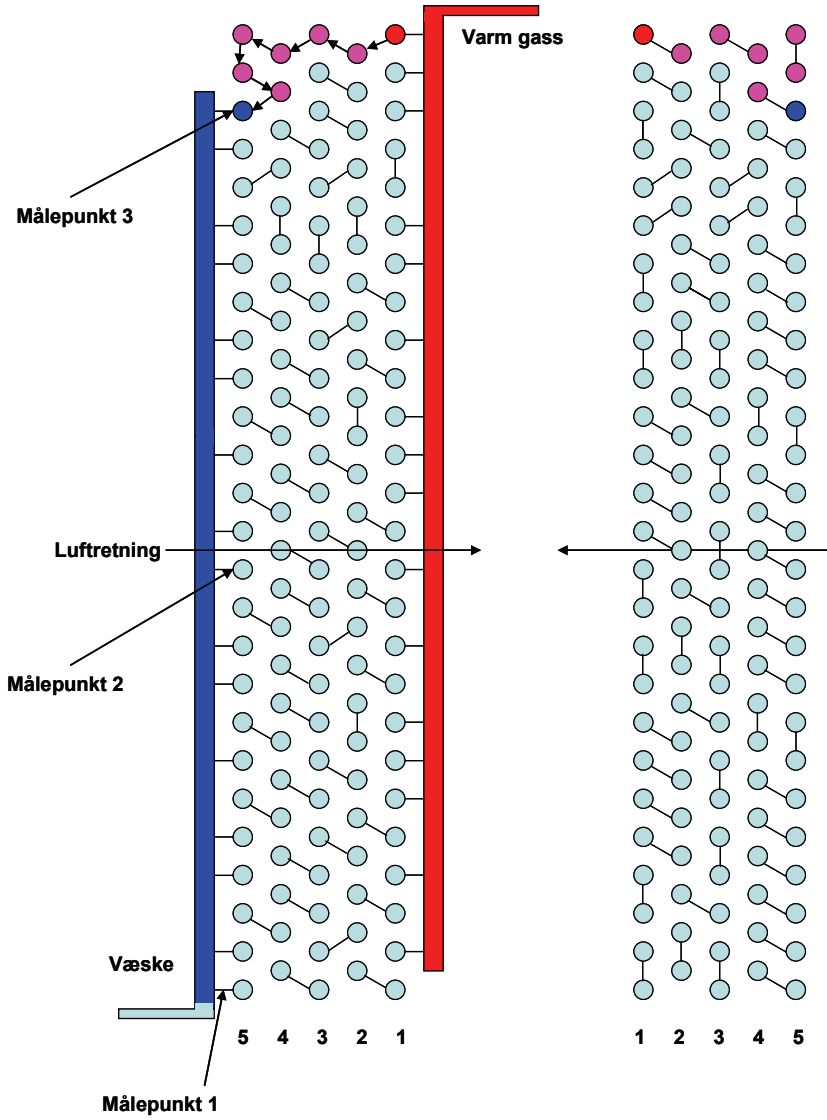


Figur 22. Plassering av måleutstyr på fordampers ene sidekant



Figur 23. Fordampers andre sidekant

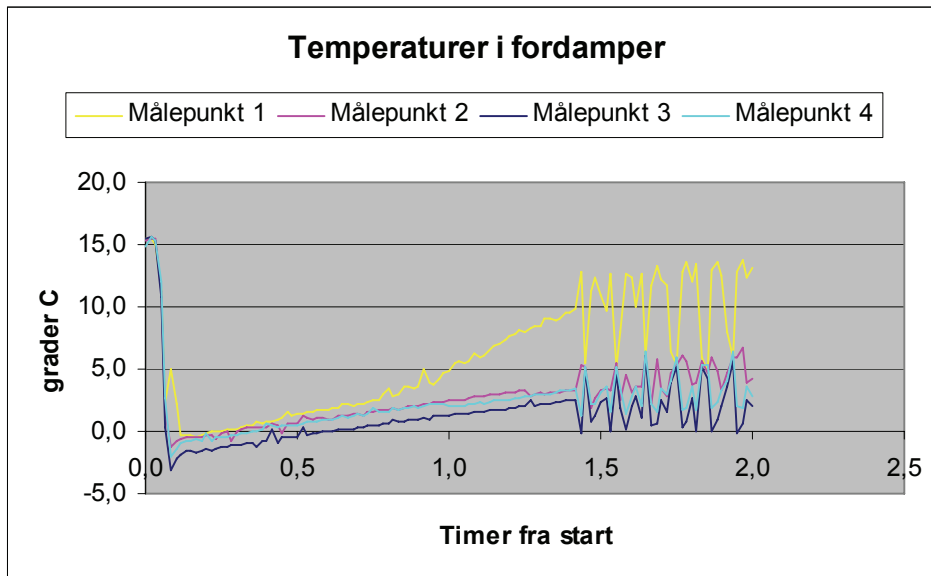
Figur 22 viser plassering av måleutstyr på fordamperen. Figur 23 viser fordampereens andre sidekant.



Figur 24. Kondensatorens sidekanter med plassering av måleutstyr

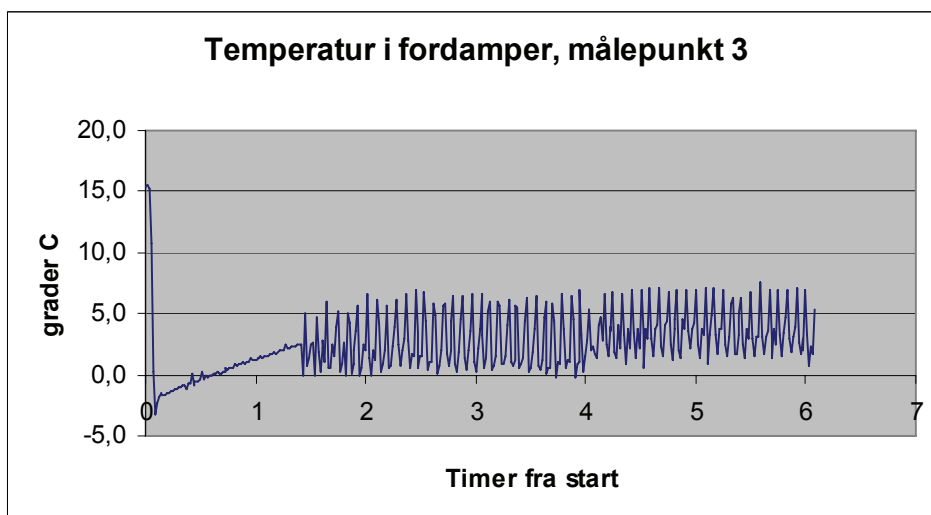
Figur 24 viser plassering av måleutstyr på kondensatoren.

6.2 Resultater og diskusjon for fordamper

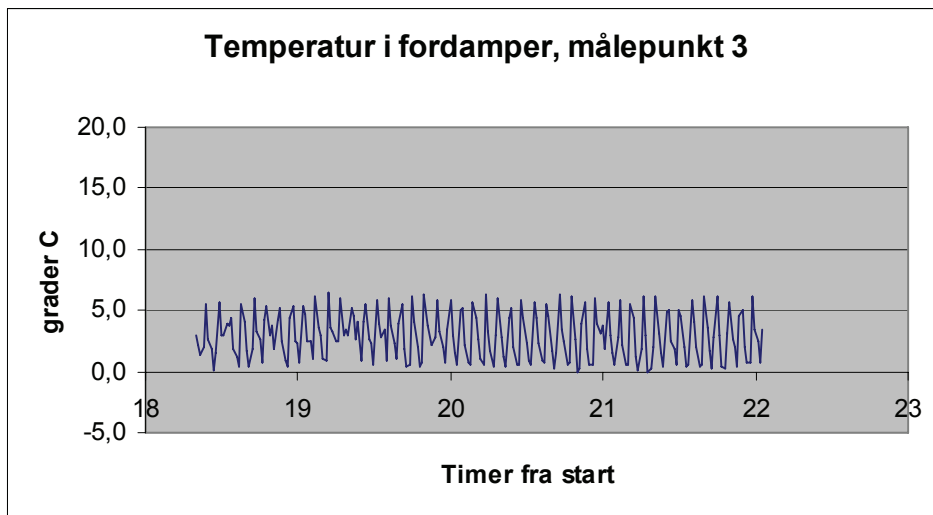


Figur 25

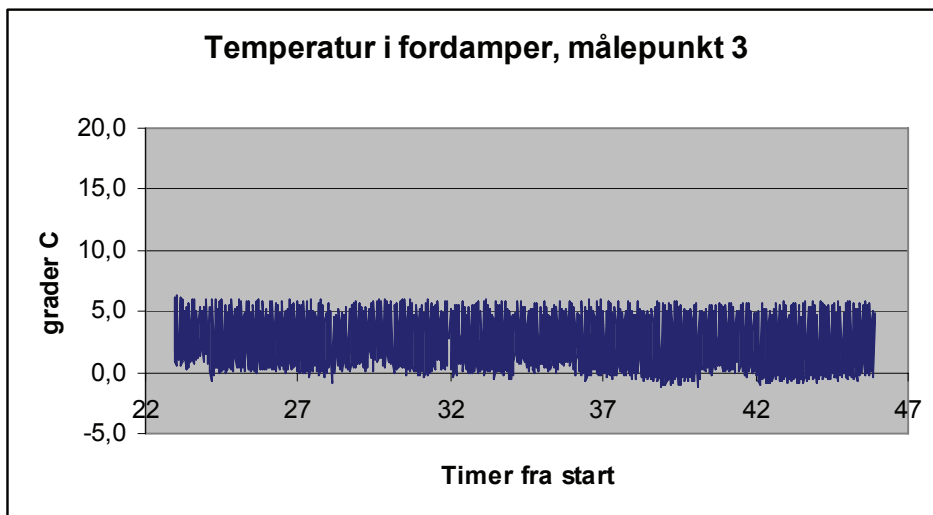
Figur 25 viser temperaturer i fordamper for de to første timene av tørkeforløpet. Se figur 22 for plassering av målepunkter. Middelerdiene for temperatuene, og differansene mellom dem varierer lite gjennom tørkeforløpet. Temperaturen i målepunkt 3 er brukt som fordampertemperatur i beregningene på varmepumpeanlegget. Kun målingene av temperatur i målepunkt 3 blir derfor presentert i sin helhet, mens de andre temperatuene målt i fordampere presenteres som middelerdiene for utvalgte perioder. Se kapittel 8.



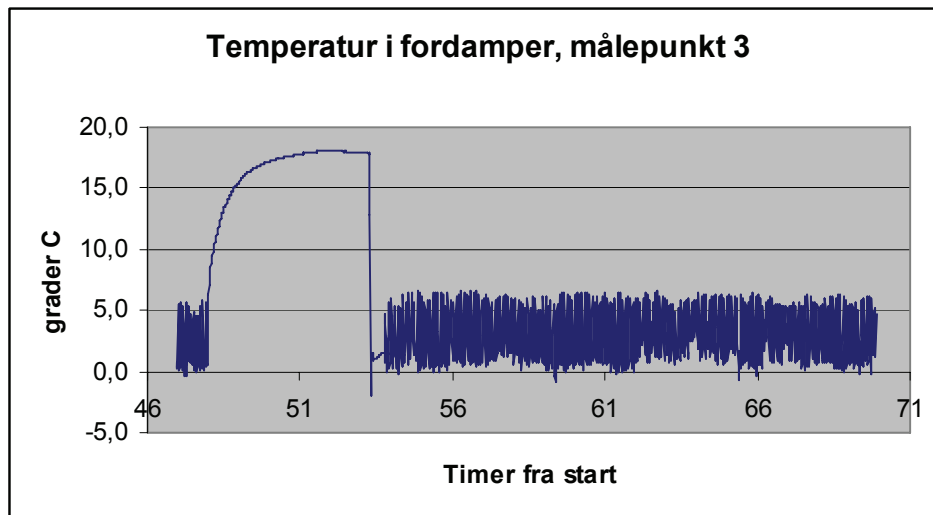
Figur 26



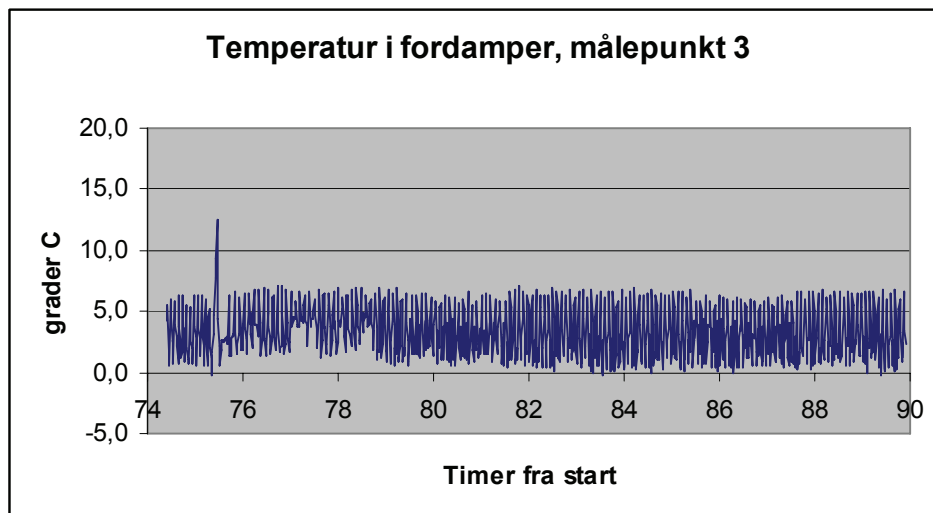
Figur 27



Figur 28



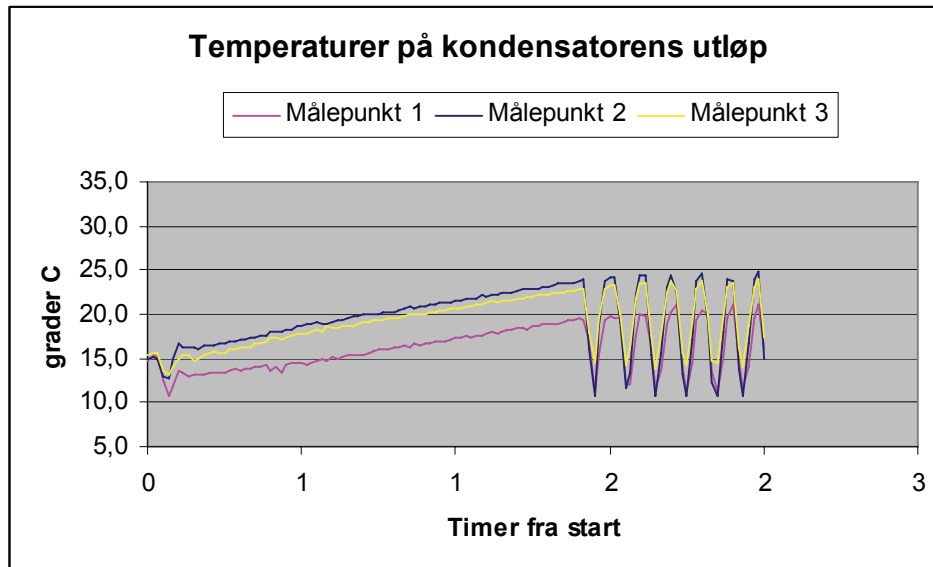
Figur 29



Figur 30

Figurene 26 til 30 viser temperaturen i målepunkt 3 i fordamperen for periodene med logging under tørkeforløpet. Tidsskalaene er de samme som i kurvene for temperatur og relativ fuktighet i tørkeluft. Varmepumpeanleggets regulering slo inn etter 1 time og 26 minutter av tørkeforløpet. Etter dette tidspunktet, viser målingene at temperaturen svingte rundt middelverdier som varierte lite. Se også kapittel ”Middelverdier for temperaturer, relativ luftfuktighet og elektrisk effekt”. I figur 29 og 30 kan man gjenkjenne pausene i tørkinga. Etter 48 timer var det en pause på 5 timer og 18 minutter, og etter 75 timer og 25 minutter var det en kort pause for ny oppstart på høyere temperatur.

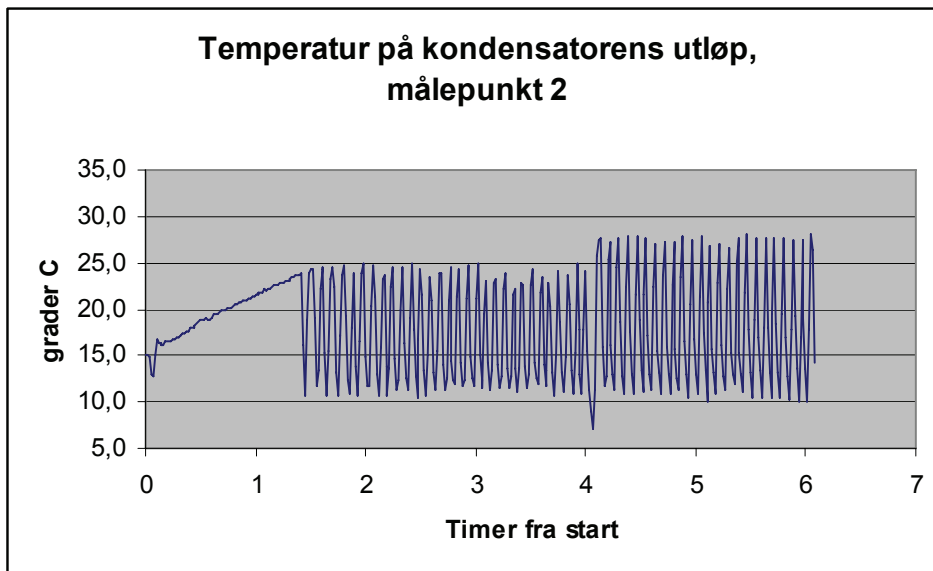
6.3 Resultater og diskusjon for kondensatoren



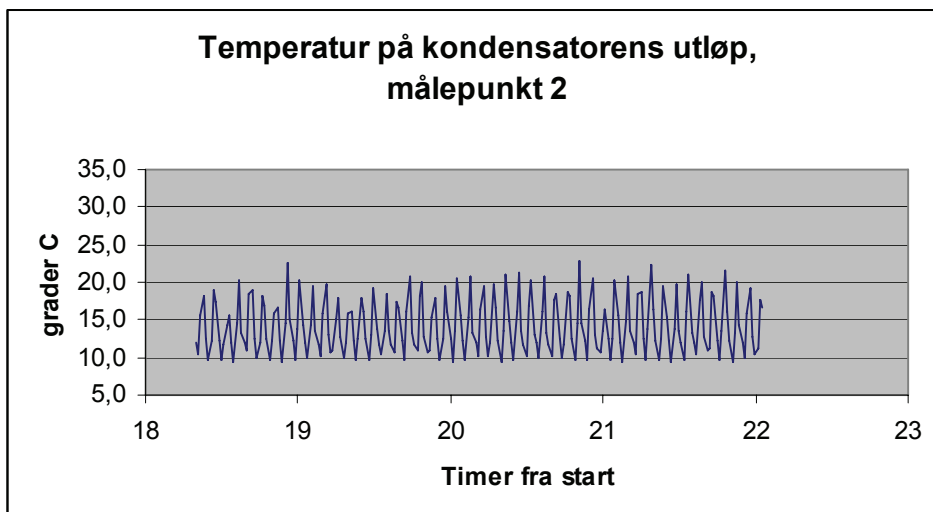
Figur 31

Figur 31 viser temperaturer som er målt på kondensatorens utløp for de to første timene av tørkeforløpet. Målepunkt 1 var nederst på utløpet, målepunkt 2 var i midten, og målepunkt 3 var øverst. Se også figur 24.

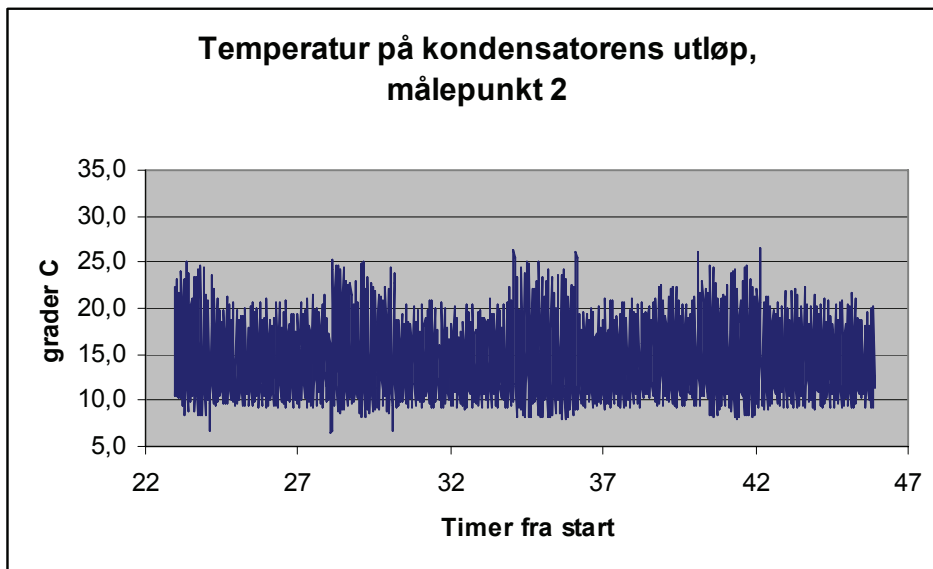
Målingene på utløpet til kondensatoren presenteres først og fremst for å vise svingningene i temperatur. Temperatur i målepunkt 2 svinger mest gjennom hele tørkeforløpet, og det er derfor valgt å presentere samtlige målinger fra målepunkt 2. De andre temperaturene presenteres som middelerverdier fra utvalgte perioder. Se kapittel 8.



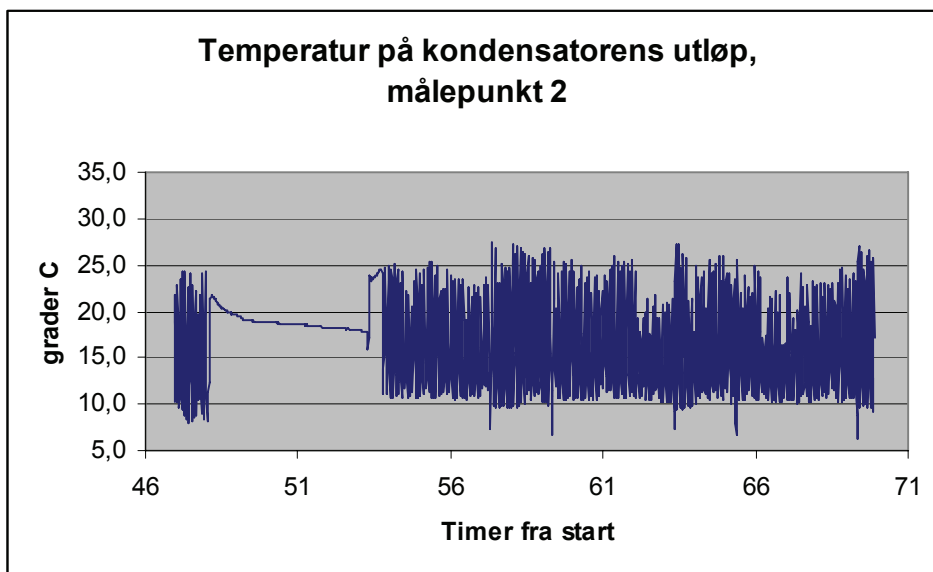
Figur 32



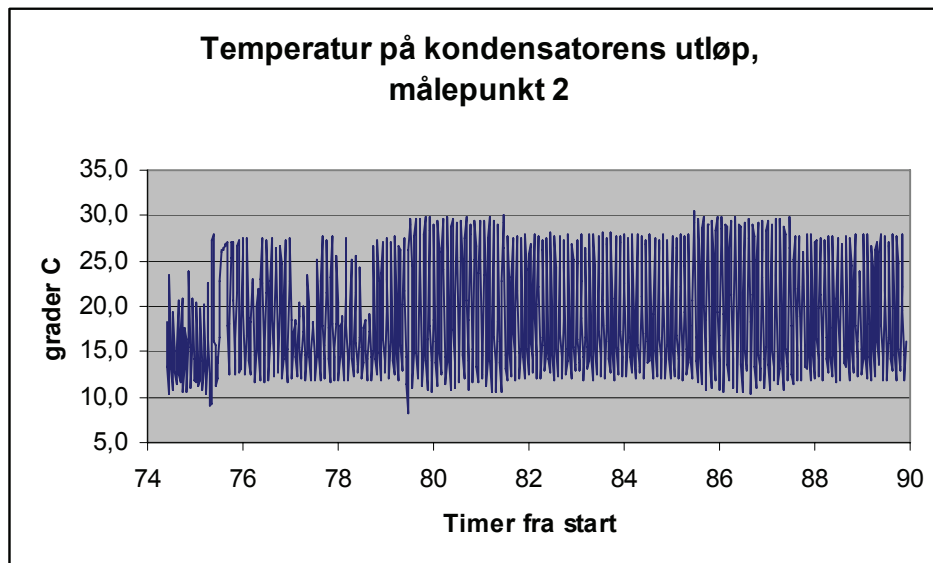
Figur 33



Figur 34



Figur 35



Figur 36

Figur 32 til 36 viser temperatur i målepunkt 2 for alle periodene med logging under tørkeforløpet. Temperaturen svingte mye, noe som sannsynligvis skyldes varmepumpeanleggets regulering. Se kapittel 9. Det ser også til å være større temperatursvingninger under driftstilstand B, enn under driftstilstand A. Etter at tørkeforløpet har vart i fire timer, skifter sirkulasjonsviftene retning, og da kan man se at svingningene blir større. (figur 32). For resten av tørkeforløpet kan man også tydelig se at flere av totimersperiodene med tilstand B har større svingninger enn tilstand A. Det ser som at det kan være en reduksjon i svingningene fra perioden i figur 32, til perioden i figur 33. For resten av måleperiodene ser det imidlertid ut til at svingningene øker utover i tørkeforløpet.

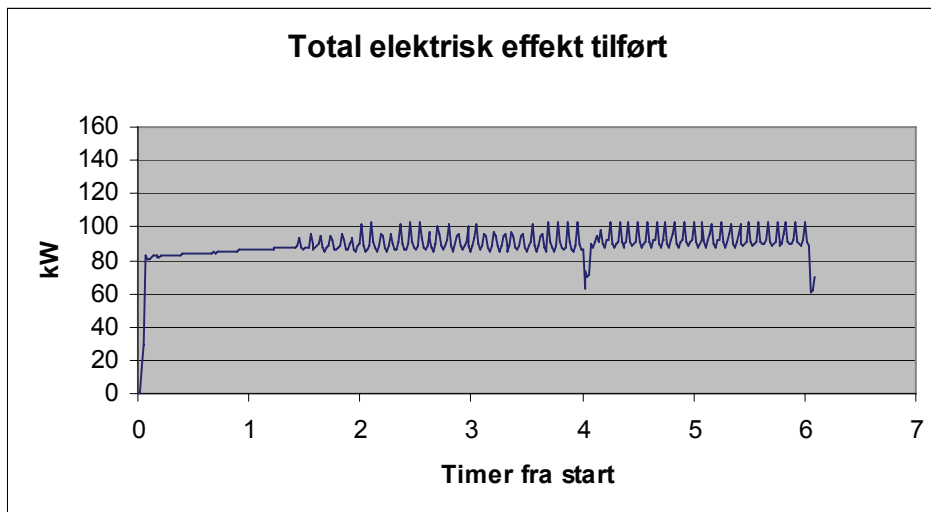
7 Målinger av tilført elektrisk effekt

7.1 Metode

Målinger av tilført effekt ble gjort med et Hioki digitalt wattmeter. I tillegg til logging av momentanverdier med datalogger, ble total tilført elektrisk effekt logget med digital printer. Denne ble stilt til å gi utskrift hver time. Printereren skrev da ut gjennomsnittlig effektforbruk fra timen før. Mandag 19.februar ble det målt momentanverdi for effekt tilført vifter og kompressorer. (Hver enkelt komponent.)

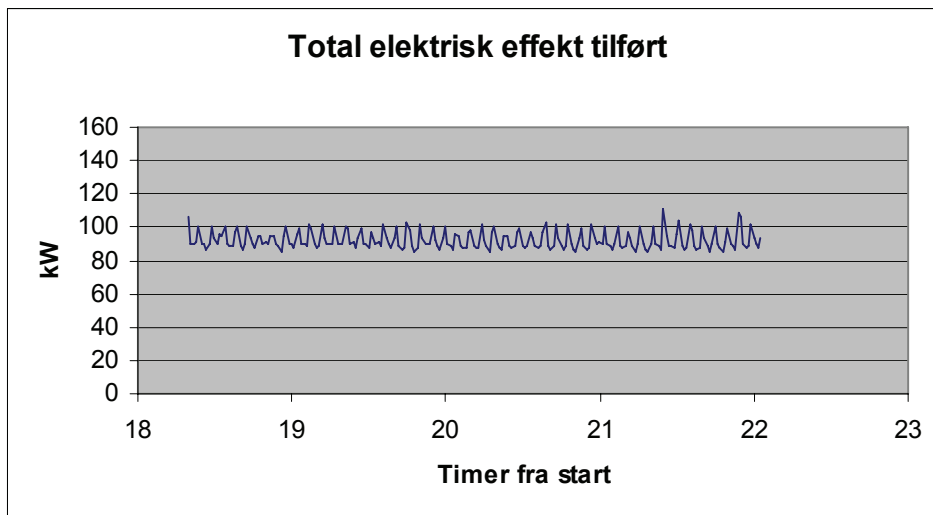
Total elektrisk effekt tilført tørka ble logget for samme perioder som temperaturer og relativ luftfuktighet, bortsett fra den siste perioden. Signalkabelen mellom wattmeter og datalogger hang litt utsatt til, og før siste måleperiode ble faren for hekting i vogner under innlasting vurdert til å være for høy. Logginga av elektrisk effekt ble derfor utelatt i den siste måleperioden.

7.2 Resultater og diskusjon

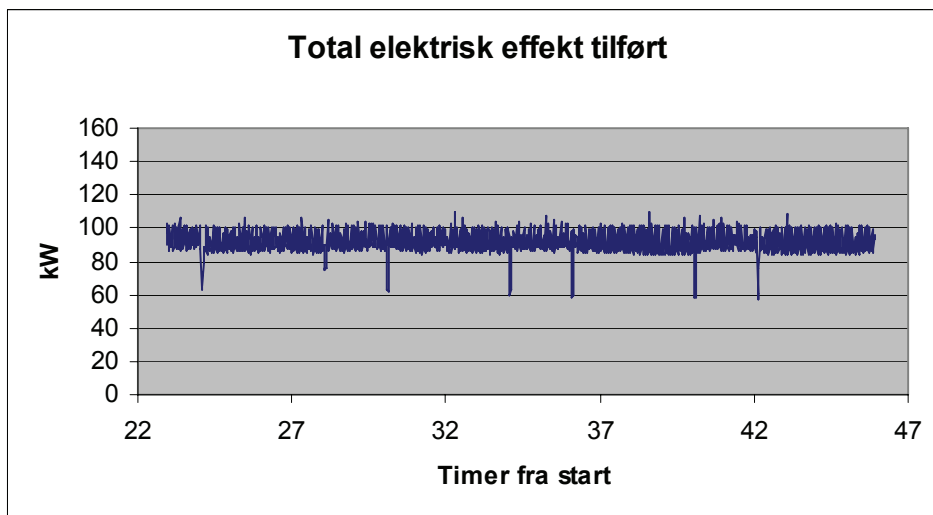


Figur 37

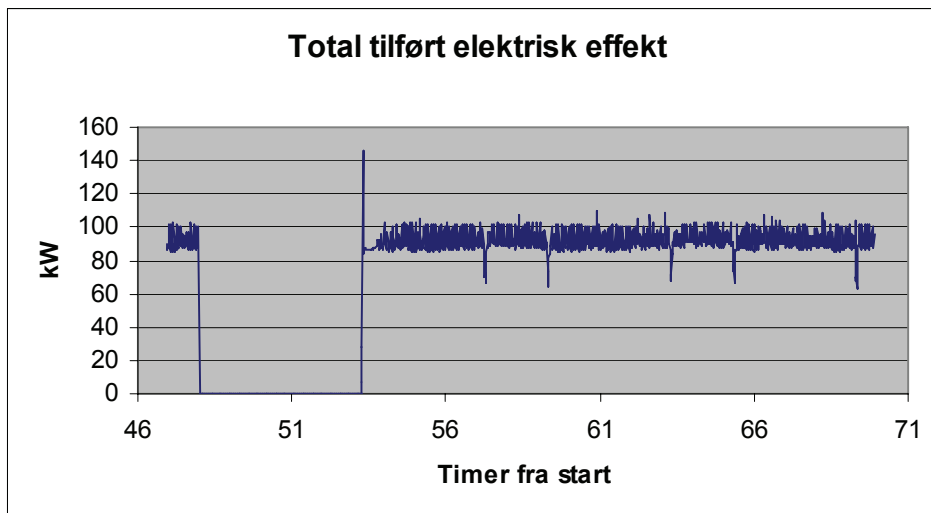
Figur 37 viser total elektrisk effekt tilført tørka for de første seks timene av tørkeforløpet. Kompressorenes effektforbruk vil variere noe etter temperaturer i fordampner og kondensator. Effektbehovet til sirkulasjonsvifter og aggregatvifter vil være tilnærmet konstant, bortsett fra at sirkulasjonsviftene stopper en kort stund ved skifte av retning. Fallet i effektforbruk etter fire og seks timer skyldes dette. Variasjonene i effektbehov ellers i tørkeforløpet, skyldes sannsynligvis inn- og utkobling av vifter på utekondensatoren. Se kapittel 9. Etter 1 time og 26 minutter, var det et sprang i forbrukt effekt, noe som kan tyde på innkobling av én eller flere vifter på utekondensatoren. På dette tidspunktet startet også temperaturene i fordampner, kondensator og tørkeluft å svinge.



Figur 38

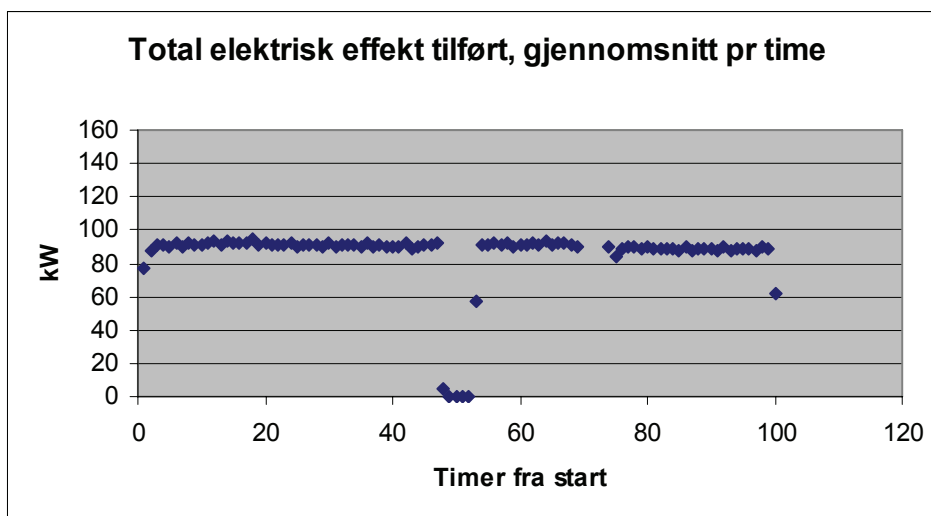


Figur 39



Figur 40

Figurene 38, 39 og 40 viser total elektrisk effekt tilført tørka for resten av måleperiodene. Man kan se at tilført effekt falt ved skifte av retning hos sirkulasjonsviftene, ellers svingte tilført effekt rundt faste middelveier. I figur 40 kan man se at tilført effekt nådde en svært høy verdi ved ny start av tørka etter 53 timer og 18 minutter. Tilført effekt var da oppe i 146 kW.



Figur 41

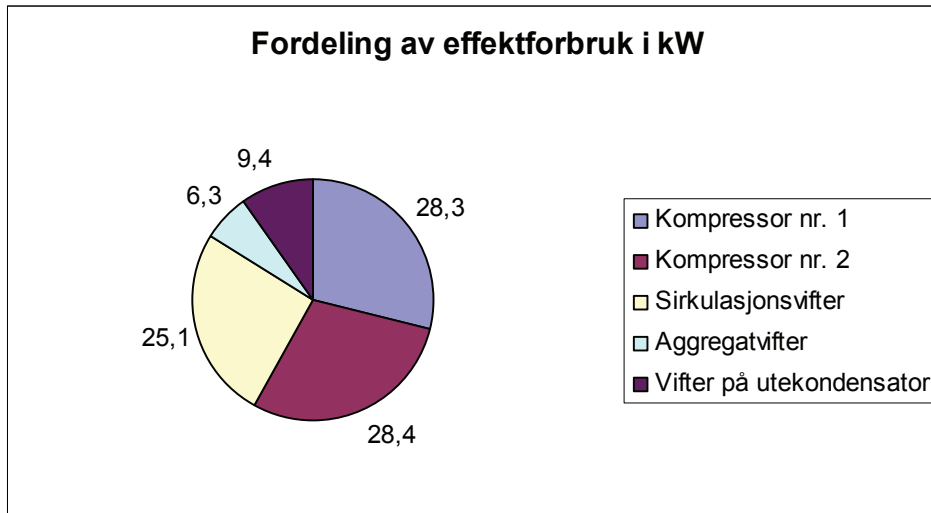
Figur 41 viser total elektrisk effekt tilført tørka logget med Hioki digital printer. Denne var stilt inn til å gi utskrift hver time, og ga da ut gjennomsnittlig tilført effekt siden forrige utskrift. I figur 41 er det derfor gjennomsnittlig tilført effekt pr time som er plottet, og dette kan sammenlignes med momentanverdi som er plottet i de foregående figurene. Figur 41 inneholder gjennomsnittseffekter for hele tørkeforløpet, bortsett fra en periode mellom 70 og 73 timer fra start, da wattmeteret ble brukt til andre effektmålinger. Se vedlegg 4 for komplett utskrift.

Tabell 1. Enkeltmålinger av elektrisk effekt

	Effekt [kW]
Kompressorer	
Nr. 1	28,3
Nr. 2	28,4
Sirkulasjonsvifter	
Nr. 1	1,8
Nr. 2	1,5
Nr. 3	1,8
Nr. 4	1,6
Nr. 5	1,8
Nr. 6	1,6
Nr. 7	1,7
Nr. 8	1,6
Nr. 9	1,5
Nr. 10	1,6
Nr. 11	1,5
Nr. 12	1,7
Nr. 13	2,0
Nr. 14	1,8
Nr. 15	1,6
Aggregatvifter	
Nr. 1	0,7
Nr. 2	0,7
Nr. 3	0,7
Nr. 4	0,7
Nr. 5	0,7
Nr. 6	0,7
Nr. 7	0,7
Nr. 8	0,7
Nr. 9	0,7
Utekondensatorvifter	
Nr. 1	2,3
Nr. 2	2,3
Nr. 3	2,4
Nr. 4	2,4
Sum	97,5
Sum uten utekondensatorvifter	88,1
Sum m/ én utekondensatorvifte	90,4
Sum m/ tre utekondensatorvifter	95,1

Tabell 1 inneholder enkeltmålinger av elektrisk effekt tilført hver enkelt vifte og kompressor tilhørende tørka. Målingene ble gjort for driftstilstand A. Nederst i tabellen er det vist summer for

effekt med forskjellig antall vifter på utekondensator i drift. Disse summene stemmer bra overens med total effekt logget med datalogger og digital printer. Se også tabell 4. Sirkulasjonsviftene som roterer motsatt vei av det de er laget for, hadde omtrent samme effektbehov som de som roterer rett vei. Vifter som roterer rett vei hadde et gjennomsnittlig effektbehov på 1,7 kW, mens vifter som roterer feil vei hadde et gjennomsnittlig effektbehov på 1,6 kW. Dette er med forbehold om at sirkulasjonsviftene er plassert i samme rekkefølge i tørka, som tilhørende motorvern er plassert i kontrollskap.



Figur 42

Figur 42 viser hvordan den totale effekten tilført fordeler seg på vifter og kompressorer. Sirkulasjonsviftene utgjør en stor del av det totale effektbehovet, og det er her stort potensial for å redusere effektbehovet. Se kapittel 18.

8 Middelvrdier for temperaturer, relativ luftfuktighet og elektrisk effekt

8.1 Metode

Ut fra målingene av temperaturer, relativ luftfuktighet og elektrisk effekt, ble det beregnet middelvrdier for perioder med stabil drift av anlegget. Det ble valgt ut perioder tidlig, i midten, og seint i tørkeforløpet. Det ble valgt ut perioder for både tilstand A og B, til sammen seks perioder. Hver periode varte i én time, og inneholdt 61 enkeltmålinger.

8.2 Resultater og diskusjon

Tabell 2. Middelvrdier for temperaturer i varmepumpeanlegg

	Tidlig i tørke- forløp (19 °C) tilstand A	Tidlig i tørke- forløp (19 °C) tilstand B	Midt i tørke- forløp (19 °C) tilstand A	Midt i tørke- forløp (19 °C) tilstand B	Seint i tørke- forløp (23 °C) tilstand A	Seint i tørke- forløp (23 °C) tilstand B
Temperatur i fordamper, målepunkt 1 [°C]	11,1	11,3	10,7	8,9	14,3	11,9
Temperatur i fordamper, målepunkt 2 [°C]	5,9	5,4	2,1	2,6	4,0	3,5
Temperatur i fordamper, målepunkt 3 [°C]	2,7	3,7	1,6	2,2	2,9	3,0
Temperatur i fordamper, målepunkt 4 [°C]	4,1	4,6	2,0	2,5	3,2	3,2
Temperatur i fordamper, målepunkt 5 [°C]	11,6	12,3	10,8	9,5	14,4	12,9
Temperatur i fordamper, målepunkt 6 [°C]	12,2	12,9	12,8	11,9	16,4	14,8
Temperatur i kondensator, målepunkt 1 [°C]	16,0	17,3	14,2	14,8	18,6	19,0
Temperatur i kondensator, målepunkt 2 [°C]	16,9	18,1	14,2	14,8	19,4	19,6
Temperatur i kondensator, målepunkt 3 [°C]	18,4	18,7	16,5	16,0	21,1	20,0

Tabell 2 viser middelvrdier for temperaturer i varmepumpeanlegget for seks perioder under tørkeforløpet. Se figur 22 og 24 for plassering av målepunkter. De seks periodene var:

- Tidlig i tørkeforløpet, tilstand A: 2 timer og 30 minutter fra start til 3 timer og 30 minutter fra start.
- Tidlig i tørkeforløpet, tilstand B: 4 timer og 10 minutter fra start til 5 timer og 10 minutter fra start.
- Midt i tørkeforløpet, tilstand A: 42 timer og 56 minutter fra start til 43 timer og 56 minutter fra start.
- Midt i tørkeforløpet, tilstand B: 40 timer og 26 minutter fra start til 41 timer og 26 minutter fra start.
- Seint i tørkeforløpet, tilstand A: 82 timer og 44 minutter fra start til 83 timer og 44 minutter fra start.
- Seint i tørkeforløpet, tilstand B: 86 timer og 4 minutter fra start til 87 timer og 4 minutter fra start.

Merk at perioden for tilstand B midt i tørkeforløpet kommer før perioden for tilstand A midt i tørkeforløpet. Tidsangivelsene er de samme som er brukt tidligere i rapporten, det vil si timer fra start av tørkeforløpet inkludert pauser i tørkinga.

Målepunktene 1, 5 og 6 på fordamperen er alle plassert på samme rekke med rørbend, det vil si den siste loddrette rekka med rørbend før fordamperens utløp. I tabell 2 kan man se at temperaturene i målepunktene er forskjellige, noe som kan tyde på skjevfordeling av kuldemedium.

Det er også forskjeller mellom temperaturene som er målt på kondensatorens utløp. Alle kursene på kondensatoren er utformet på forskjellig måte. Se figur 24 og figur 52. Reguleringa av kondensatorytelse medfører at kondensatoren fylles opp med væske. Se kapittel 9. Dette er muligens noe som kan gi skjevfordeling av kuldemedium, og forklare temperaturforskjellene.

Tabell 3. Middelerverdier for tilstander i fuktig luft

	Tidlig i tørkeforløp (19 °C) tilstand A	Tidlig i tørkeforløp (19 °C) tilstand B	Midt i tørkeforløp (19 °C) tilstand A	Midt i tørkeforløp (19 °C) tilstand B	Seint i tørkeforløp (23 °C) tilstand A	Seint i tørkeforløp (23 °C) tilstand B
Temperatur før fordamper, Vaisala [°C]	17,4	18,6	18,4	18,7	22,1	22,2
Relativ luftfuktighet før fordamper, Vaisala [%]	74,4	67,2	49,9	46,8	42,9	39,5
Temperatur etter aggregatvifter, Vaisala [°C]	19,5	19,0	17,7	18,9	21,5	22,6
Relativ luftfuktighet etter aggregatvifter, Vaisala [%]	51,0	59,6	45,9	42,3	39,8	35,7
Temperatur på himling, Vaisala [°C]	17,7	18,5	18,9	19,1	22,8	23,0
Relativ luftfuktighet på himling, Vaisala [%]	69,8	66,0	45,2	43,0	38,7	35,8
Temperatur før fordamper, termoelement 1 [°C]	17,5	18,6	18,3	18,4	22,0	22,0
Temperatur før fordamper, termoelement 2 [°C]	18,0	19,1	18,8	19,2	22,7	22,8
Temperatur før fordamper, termoelement 3 [°C]	17,9	19,3	18,8	19,2	22,7	22,9
Temperatur etter aggregatvifter, termoelement 1 [°C]	19,8	18,8	17,9	19,0	21,6	22,8
Temperatur etter aggregatvifter, termoelement 2 [°C]	19,9	18,9	18,0	18,9	21,8	22,7
Temperatur etter aggregatvifter, termoelement 3 [°C]	20,7	18,8	18,5	19,2	22,7	23,0

Tabell 3 viser middelerverdier for tilstander i fuktig luft for samme tidsperioder som i tabell 2. Se figur 3 og 4 for plassering av måleutstyr.

Målepunktet på himlingen er plassert mellom to luftbehandlingsaggregater, og man kan forvente at lufta har omtrent samme tilstand som luft før fordamper, eventuelt er det noe blanding med avfuktet luft ut fra aggregatviftene. Man kunne derfor forvente at temperaturen var omtrent som før fordamperen, eller litt høyere. Avfuktet luft blandes med luft som passerer forbi aggregatene. Under oppfuktning blir tørkelufta litt avkjølt, og man kan forvente at avfuktet luft må ha litt høyere temperatur, slik at ønsket tørketemperatur opprettholdes. Ut fra disse betraktningene, er temperaturene i tilstand A tidlig i tørkeforløpet som forventet. For tilstand A midt i, og seint i tørkeforløpet, ser det ut som at dette blir noe annerledes. Temperaturen etter aggregatviftene er lavere enn temperaturen før fordamper. Temperaturen på himlingen blir likevel høyere enn

temperatur før fordamper. Midt i, og seint i tørkeforløpet er det lite oppfukning, og dermed mindre behov til oppvarming. Det er også flere andre kilder til oppvarming i tørka, som sirkulasjonsvifter, kompressorer og trykkgassrør. Se kapittel 19. Årsaken til at temperaturen på himlingen blir høyere enn temperaturen før fordamper, kan skyldes plasseringa av disse varmekildene. Unøyaktigheter i målingene er også en mulighet, da temperaturforskjellene uansett er små.

For tilstand B, vil både målepunktet på himlingen og før fordamperen stå i luft som er ei blanding av avfuktet og oppfuktet luft. Det er vanskelig å vurdere graden av blanding. Se kapittel 20. Målingene etter aggregatviftene kan også være påvirket av luftstrømmen fra sirkulasjonsviftene. Det blir derfor vanskelig å gjøre et tilsvarende resonnement som for tilstand A.

Tabell 4. Middelerverdier for total elektrisk effekt tilført

	Tidlig i tørke- forløp (19 °C) tilstand A	Tidlig i tørke- forløp (19 °C) tilstand B	Midt i tørke- forløp (19 °C) tilstand A	Midt i tørke- forløp (19 °C) tilstand B
Total tilført elektrisk effekt [kW]	91,0	93,0	90,3	92,2

Tabell 4 viser middelerverdier for total elektrisk effekt tilført tørka. Tidsperiodene er de samme som i tabell 2 og 3. Det ble ikke logget effekt seint i tørkeforløpet.

9 Regulering av temperatur i tørkeluft

På røret for væske fra kondensatorene i tørka, er det montert en magnetventil. Når temperaturen i tørkelufta blir høy nok, stenger magnetventilen av kuldemediestrømmen. Kondensatorene i tørka fylles da opp med væske, og settes ut av funksjon. Samtidig stiger kondensatortrykket. På røret til utekondensatoren er det montert en reguleringsventil som holder konstant trykk på tilgangssida. Ventilen er av typen Danfoss PM1-50 med pilotventilen CVP(HP). [Danfoss] Se også vedlegg 3. Når kondensatortrykket stiger, slippes det ut mer trykkgass til utekondensatoren. Jonassen og Walde (2006a) har tidligere funnet et lignende system for regulering på ei annen tverrblåst batchtørke fra Frigosistema, og bedømte dette til å ikke være en optimal måte for temperaturregulering. For betydelige deler av tiden benyttes ikke installert kondensatorareal, og dermed opprettholdes høyere kondenseringstrykk enn nødvendig. Reguleringsløsningen gir også økt behov for væskebuffer i tank, noe som er lite gunstig, siden R404a har høye miljøavgifter. [Jonassen, Walde, 2006a]

De fire viftene på utekondensatoren kobles inn i tre trinn: én vifte, tre vifter eller fire vifter. På trykkgassrøret til utekondensatoren er det montert pressostater. Disse brukes sannsynligvis til å styre innkoblinga av viftene. På viftenes kontaktorer i kontrollskapet, ble det observert at det ofte veksles mellom én og tre vifter i drift på utekondensatoren. Dette gir et stort sprang i avkjøling av kondensatoren, og det antas at dette er en dårlig måte for regulering av viftene.

Reguleringa av kondensatorytelse gir store svingninger i temperatur i kondensatorene. Reguleringa av viftene på utekondensatoren bidrar muligens til å forsterke disse svingningene. Svingningene forplanter seg også over til lavtrykksida, sjøl om de ikke blir like store der.

Middeltemperaturene som er beregnet på kondensatorens utløp ser ut til å vise mye underkjøling. Se kapittel 8. I kapittel 11 benyttes 31 °C som kondenseringstemperatur. Man kan forvente at reguleringa av kondensatorytelse gir lav middeltemperatur på utløpet, men det trenger ikke nødvendigvis å være høy underkjøling når kondensatoren er i drift.

10 Beregninger på varmepumpeanlegg

Det ble gjort flere beregninger på varmepumpeanlegget:

- Beregning på eksisterende driftstilstand ut fra målte temperaturer og elektrisk effekt med RnLib. (Kapittel 11)
- Beregninger ut fra målte temperaturer og forskjellige trinn i kompressorens kapasitet med kompressorprodusentens programvare. (Kapittel 12)
- Beregning av driftstilstander for varierende temperaturer i fordamper og kondensator, og bruk av kapasitetsregulering på kompressor. Kompressorprodusentens programvare ble benyttet. Brukt til å lage kurver for kompressorens virkningsgrader. (Kapittel 12)
- Beregning av eksisterende driftstilstand for fordamper og kondensator med Hx-Sim. (Kapittel 13)
- Beregning av driftstilstander med høyere fordampningstemperatur med Hx-Sim. (Kapittel 13)

Det ble valgt å gjøre beregningene for tilstand A tidlig i tørkeforløpet. Tilstand A er sirkulasjonsviftenes ideelle driftstilstand. Det antas at målingene på tørkeluft tidlig i tørkeforløpet er de beste, siden det da er størst oppfukning, og eventuelle feilmålinger får minst innvirkning. Det er også mest naturlig å ta utgangspunkt i tilstanden tidlig i tørkeforløpet ved dimensjonering av nye tørkeanlegg.

11 Beregninger med RnLib

Beregningene hadde som hovedhensikt å finne kuldeytelse, kompressorens isentropiske totalvirkningsgrad og kuldefaktor.

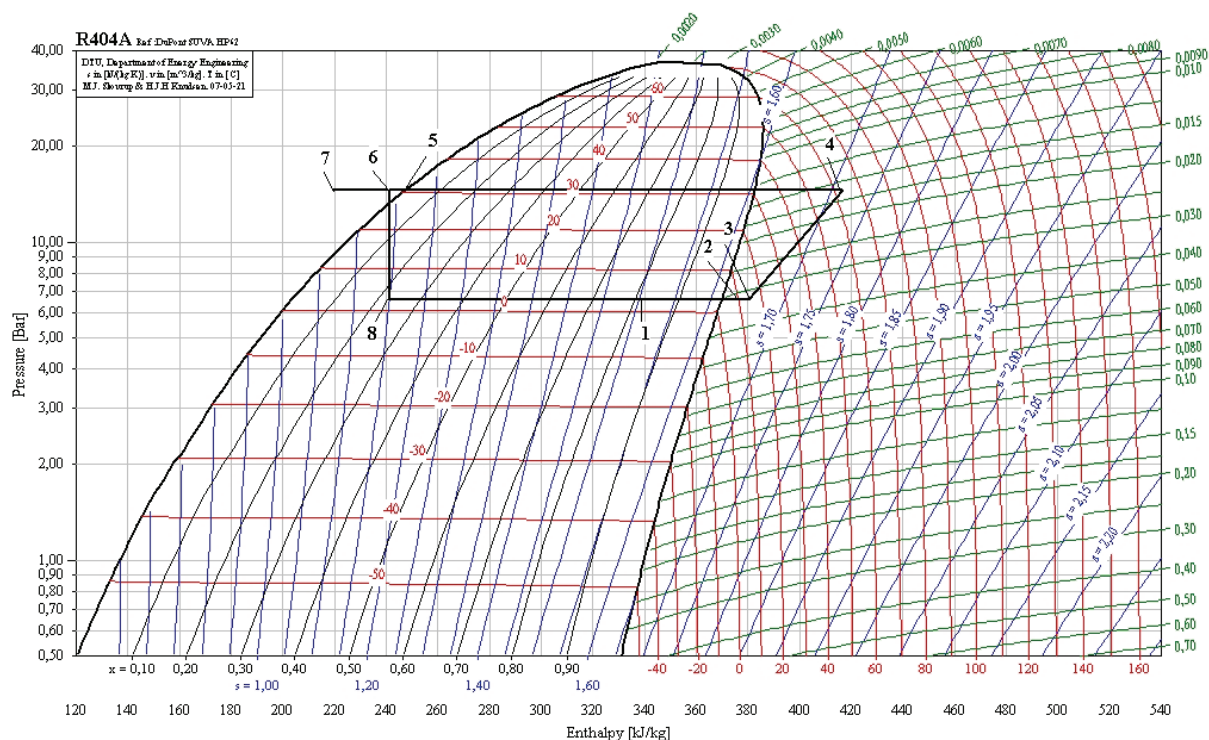
11.1 Metode og resultater

Tabell 5. Middeltemperaturer i varmepumpeanlegg

Innstilt temperatur tørkeluft [°C]:	19
Trykkgass fra kompressor [°C]:	63
Trykkgass inn på kondensator [°C]:	55
Væske ut fra kondensator [°C]:	13
Væske ut fra tank [°C]:	29
Før strupeventil [°C]:	27
Etter strupeventil [°C]:	13
Suggass inn på kompressor [°C]:	10
Væske fra kondensator på tak [°C]:	31

Kilde: rapport fra fordypningsprosjekt

Tabell 5 viser middeltemperaturer i varmepumpeanlegget som ble beregnet under fordypningsprosjektet. Middeltemperaturene ble beregnet fra 10 målinger for stabile perioder som varte i 100 minutter. Noen av disse temperaturene ble brukt i beregningene. Under fordypningsprosjektet ble det gjort målinger på ei annen tørke av samme type, tørke 3 hos Scanprod AS.



Figur 43. Log p-h diagram for prosessen i varmepumpeanlegget

Tabell 6. Tilstander i log p-h diagram

Tilstand 1	Fordamper
Tilstand 2	Suggass før motor
Tilstand 3	Suggass før kompressor
Tilstand 4	Trykk-gass etter kompressor
Tilstand 5	Mettet væske fra utekondensator
Tilstand 6	Underkjølt væske før struping
Tilstand 7	Underkjølt væske fra kondensator i tørke
Tilstand 8	Gass-/væskeblanding inn på fordamper

Figur 43 viser prosessen i varmepumpeanlegget i log p-h diagram. Det er laget ut fra målinger på fordamper, tabell 5 (fra fordypningsprosjekt) og beregninger med RnLib. Tabell 6 viser tilstander som er avmerket i log p-h diagrammet.

Symboler for entalpi brukt i dette kapittelet har tilsvarende nummerering som tilstandene avmerket i log p-h diagrammet.

Framgangsmåte:

- Elektrisk effekt tilført kompressorene, W_{el} , ble målt til 56,7 kW. Dette er summen av enkeltmålinger på hver kompressor. Det antas at 5 % av elektrisk effekt tilført kompressoren går som varme til omgivelsene. 95 % av elektrisk effekt går da til entalpiøkning i kuldemediet.
- Som fordampningstemperatur benyttes 2,7 °C. Dette er gjennomsnittstemperaturen i målepunkt 3 på fordampere, for tilstand A tidlig i tørkeforløpet.
- Som kondenseringstemperatur benyttes temperatur målt for væske fra kondensator på tak (utekondensator) fra tabell 5. Denne er på 31 °C. Kategorien ”Innstilt temperatur i tørkeluft på 19 °C” tilsvarer tilstand A tidlig i tørkeforløpet. Det antas at denne temperaturen ligger nær temperaturen til mettet væske, og at temperaturene i kondensatorene i tørka er de samme.
- Fordampertrykk (656114 Pa) og kondensatortrykk (1452673 Pa) ble funnet fra tilhørende temperaturer.
- Entalpi i suggass før motor, h_2 , (overhettet gass) ble funnet fra målt temperatur, 10 °C (Tabell 5), og fordampertrykk.
- Entalpi i trykk-gass, h_4 , (overhettet gass) ble funnet fra målt temperatur, 63 °C (Tabell 5), og kondensatortrykk.

Kuldemediets massestrøm, G_s , beregnes med ligningen:

$$G_s = \frac{0,95 \cdot W_{el}}{h_4 - h_2} = \frac{0,95 \cdot 56700W}{416442J/kg - 376227J/kg} = 1,34kg/s \quad (\text{Ligning 2})$$

Viklingene i kompressormotorene kjøles av suggassen. [Bitzer] Ut fra den lave motorvirkningsgraden som er funnet i kapittel 12.3, antas det at 15 % av tilført elektrisk effekt til motorene går til oppvarming av kuldemediet. Dette gir ei temperaturøkning på 7 K.

Entalpi i suggass før kompressor, h_3 , beregnes:

$$h_3 = h_2 + \frac{0,15 \cdot W_{el}}{G_s} = 376227J/kg + \frac{0,15 \cdot 56700W}{1,34kg/s} = 380460J/kg \quad (\text{Ligning 3})$$

- Finner temperatur i suggass før kompressor fra entalpi og fordampertrykk.
- Entropi i suggass før kompressor finnes fra temperatur og fordampertrykk.
- Entalpi ved isentropisk kompresjon, h_{4s} , finnes fra entropi i suggass før kompressor, og kondensatortrykk.

Finner kompressorens isentropiske totalvirkningsgrad, η_{is} :

$$\eta_{is} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} = \frac{399771J/kg - 382576J/kg}{416442J/kg - 382576J/kg} = 0,51 \quad (\text{Ligning 4})$$

- Entalpi før struping, h_6 , (underkjølt væske) finnes fra temperatur målt før strupeventil, 27 °C (Tabell5).
- Entalpi inn på fordampner, h_8 , antas å være lik entalpi før struping (adiabatisk struping).

Kuldeytelse, Q_0 , beregnes med følgende ligning:

$$Q_0 = G_s \cdot (h_2 - h_8) = 1,34kg/s \cdot (376227J/kg - 241022J/kg) = 181095W \quad (\text{Ligning 5})$$

Kuldefaktor, COP :

$$COP = \frac{Q_0}{W_{el}} = \frac{181095W}{56700W} = 3,2 \quad (\text{Ligning 6})$$

Teoretisk COP :

$$COP_{teo} = \frac{h_2 - h_8}{h_{4s} - h_3} = \frac{376227J/kg - 241022J/kg}{399771J/kg - 382576J/kg} = 7,9 \quad (\text{ligning 7})$$

Det kan være noe trykktap i suggassrøret, som kan tilsvare 1 til 2 °C lavere fordampningstemperatur. [Magnussen, 2007]. Antar at fordampningstemperaturen før kompressoren er 0,7 °C. Dette gir lavere fordampningstrykk. Ved å ellers bruke samme tall og beregningsmetoder som over, blir isentropisk virkningsgrad da lik 0,56.

11.2 Diskusjon

Til tross for at det er antatt mye varmeoverføring til kuldemediet i motorene, blir isentropisk virkningsgrad lav, også hvis det regnes med trykktap i suggassrøret. Dette ser til å i hovedsak skyldes den høye trykkgasstemperaturen (63 °C). Jonassen og Walde (2006a) har gjort målinger på ei annen tverrblåst batchtørke fra Frigosistema. Kuldemediet var R22. Trykkgasstemperaturen ble målt til omtrent 75 °C. Kondenseringstemperaturen ble bestemt ut fra trykkmålinger til 33,4 °C, noe som er ganske likt kondenseringstemperaturen som benyttes i denne beregninga.

Kondenseringstemperaturen (31 °C) er funnet fra måling av temperatur på væskerøret fra utekondensatoren, og antagelsen om at dette er mettet væske. Kondensatorytelsen i tørka reguleres på en måte som gjør at kondenseringstemperaturene for kondensatorene i tørka og utekondensatoren kan være forskjellige. Se kapittel 9. For beregningene i denne rapporten er det likevel antatt at kondenseringstemperaturene er like.

Det er også beregnet lav verdi for kuldeytelse og kuldefaktor. Reell kuldefaktor blir mye lavere enn teoretisk kuldefaktor. Beregningene av disse tallene er avhengige av beregnet massestrøm av kuldemedium. Massestrøm av kuldemedium er beregnet fra målt elektrisk effekt, og entalpi i suggass før motorer og i trykk-gass. Den høye trykk-gasstemperaturen gir høy verdi for entalpi, og dermed også lav massestrøm.

Kondensatortrykket ble ved ei feiltagelse beregnet fra mettet gass ved 31 °C, og ikke mettet væske. Det ble ikke funnet tid til å rette opp denne feilen. R404a er et blandingsmedium med noe temperaturglide i tofaseområdet. Feiltagelsen påvirker ikke beregningene i nevneverdig grad.

12 Beregninger med kompressorprodusentens programvare

12.1 Metode

Programmet tar inn følgende informasjon:

- Kompressormodell (Bitzer 6G-40.2Y, semihermetisk)
- Fordampningstemperatur (2,7 °C)
- Kondenseringstemperatur (31 °C)
- Overheting av suggass (temperaturdifferanse settes lik 7,3 K).
- Underkjøling av væske fra kondensator (temperaturdifferanse settes lik 4K).
- Nyttig overheting, det vil si hvor stor andel av overhetinga som skjer i fordamperen.

Dette er samme temperaturer som i kapittel 11.

Det antas at nyttig overheting er 100 %, og at det ikke skjer varmeoverføring til suggassrøret. (Suggassrøret er isolert.)

12.2 Resultater og diskusjon

Tabell 7. Tall fra kompressorprogram, 100 % kapasitet hos kompressor

Kuldeytelse [kW]	133
Elektrisk effekt tilført [kW]	29,8
Kondensatorytelse [kW]	156,7
COP	4,46
Massestrøm kuldemedium [kg/s]	0,98

Tabell 8. Tall fra kompressorprogram, 66 % kapasitet hos kompressor

Kuldeytelse [kW]	87,8
Elektrisk effekt tilført [kW]	20
Kondensatorytelse [kW]	103,8
COP	4,39
Massestrøm kuldemedium [kg/s]	0,65

Tabell 9. Tall fra kompressorprogram, 33 % kapasitet hos kompressor

Kuldeytelse [kW]	43,9
Elektrisk effekt tilført [kW]	11,4
Kondensatorytelse [kW]	53,3
COP	3,84
Massestrøm kuldemedium [kg/s]	0,32

Tabell 7 til 9 viser tall fra beregninga med kompressorprodusentens program for forskjellige trinn i kapasitet. Merk at tallene gjelder pr kompressor (det er to kompressorer). I tabell 7 kan man se

at kuldeytelse, kuldefaktor og massestrøm av kuldemedium er mye høyere enn i beregninga med RnLib. Dette kan ha sammenheng med at programmet bruker mye lavere temperatur i trykk-gass enn den som ble målt. Se figur 44.

12.3 Kurver for kompressorens virkningsgrader

Kompressorprodusentens programvare har en funksjon som regner ut tabeller for ytelse med mer. Det ble regnet ut slike tabeller for tre kondenseringstemperaturer (30 °C, 40 °C og 50 °C), og sju fordampningstemperaturer for hver kondenseringstemperatur. Fordampningstemperaturene varierte mellom -25 °C og 5 °C, med intervaller på 5 °C. Overheting av suggass settes konstant lik 7,3 K, og underkjøling av væske settes konstant lik 4K, dette er samme temperaturdifferanser som tidligere. Det ble regnet ut én tabell for hvert trinn i kapasitetsregulering.

Tabellene inneholder tilsvarende tall som tabell 3, og sier ikke noe om hvilke entalpiverdier som er benyttet i beregningene.

Tabellene ble brukt til å lage kurver for virkningsgrader.

Framgangsmåte:

- Finner entalpi i suggass, h_2 , med RnLib.
- Bruker kuldeytelse, Q_0 , og massestrøm, G_s , til å finne entalpi inn på fordampner, h_8 :

$$h_8 = h_2 - \frac{Q_0}{G_s} \quad (\text{Ligning 8})$$

- Entalpi før strupeventil, h_6 , blir lik h_8 (adiabatisk struping).
- Finner temperatur før struping fra h_6 og kondensatortrykk (RnLib).

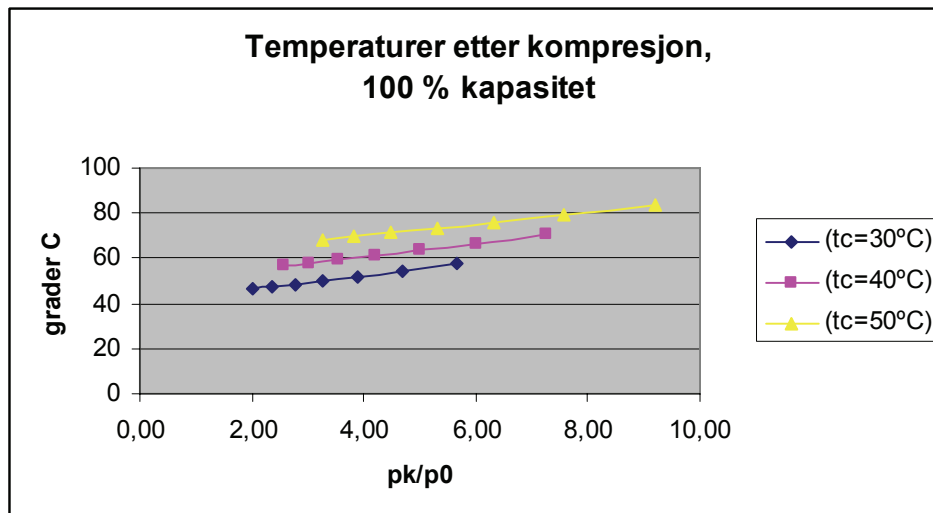
Med denne beregningsmetoden varierer underkjølinga av væske ut fra kondensatoren mellom 4,0 K og 6,2 K (temperaturdifferanser), noe som avviker fra den konstante underkjølinga på 4,0 K som ble satt i programmet. Dette kan skyldes at kompressorprogrammet og RnLib benytter forskjellige entalpiverdier. Dette har likevel liten innvirkning på det endelige resultatet.

- Finner entalpi etter kompresjon, h_4 , fra kondensatorytelse, Q_c , og massestrøm.

$$h_4 = h_6 + \frac{Q_c}{G_s} \quad (\text{Ligning 9})$$

Kompressorprogrammet tar ikke hensyn til varmeavgivelse ved beregning av kondensatorytelse. All entalpiøkning i kompressoren går til økning i kondensatorytelse.

- Temperatur etter kompresjon finnes fra h_4 og kondensatortrykk (RnLib).



Figur 44

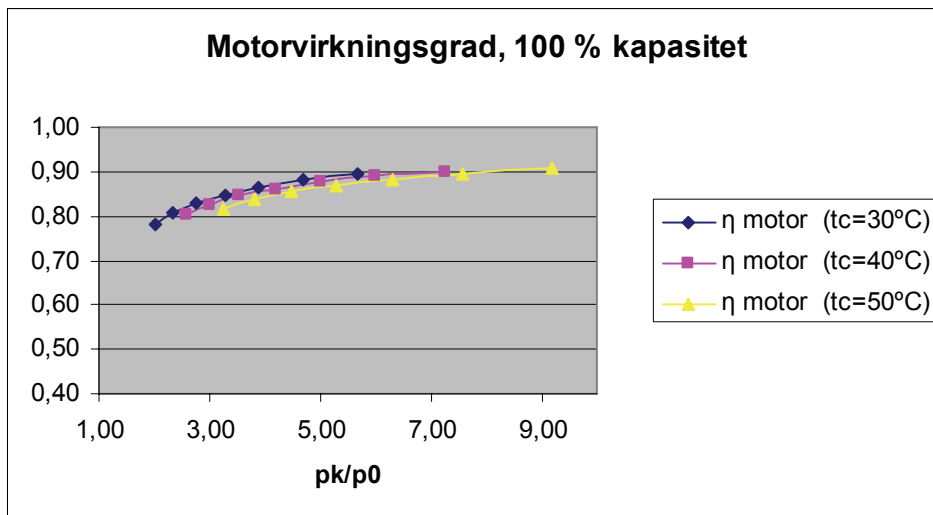
Figur 44 viser temperaturer etter kompresjon funnet med kompressorprogrammet. p_k/p_0 er forhold mellom kondensatortrykk og fordampetrykk, og t_c er kondenseringstemperatur. Temperaturene er temmelig lave, og kan sammenlignes med temperaturen målt på trykkgassrøret (63 °C). Se tabell 5. Med tall fra kapittel 11 blir p_k/p_0 lik 2,2, og kondenseringstemperaturen lik 31 °C.

- Summen av effektøkning ved motorkjøling og kompresjon finnes som forskjellen mellom kondensatorytelsen og kuldeytelsen.

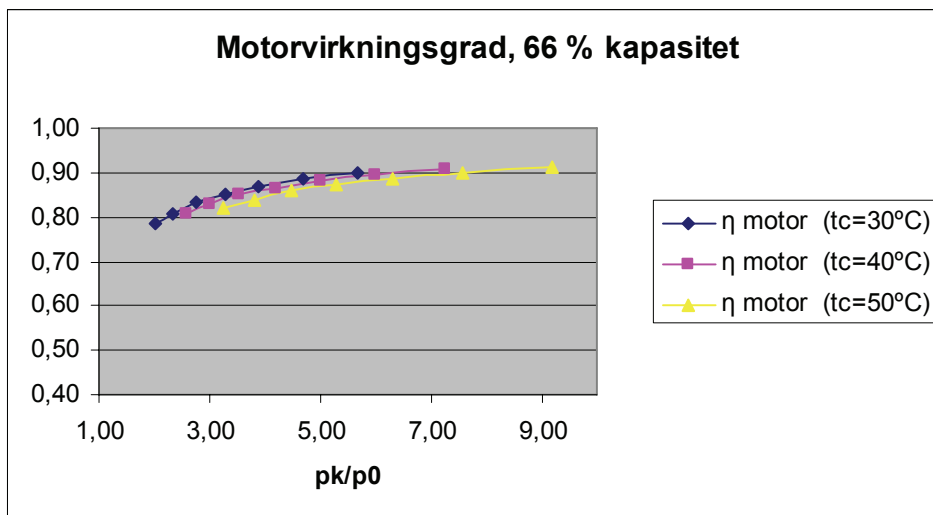
Denne effektøkningen er mye lavere enn elektrisk effekt tilført. Siden temperaturen etter kompresjon også er mye lavere enn forventet, antas det at effektøkning i kuldemediet ved kjøling av motor er utelatt i kompressorprogrammet. Varme fra motoren avgis da til omgivelsene. Det antas videre at kompressorens akseffekt kan settes lik forskjellen mellom kondensatorytelse og kuldeytelse.

- Beregner motorvirkningsgrad:

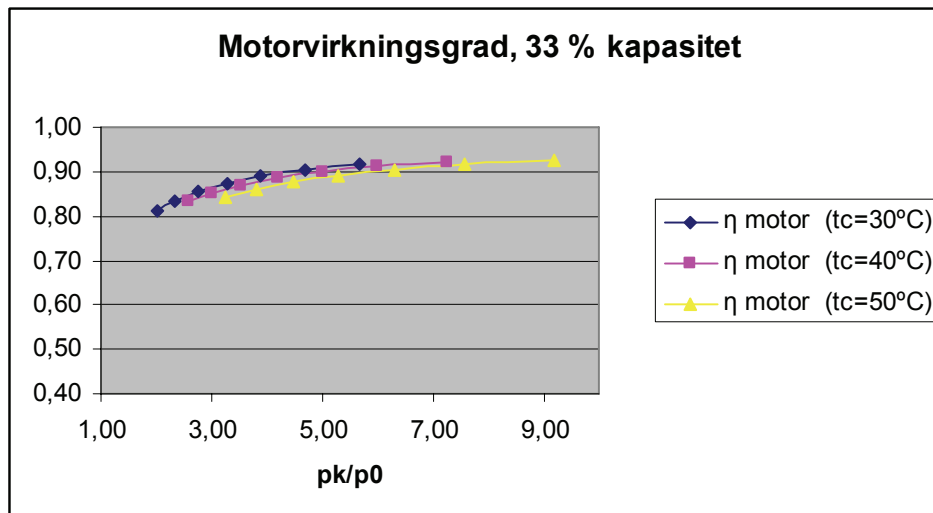
$$\eta_{MOTOR} = \frac{Q_c - Q_0}{W_{el}} \quad (\text{Ligning 10})$$



Figur 45



Figur 46



Figur 47

Figur 45, 46 og 47 viser motorvirkningsgrader ved ulike trinn i kompressorkapasitet. Verdiene er slik en kan forvente for en elektromotor av denne størrelsen. Ved lave trykkforhold (p_k/p_0) øker innsugd masse, og effektbehovet øker. [Haukås, 2005] Dette ser også ut til å gi lavere motorvirkningsgrad. Kapasitetsregulering med ventilløft ser ut til å ha liten innvirkning på motorvirkningsgraden. Tidligere i rapporten er p_k/p_0 lik 2,2 og kondenseringstemperatur lik 31 °C brukt som eksisterende drifttilstand. Ut fra figur 45 blir motorvirkningsgraden da lav.

Effektøkning ved kjøling av motoren blir heller ikke tatt med i beregninga av kompressoren isentropiske totalvirkningsgrad, η_{is} , og tilstander i suggass etter fordamper brukes.

- Finner entropi i suggass fra temperatur og fordampertrykk.
- Finner entalpi ved isentropisk kompresjon, h_{4S} , fra entropi i suggass og kondensatortrykk.
- Beregner isentropisk totalvirkningsgrad:

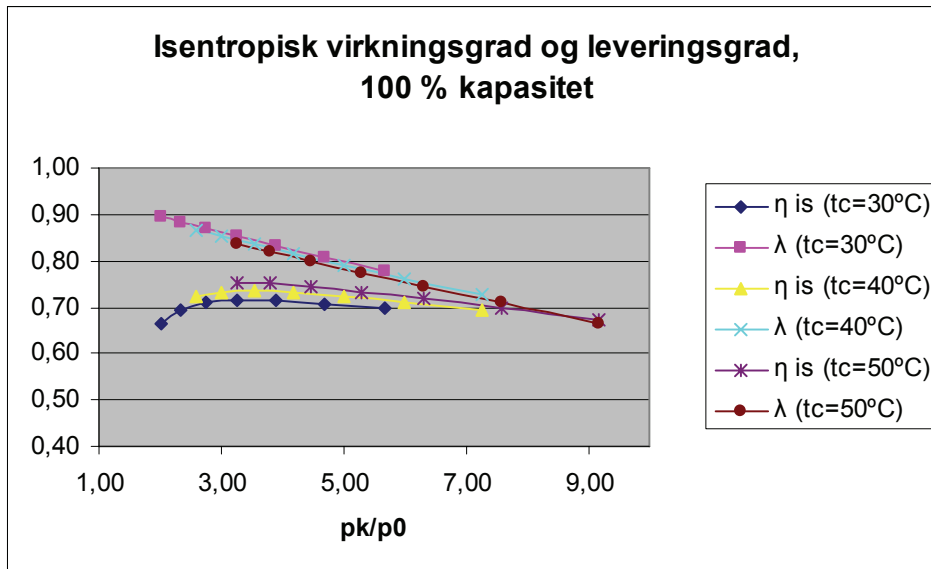
$$\eta_{is} = \frac{h_{4S} - h_2}{h_4 - h_2} \quad (\text{Ligning 11})$$

Merk at denne ligningen er forskjellig fra ligning 4.

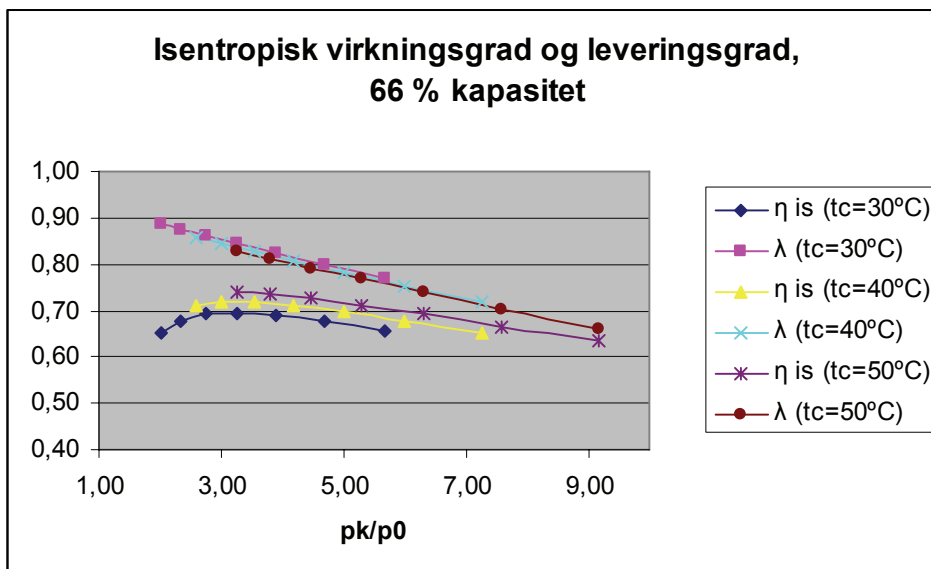
- Finner spesifikt volum, v_2 , i suggass fra temperatur og fordampertrykk.
- Beregner kompressorens leveringsgrad:

$$\lambda = \frac{v_2 \cdot G_s}{V_s} \quad (\text{Ligning 12})$$

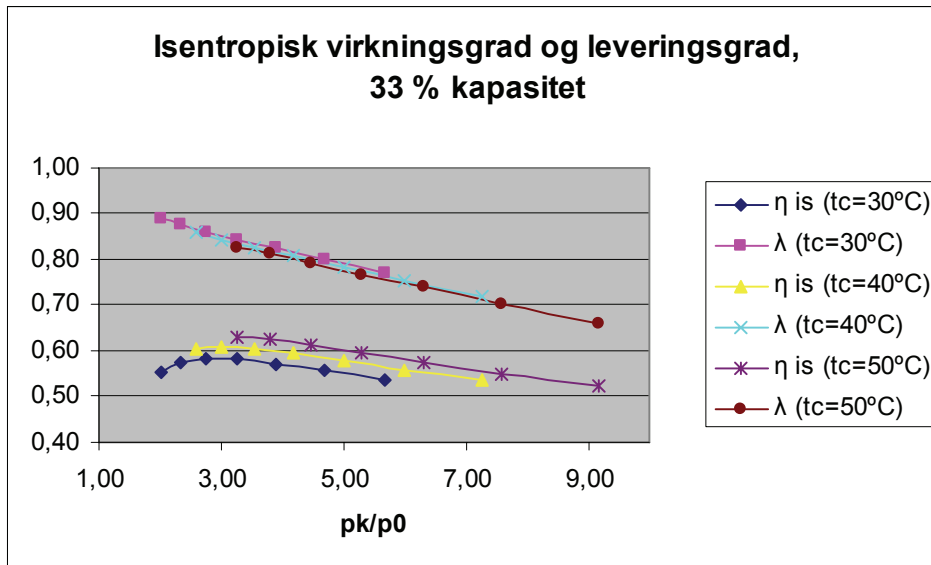
V_s er kompressorens slagvolum.



Figur 48



Figur 49



Figur 50

Figur 48, 49 og 50 viser kompressorens isentropiske virkningsgrad og leveringsgrad ved forskjellige trinn i kapasitetsregulering. p_k/p_0 er forhold mellom kondensatortrykk og fordampetrykk. Et trykkforhold på 2,2 (eksisterende tilstand, $t_c=31\text{ }^\circ\text{C}$) ser ut til å være helt i ytterkant av det kompressoren er laget for, og isentropisk virkningsgrad er forholdsvis lav. Virkningsgraden ved dette trykkforholdet er høyere enn den som ble beregnet ut fra målinger i kapittel 11. Antar at virkningsgraden som ble beregnet fra målingene er den beste verdien, og benytter derfor kurvene i dette kapitlet til å se hvordan kapasitetsregulering og endringer i trykkforhold påvirker virkningsgradene.

Kapasitetsregulering fra 100 % til 66 % gir noe fall i isentropisk virkningsgrad, men endringene for et trykkforhold på 2,2 er små. Videre regulering fra 66 % til 33 % gir et større fall, også for et trykkforhold på 2,2. Leveringsgrad påvirkes kun i svært liten grad ved kapasitetsregulering.

13 Simuleringer i Hxsim

Det ble gjort beregninger på en fordampner og en kondensator med Hxsim. Hxsim er et verktøy (dataprogram) for numeriske beregninger på varmevekslere i kuldeanlegg. Beregningene ble gjort med utgangspunkt i:

- Målte tilstander i fuktig luft.
- Målte temperaturer i kuldeanlegg.
- Utforminga til fordampner og kondensator.
- Målte dimensjoner på fordampner og kondensator.

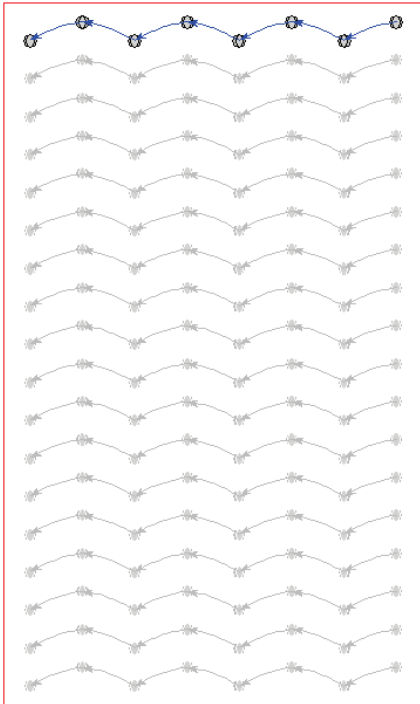
Varmevekslerne (fordampner og kondensator) er av typen rør og finne varmevekslere. Det ble antatt at finnene var i ren aluminium, og at rørene var i rent kopper. Det ble videre antatt at rørene hadde ei veggtykkelse på 1 millimeter. Avstand mellom finnene på kondensatoren er ikke målt, siden det er umulig å komme til, og det ble derfor antatt samme avstand som mellom finnene på fordampneren. Det ble kun gjort beregninger for tilstand A (sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåser i samme retning) tidlig i tørkeforløpet. Det ble antatt at de andre fordampnerne og kondensatorene hadde lik drift som de som ble brukt i beregninga.

13.2 Beregninger på fordampneren

For beregninga på fordampneren tar programmet inn følgende informasjon:

- Tilstand i luft inn mot fordampneren: Temperatur på 17,4 °C, og relativ luftfuktighet på 74,4 %. Lufttrykk på 101350 Pa.
- Volumstrøm av luft inn mot fordampner på 5,2 m³/s. (Fra fordypningsprosjekt.)
- Kuldemedium er R404a.
- Fordampningstemperatur på 2,7 °C.
- Overheting i fordampneren på 7,3 K (temperaturdifferanse).
- Kondenseringstemperatur på 31 °C.
- Underkjøling av væske ut fra kondensator på 4 K (temperaturdifferanse).
- For startverdi for massestrøm av kuldemedium, brukes 0,66 kg/s, som ble funnet med kompressorprodusentens program.

Programmet tar også inn informasjon om dimensjoner på fordampneren. Se vedlegg 5 for utskrift som inneholder komplett oversikt over inndata og beregningsresultater. For korrelasjoner for varmeovergang og trykkfall ble de automatiske innstillingene brukt, bortsett fra for varmeovergang under fordampning (tofase). Her ble Gungor-Winterton korrelasjonen brukt, siden denne skal være godt egnet for kuldemediet R404a. [Boissieux, Heikal, Johns, 2000]



Figur 51. Fordamperens rørføring

Figur 51 viser fordamperens rørføring som ble brukt i beregninga med Hxsim. Se også figur 22 og 23.

13.3 Resultater og diskusjon for fordamperen

Tabell 10. Resultater fra beregning på fordamperen

Kuldeytelse pr fordamper [kW]	74,5
Massestrøm av kuldemedium pr fordamper [kg/s]	0,55
Logaritmisk midlere temperaturdifferanse LMTD [K]	9,59
Temperatur i luft ut fra fordamper [°C]	8,53
Relativ fuktighet i luft ut fra fordamper [%]	94,58
Entalpi i luft ut fra fordamper [kJ/kg]	24,974
Absolutt fuktighet i luft ut fra fordamper [kg/kg]	0,00720
Utkondensert vann pr fordamper [kg/h]	45

Tabell 10 viser de viktigste resultatene fra beregninga på fordamperen. Se også vedlegg 5. Sum av kuldeytelse for de tre fordamperne blir 223,5 kW, og sum av massestrøm blir 1,65 kg/s. Disse verdiene ligger mellom de som ble beregnet med RnLib og kompressorproduzentens program. Antagelsen for tilstand i fuktig luft etter fordamperen som ble brukt i beregningene på fuktig luft, stemmer bra med resultater fra Hxsim. Se kapittel 21. Summen av massestrøm for utkondensert

vann er 135 kg/h. I fordypningsprosjektet ble massestrøm av utkondensert vann målt til 96 kg/h tidlig i tørkeforløpet. Fisken som da ble tørket var sei, mens målingene som er grunnlag for beregningene i denne rapporten ble gjort under tørking av torsk. Torsken blir vasket før tørking, og sjøl om vannet får tid til å renne av, kan man forvente at overflatene blir mer fuktige enn på sei, som ikke vaskes. Torsken som ble tørket var saltet med lakeinjisering, noe som kan gi høyere vanninnhold. Det kan tenkes at det også fører til mer avgitt vann tidlig i tørkeforløpet. Torsk tørker raskere enn sei. [Jonassen, Walde, 2006e] Torskens tørkehastighet er da større, og man kan forvente at dette også bidrar til økt utkondensert vannmengde tidlig i tørkeforløpet.

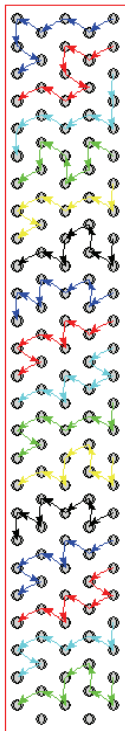
13.4 Beregninger på kondensatoren

For beregninga på kondensatoren tar programmet inn følgende informasjon:

- Tilstand i tørkeluft inn mot kondensatoren. Her brukes tilstand i fuktig luft etter fordampingen (beregnet). Se tabell 10
- Volumstrøm av tørkeluft og kuldemedium er lik som for fordampingen.
- Temperatur på kondensatorens innløp er 55 °C. Denne temperaturen ble målt under fordypningsprosjektet. Se tabell 5.
- Kondenseringstemperatur på 31 °C.
- Massestrøm av kuldemedium på 0,30 kg/s.

Kondensatoren har ei ganske komplisert utforming, der alle rørkursene har ulik form. Se figur 52. Den er derfor tung å regne på for programmet. Det ble forsøkt å sette kondensatorens utløpstemperatur lik 13 °C (målt under fordypningsprosjekt), og bruke startverdi for massestrømmen av kuldemedium. Beregninga ville da ikke konvergere. Det ble i stedet funnet en verdi for massestrøm (med prøving og feiling) som ga en god verdi for utløpstemperatur.

Som for fordampingen, tar programmet inn en del informasjon om dimensjoner på kondensatoren. Se vedlegg 6 for utskrift som inneholder komplett oversikt over inndata og beregningsresultater.



Figur 52. Kondensatorens rørføring

Figur 52 viser kondensatorens rørføring som ble brukt under beregninga med Hxsim. Se også figur 24.

13.5 Resultater og diskusjon for kondensatoren

Tabell 11. Resultater fra beregning på kondensatoren

Kondensatorytelse pr kondensator [kW]	56,5
Logaritmisk midlere temperaturdifferanse	27,13
LMTD [K]	
Kondensatorens utløpstemperatur [°C]	13,26

Tabell 11 viser de viktigste resultatene fra beregninga på kondensatoren. Se også vedlegg 6. Sum av kondensatorytelse blir 169,5 kW. Programmet gir ikke ut tilstander i tørkeluft ut av kondensatoren. Kondensatorytelsen er mye lavere enn kuldeytelsen, dette er sannsynligvis fordi det er flere andre kilder som gir oppvarming av tørkelufta. Se kapittel 19. Kondensatorens utløpsverdi ligger nær temperaturen som ble målt under fordypningsprosjektet, se tabell 5.

I denne beregninga er det forsøkt å oppnå en temperatur på kondensatorens utløp som tilsvarer middelveiden som ble beregnet under fordypningsprosjektet (13 °C). Denne er beregnet fra temperatur som ble målt på væskerøret etter samlestocken. Middelttemperaturene som ble beregnet for tre punkter på samlestocken (ved utløp) i kapittel 8, viser noe høyere temperaturer. I fordypningsprosjektet ble det målt i tørke 3 hos Scanprod AS, mens målingene presentert i denne rapporten er gjort på tørke 2, det er altså snakk om to forskjellige kondensatorer.

13.6 Optimalisering av fordamper

Det ble undersøkt om det var mulig å gjøre forandringer på fordamperen, slik at fordampningstemperatur kunne økes. Kun en metode for å oppnå dette ble utprøvd: Det ble lagt til ett og ett ekstra sett med rør i fordamperens dybde. Da øker fordamperens overflate, og dette gir også økning i kuldeytelse og mengde utkondensert vann. Den eksisterende fordamperen som er vist i figur 1 har åtte sett med rør i dybden. Det ble forsøkt å legge til opptil fire ekstra sett med rør. For hver gang det ble lagt til et sett med rør, ble fordampningstemperaturen økt, og fordamperens bredde redusert. Med fordamperens bredde, menes bredden sett forfra, der luft strømmer inn mot fordamperen. Når det legges til et ekstra sett med rør, øker trykktapet i fordamperen (på kuldemediesiden). Trykktapet kan da senkes ved å redusere fordamperens bredde. For hver gang det ble lagt til et sett med rør, ble det forsøkt å finne en balanse mellom økt fordampningstemperatur og redusert bredde. Dette for å holde trykktap, mengde utkondensert vann og/eller fordamperens vekt på omtrent samme verdier som for den eksisterende fordamperen.

13.7 Reduksjon i teoretisk kompressorarbeid

Hvis fordampningstemperaturen økes, mens kondenseringstemperaturen holdes konstant, får kompressoren mindre temperaturløft. Dette gir redusert teoretisk kompressorarbeid. Det ble beregnet teoretisk kompressorarbeid med RnLib for de fem fordamperløsningene som ble undersøkt. Det ble tatt utgangspunkt i beregninga som ble gjort med RnLib i kapittel 11. Kuldeytelsen ble holdt konstant. Merk at verdien for kuldeytelse (181 kW) i beregninga med RnLib avviker fra verdien som ble funnet med Hxsim (224 kW). Symboler for entalpi har samme nummerering som i kapittel 11.

Kondenseringstemperatur og temperatur i væske før strupeventil holdes konstant. Entalpi i væske før strupeventil, h_6 , og entalpi etter struping, h_8 , (adiabatisk struping) blir da også konstant. Overheting av suggass etter fordamper sette konstant lik 7,3 K (temperaturdifferanse), og entalpi i suggass etter fordamper, h_2 , kan da finnes. Massestrøm av kuldemedium, G_s , beregnes med ligningen:

$$G_s = \frac{Q_0}{h_2 - h_8} \quad (\text{Ligning 13})$$

Total overheting av suggass, det vil si sum av overheting i fordampere og kompressormotorer holdes konstant lik 14,3 K (temperaturdifferanse).

Total overheting er beregnet fra målt temperatur i suggass før motorer (10 °C) og ei antagelse om at 15 % av elektrisk effekt tilført kompressorer går til oppvarming av suggass for eksisterende drift. Fra total overheting kan entalpi i suggass etter motorer, h_3 , finnes.

Teoretisk kompressorarbeid beregnes med ligningen:

$$W_{teo} = G_s \cdot (h_{4S} - h_3), \quad (\text{Ligning 14})$$

der h_{4S} er entalpi ved isentropisk kompresjon.

13.8 Resultater og diskusjon for optimalisering av fordamper

Tabell 12. Resultater fra optimalisering av fordamper

	Eksisterende utforming, 8 rør i dybden.	9 rør i dybden.	10 rør i dybden.	11 rør i dybden.	12 rør i dybden.
Fordamperens bredde [m]	2,560	2,304	2,355	2,330	2,176
Fordampningstemperatur [°C]	2,7	3,2	3,7	4,0	4,1
Kuldeytelse pr fordamper [kW]	74,5	75,5	74,8	75,4	76,0
Utkondensert vann pr fordamper [kg/h]	45	45	44	44	45
Totalt trykktap i fordamper [kPa]	49	45	48	49	50
Fordamperens vekt (rør og finner) [kg]	285	286	325	354	358
Teoretisk kompressorarbeid [W]	23036	22534	22036	21739	21640
Prosentvis reduksjon i komp.arbeid [%]	0	2,2	4,3	5,6	6,1

Tabell 12 viser resultater fra optimalisering av fordamperen. Ved å legge til ett ekstra sett med rør (9 i dybden), var det mulig å øke fordampertemperaturen 0,5 °C, og samtidig holde fordamperens vekt omtrent som før. Trykktapet ble noe mindre enn før. Med flere enn ett ekstra sett med rør, var det umulig å unngå vektøkning. Med den valgte metoden for optimalisering, ser det ut til at det er lite å hente på en fordampningstemperatur høyere enn 4,0 °C. For høyere temperaturer er det vanskelig å unngå høyere trykktap. Med en fordampningstemperatur på 4,0 °C, får man en reduksjon i teoretisk kompressorarbeid på 5,6 %. Fordamperens vekt øker med 24 %.

Med de temperaturene som er funnet for kondensering og fordampning, har kompressorene et trykkforhold mellom kondensatortrykk og fordampertrykk på 2,2. Ut fra kurvene for virkningsgrader i kapittel 12, kan man se at dette trykkforholdet er i et område der kompressoren har lav isentropisk virkningsgrad. Når fordampningstemperaturen øker, minker trykkforholdet, slik at isentropisk virkningsgrad og motorvirkningsgrad blir enda lavere. Med de kompressorene som er installert i anlegget, ser det derfor ut til at det er lite gunstig å øke fordampertemperaturen. Det ble derfor ikke prøvd andre metoder for optimalisering. For de aktuelle kompressorene øker massestrømmen av kuldemedium med høyere fordampningstemperatur. Se kurver for leveringsgrad i kapittel 12. Kompressorenes effektforbruk og kuldeytelsen øker, og man får

muligens høyere kuldeytelse enn det er bruk for. Med høyere fordampningstemperatur blir det derfor enda viktigere å regulere kompressorene. Ved design av nye anlegg, er det mer aktuelt å optimalisere fordampene, siden valget av kompressorer da kan tilpasses trykkforholdet.

14 Energibalanse for væsketank

Temperaturen på væske ut fra tanken (29 °C) kan virke noe høy i forhold til temperaturene på væske inn til tanken. Temperaturen i væske fra utekondensatoren er 31 °C, mens temperaturen i væske fra kondensatorene i tørka er så lav som 13 °C. Se tabell 5. For å undersøke dette nærmere, ble det satt opp en energibalanse for tanken.

For massestrømmer i fordampere og kondensatorer brukes resultater fra beregninga i Hxsim. Massestrømmen pr fordampere var 0,55 kg/s, og massestrømmen pr kondensator i tørka var 0,30 kg/s. Kan da finne massestrømmen i utekondensatoren:

$$\dot{m}_{utekond} = 3 \cdot 0,55 \text{ kg/s} - 3 \cdot 0,30 \text{ kg/s} = 0,75 \text{ kg/s} \quad (\text{Ligning 15})$$

Det ble funnet verdier for entalpi i mettet væske for de aktuelle temperaturene med RnLib. h_1, h_2 og h_3 for temperaturene 13 °C, 31 °C og 29 °C. Det kan da settes opp en energibalanse for tanken:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{fordamp} \cdot h_3 - (\dot{m}_{innkond} \cdot h_1 + \dot{m}_{utekond} \cdot h_2) \\ &= 3 \cdot 0,55 \text{ kg/s} \cdot 244,348 \text{ kJ/kg} - (3 \cdot 0,30 \text{ kg/s} \cdot 218,913 \text{ kJ/kg} + 0,75 \text{ kg/s} \cdot 247,724 \text{ kJ/kg}) \\ &= 20 \text{ kW} \end{aligned}$$

(Ligning 16)

20 kW utgjør 9 % av total kuldeytelse funnet med Hxsim. Slik denne energibalansen er satt opp, betyr det at det fraktes mer energi ut av tanken med væske, enn inn på tanken med væske. Det kan derfor se ut som at det er varmeoverføring til tanken. Siden temperaturen i væske ut fra tanken er høyere enn omgivelsestemperaturen, kan man forvente at det overføres varme fra tanken. Væskerøret fra utekondensatoren er isolert, og målepunktet lå dessuten nært tanken. Målepunktet for væske ut lå også nært tanken. Målepunktet for væske fra kondensatoren i tørka, lå nært utløpet til kondensatoren, og altså langt fra tanken. Det kan derfor tenkes at temperaturen inn på tanken blir høyere enn 13 °C på grunn av varmeoverføring. Det er dessuten gjort målinger på kun én av kondensatorene i tørka. Massestrømmene av kuldemedium er beregnet fra mange målte verdier, og kan derfor ha stor usikkerhet. Kompressorer og motorer er plassert oppå tanken, og det kan tenkes at disse gir noe varmeoverføring til tanken.

15 Måling av lufthastigheter

15.1 Metode

Lufthastigheter i tørka ble målt med TSI VELOCICALC Plus Multi-Parameter Ventilation Meter, modell 8386. Målingene ble gjort tirsdag 20.februar 2007. Sirkulasjonsviftene går med samme hastighet hele tiden. Sensoren for lufthastighet er et hetetrådanemometer med én tråd, slik at det bare er verdi, og ikke retning, som måles. Sensoren er plassert på en håndholdt probe, og lufthastighetene ble målt over et tidsintervall på 10 sekunder. Målinga ble ikke startet før hastighetsmåleren viste mest mulig stabil verdi.

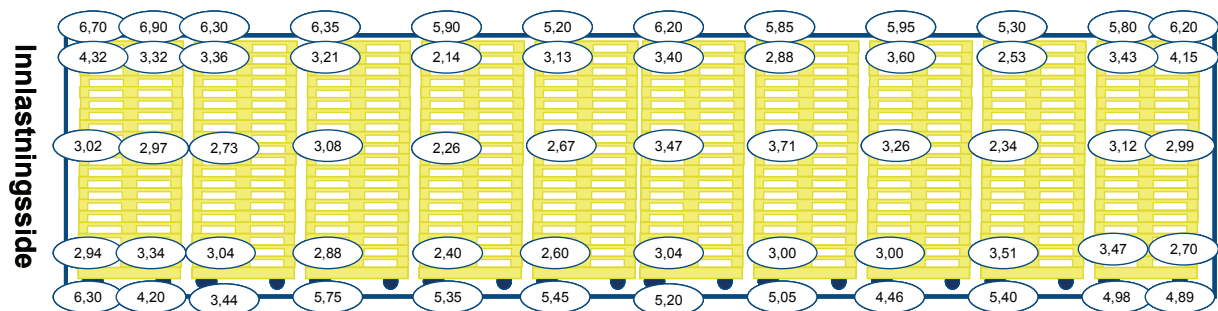
Det ble kun gjort hastighetsmålinger på kompressorsiden i drifttilstand A. Da strømmer tørkeluft ut fra vognene. For å sikre best mulig plassering av hastighetssensoren, ble luftas strømningsretning sjekket med Dräger røykrør i hvert målepunkt. Det ble målt lufthastighet i fem høyder:

- Utenfor åpning over brett nummer 1, 10 og 18.
- Utenfor åpning mellom øverste brett og tak.
- Utenfor åpning under vognene.

Det legges fisk også på selve vogna, slik at brett nummer 1 blir den andre hylla med fisk, sett nedenfra. Vognene har vanligvis 20 brett, men kan også ha 19. Sett fra siden har brettene tre distanseklusser, slik at hvert brett har to åpninger det kan strømme luft gjennom. For brettene på vognene nærmest portene, ble det målt utenfor begge åpningene. For resten av brettene ble det målt utenfor åpningen nærmest innlastingsporten. Til sammen ble det målt hastighet i 60 punkter. Se figur 53.

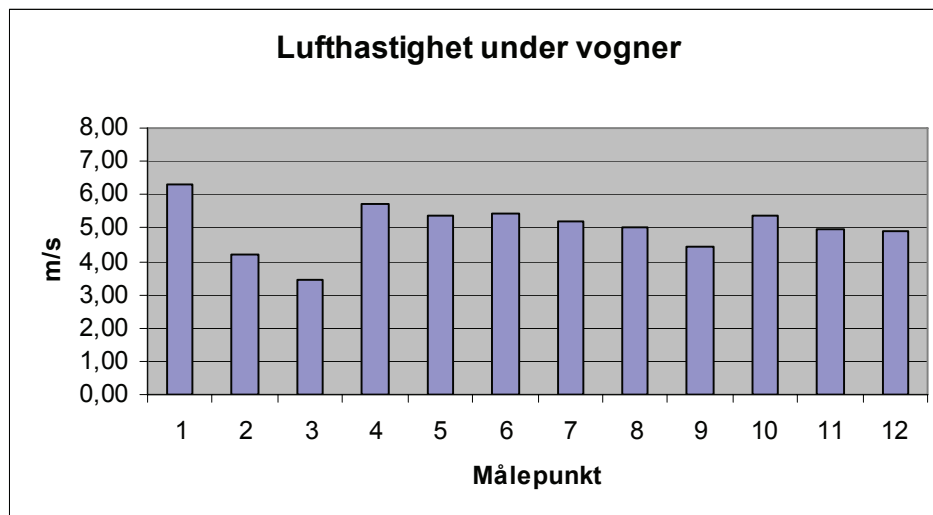
15.2 Resultater og diskusjon

I fordypningsprosjektet ble det gjort lufthastighetsmålinger på begge sider av vognene, og i både drifttilstand A og B. Denne gangen ble det gjort ei grundig måling av lufthastighet i tilstand A. I beregningene på tørkeluft og sirkulasjonsvifter er tilstand A prioritert, og hovedhensikten med lufthastighetsmålingene var å kunne beregne volumstrøm for denne tilstanden best mulig.

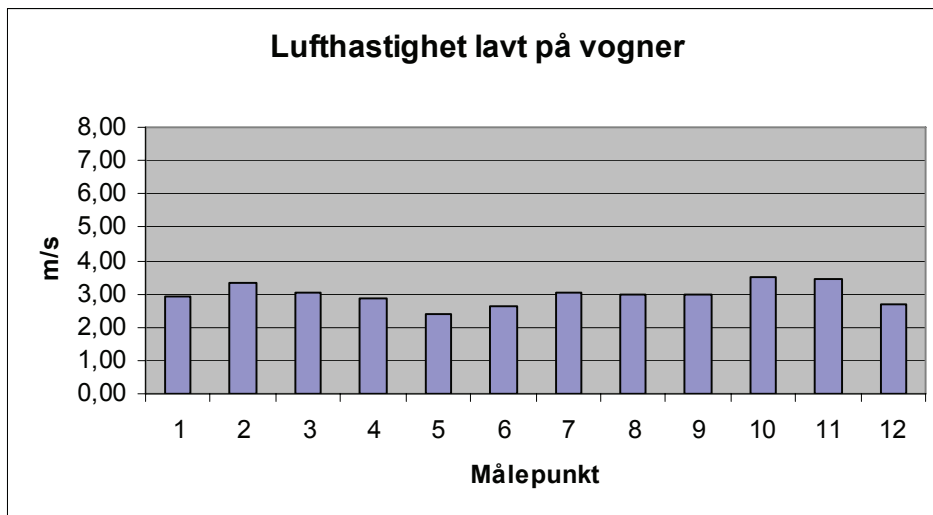


Figur 53. Lufthastigheter på kompressorside i tilstand A

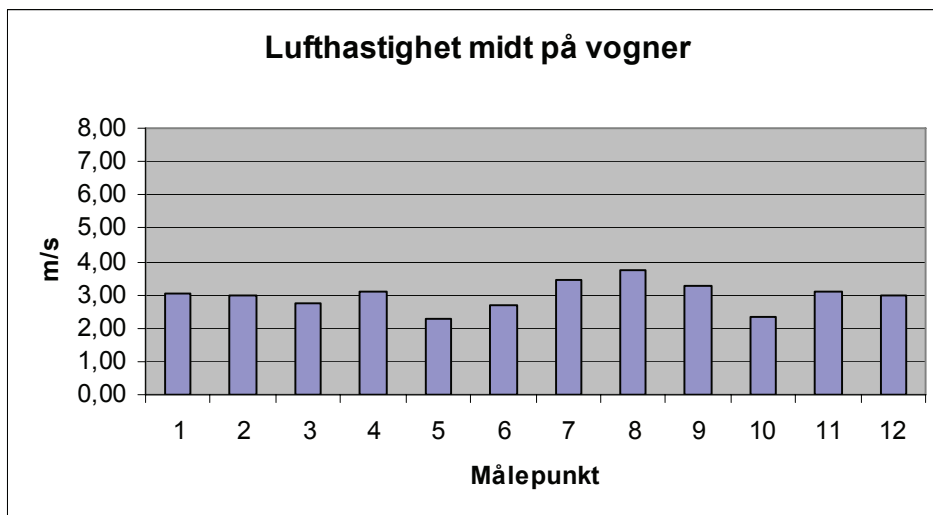
Figur 53 viser lufthastigheter målt på kompressorsiden i tilstand A. Lufta strømmer da ut fra vognene, og dette ble ansett som det beste stedet for målinger. Figuren viser samtidig målepunktene.



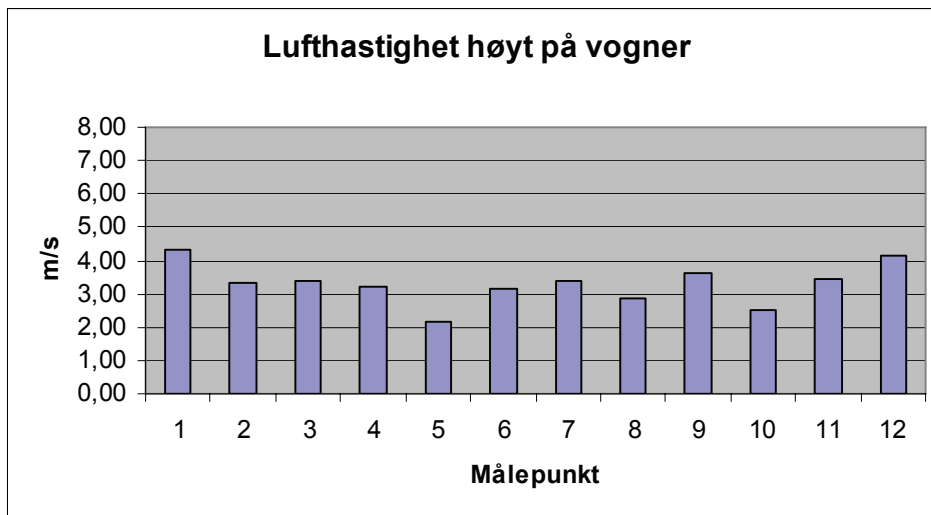
Figur 54



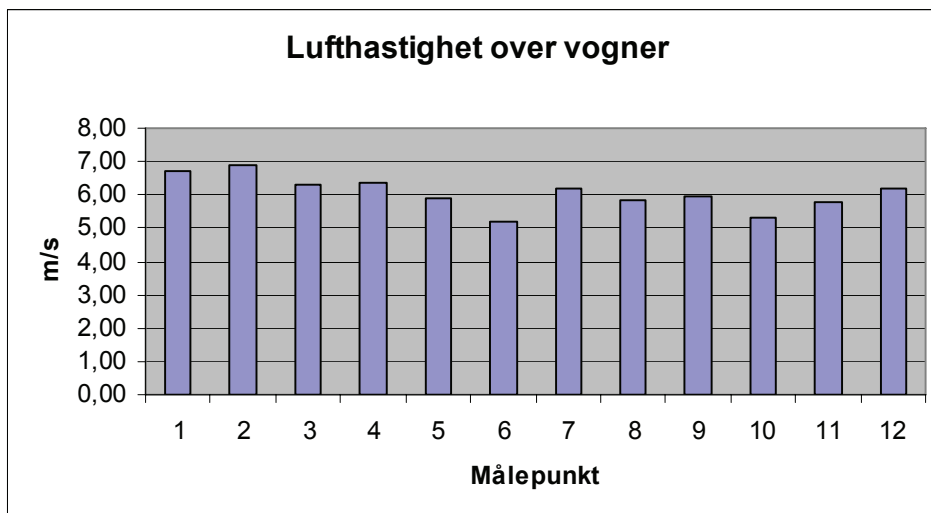
Figur 55



Figur 56



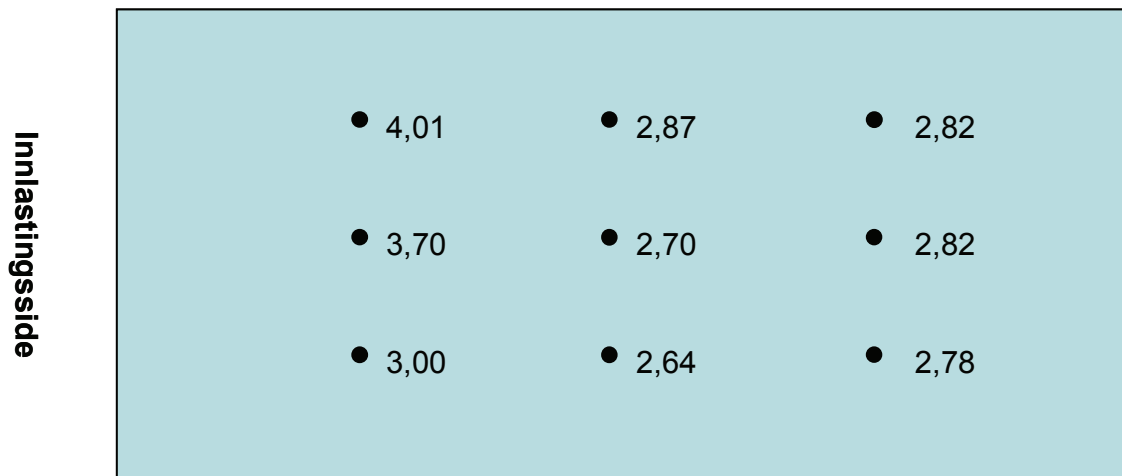
Figur 57



Figur 58

Figurene 54 til 58 viser lufthastighetene for hver høyde det er målt i. Målepunktene er nummerert fra innlastningssida. Ut fra figurene kan man se at lufthastigheta varierer forholdsvis lite langs tunnelens lengde. For lufthastigheter ut fra vognene (Figur 55, 56 og 57) er det heller ikke stor forskjell mellom høydene. I enkelte av punktene der det ble målt lav hastighet, kunne man se at fisken lå trangt eller i klem i nærheta. Et generelt inntrykk var at det lå færre fisk i klem enn under målingene i fordypningsprosjektet. Dette kan skyldes at fisken var mindre, og at brettene var av bedre kvalitet, med strammere netting. Dette ser ut til å hjelpe på luftfordelinga, men dette er ikke systematisk undersøkt. Figur 54 og 58 viser at det strømmer mye luft under og over vognene, som kun i mindre grad bidrar til tørking av fisk.

Det ble også gjort målinger av lufthastighet foran fordamper nummer én fra innlastningsporten.



Figur 59. Lufthastigheter inn mot fordamper

Figur 59 viser målepunkter og lufthastigheter i m/s foran fordamperen. Hastighetssensoren ble forsøkt plassert slik at det ble målt på luft som var på vei inn mellom rørene i fordamperen.

Lufthastigheter høyere enn 2 m/s mellom finnene, kan forårsake medrivning av dråper, noe som kan redusere fordamperens evne til avfukting. [Magnussen, 2007]

Ut fra målingene kan det se ut som at hastigheten mellom finnene blir høyere enn 2 m/s. Det er ikke kjent om det er montert dråpefanger mellom fordamper og kondensator.

16 Beregning av volumstrømmer i tørka

Beregning av volumstrøm deles opp for følgende områder:

- Luft gjennom vognene.
- Luft under vognene
- Luft over vognene

Beregninga er basert på lufthastighetsmålinger som er presentert i kapittel 15.

Strømningstverrsnitt for ei vogn beregnes til $1,58 \text{ m}^2$. Middelhastighet for hastighet i samtlige målepunkter på vognene (figur 55, 56 og 57) blir $3,1 \text{ m/s}$.

Totalt strømningstverrsnitt under vognene beregnes til $1,28 \text{ m}^2$. Middelhastighet fra målepunktene under vognene blir $5,0 \text{ m/s}$.

Totalt strømningstverrsnitt over vognene beregnes til $2,37 \text{ m}^2$. Middelhastighet fra målepunktene over vognene blir $6,1 \text{ m/s}$.

Total volumstrøm:

$$\dot{V} = 1,58 \text{ m}^2 \cdot 3,1 \text{ m/s} \cdot 10 + 1,28 \text{ m}^2 \cdot 5,0 \text{ m/s} + 2,37 \text{ m}^2 \cdot 6,1 \text{ m/s} = 69,5 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (\text{Ligning 17})$$

Volumstrøm over og under vognene utgjør henholdsvis 21 % og 9 % av total volumstrøm.

17 Målinger av stigning i statisk trykk over sirkulasjonsvifter

17.1 Metode

Måling av stigning i statisk trykk over sirkulasjonsviftene ble også gjort med TSI VELOCICALC. Det ene målepunktet var oppe på himlingen, på et sted med antatt lav lufthastighet. Det andre målepunktet var foran vognene på viftesida. Her ble det funnet et punkt med lav lufthastighet ved hjelp av Dräger røykrør. Trykksensor ble nullstilt utenfor tørka før hver måling.

17.2 Resultater og diskusjon

Tabell 13. Trykkstigning over vifter

Tidspunkt	Drifttilstand	Stigning i statisk trykk [Pa]
Lørdag 17.02.07 kl. 10:23	A	70
Tirsdag 20.02.07 kl. 10:03	B	46
Tirsdag 20.02.07 kl. 14:57	A	59
Tirsdag 20.02.07 kl. 15:38	B	49

Tabell 13 viser målingene av stigning i statisk trykk over sirkulasjonsviftene. Det er en viss fare for at måleutstyret (gummislanger) kan ha løsnet litt utover i tørkeforløpet. Den første målinga for tilstand A brukes derfor i videre beregninger.

18 Beregninger på vifter

18.1 Sirkulasjonsviftenes virkningsgrad med volumstrøm fra viftekarakteristikk

Kurven for viftekarakteristikk (se vedlegg 1) viser at ei vifte som har stigning i statisk trykk, Δp_s , på 70 Pa (7,13 mm H₂O), leverer en volumstrøm på omtrent 5,44 m³/s (19600 m³/h).

Virkningsgrad kan beregnes fra ligningen:

$$P_t = \frac{q_v \cdot \Delta p_t}{\eta_v \cdot \eta_m} \quad \text{Kilde: Ventilation Ståbi (2004)} \quad (\text{Ligning 18})$$

P_t er totalt effektforbruk, q_v er volumstrøm, Δp_t er totaltrykkstigning, η_v er viftevirkningsgrad og η_m er motorvirkningsgrad.

For vifter av denne typen kan statisk trykkstigning brukes som tilnærming til totaltrykkstigning. [Skistad, 2007] Gjennomsnittlig effektforbruk for ei vifte som roterer rett vei er 1,7 kW. Se kapittel 7.

Total virkningsgrad blir:

$$\eta_v \cdot \eta_m = \frac{q_v \cdot \Delta p_s}{P_t} = \frac{5,44 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 70 \text{ Pa}}{1700 \text{ W}} = 0,22 \quad \text{Kilde: Ventilation Ståbi (2004)}$$

(Ligning 19)

Motorvirkningsgraden er ukjent, men kan anslås til 0,60 for en elektromotor av denne størrelsen. [Ventilation Ståbi, 2004] Viftevirkningsgraden blir i så fall:

$$\eta_v = \frac{\eta_v \cdot \eta_m}{\eta_m} = \frac{0,22}{0,60} = 0,37 \quad (\text{Ligning 20})$$

18.2 Sirkulasjonsviftenes virkningsgrad med volumstrøm fra lufthastigheter

Total volumstrøm beregnet fra målte lufthastigheter, ble funnet å være 69,5 m³/s. Se kapittel 15. Sirkulasjonsviftenes totale effektforbruk var 25 kW. Se kapittel 7. Virkningsgrad for hele vifterekka kan da finnes:

$$\eta_v \cdot \eta_m = \frac{q_v \cdot \Delta p_s}{P_t} = \frac{69,5 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 70 \text{ Pa}}{25000 \text{ W}} = 0,19 \quad (\text{Ligning 20})$$

Jonassen og Walde (2006a) har gjort målinger på ei annen tverrblåst batchtørke fra Frigosistema. Denne hadde tre vogner i bredda, og åtte i lengda, til sammen tjuetvå vogner. Ut fra lufthastighetsmålinger ble total volumstrøm beregnet til 29 m³/s i tilstand A, noe som er under halvparten av volumstrøm i tørka hos Scanprod AS. Trykkstigning var 60 Pa. Type trykk var ikke angitt, men det var sannsynligvis statisk trykk. Tørka hos Scanprod AS har fire vogner i bredda, og ti i lengda, til sammen førti vogner. Ei stigning i statisk trykk på 70 Pa kan derfor virke noe lavt, og høyere trykk ville ha gitt høyere virkningsgrad. Virkningsgraden som er beregnet er likevel slik man kan forvente for vifter av denne typen. [Skistad, 2007]

I følge viftekarakteristikken, vil høyere stigning i statisk trykk gi lavere volumstrøm. Forutsatt at den totale volumstrømmen er riktig, må volumstrømmen fra viftene som roterer feil vei da være høyere. Volumstrøm fra vifter som roterer feil vei er beregnet til 68 % (se neste delkapittel) av vifter som roterer rett vei. Dette virker som en ganske høy verdi, og er noe som taler i mot at stigningen i statisk trykk var høyere.

18.3 Volumstrøm fra vifter som roterer feil vei

Volumstrøm for ei vifte som roterer rett vei er funnet å være 5,44 m³/s (viftekarakteristikk). Total volumstrøm er beregnet til 69,5 m³/s. Åtte vifter roterer rett vei, og sju vifter roterer feil vei. Volumstrøm fra ei vifte som roterer feil vei kan da beregnes:

$$\dot{V} = \frac{69,5 \text{ m}^3 / \text{s} - 8 \cdot 5,44 \text{ m}^3 / \text{s}}{7} = 3,71 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (\text{Ligning 21})$$

Dette utgjør 68 % av volumstrømmen til ei vifte som roterer rett vei. Viftene som roterer feil vei hadde et gjennomsnittlig effektforbruk på 1,6 kW, dette utgjør 94 % av effektforbruket til vifter som roterer rett vei. Jonassen og Walde (2006a) har tidligere regnet med at vifter som roterer feil vei hadde en volumstrøm på 30 % av vifter som roterte rett vei. Disse viftene hadde imidlertid et effektforbruk som tilsvarte 72 % av vifter som roterer rett vei.

18.4 Bruk av kun vifter som roterer rett vei

Ved en eventuell overgang til å benytte kun drifttilstand A, kan viftene snus, slik at alle roterer rett vei. Da kan antallet vifter reduseres, eller det eksisterende antallet kan turtallsreguleres.

Nødvendig antall vifter med uforandret turtall kan beregnes:

$$\frac{69,5m^3/s}{5,44m^3/s} = 12,8 \approx 13 \quad (\text{Ligning 22})$$

Prosentvis reduksjon i effektbehov i forhold til dagens drift:

$$\frac{(25kW - 13 \cdot 1,7kW) \cdot 100\%}{25kW} = 11,6\% \quad (\text{Ligning 23})$$

Eksisterende antall vifter (15) med redusert turtall:

For vifter er volumstrømmen, q_v , proporsjonal med første potens av turtallet, n :

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{Kilde: Ventilation Ståbi (2004)} \quad (\text{Ligning 24})$$

Effektforbruket, P , er proporsjonalt med tredje potens av turtallet:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad \text{Kilde: Ventilation Ståbi} \quad (\text{Ligning 25})$$

Dette er tilnærminger, men de antas å være gode nok.

Nødvendig turtall:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot q_{v2}}{q_{v1}} = \frac{1450rpm \cdot \frac{69,5m^3/s}{15}}{5,44m^3/s} = 1235rpm \quad (\text{Ligning 26})$$

Effektforbruk med et turtall på 1235 rpm:

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3} = \frac{15 \cdot 1,7kW}{\left(\frac{1450rpm}{1235rpm} \right)^3} = 15,7kW \quad (\text{Ligning 27})$$

Prosentvis reduksjon i effektbehov i forhold til dagens drift:

$$\frac{(25kW - 15,7kW) \cdot 100\%}{25kW} = 37\% \quad (\text{Ligning 28})$$

Virkningsgrad med redusert turtall:

$$\eta_v \cdot \eta_m = \frac{q_v \cdot \Delta p_s}{P_t} = \frac{69,5m^3 / s \cdot 70Pa}{15700W} = 0,31 \quad (\text{Ligning 29})$$

18.5 70 % av ordinær luftmengde

Når fiskens overflater blir tørre, kan det være aktuelt å redusere luftmengden i tørka, for eksempel til 70 % av ordinær luftmengde. [Jonassen, Walde, 2006b]

Effektforbruk med eksisterende viftemontering og 70 % av ordinær luftmengde:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot q_{v2}}{q_{v1}} = \frac{1450rpm \cdot (69,5m^3 / s \cdot 0,70)}{69,5m^3 / s} = 1015rpm \quad (\text{Ligning 30})$$

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3} = \frac{25kW}{\left(\frac{1450rpm}{1015rpm}\right)^3} = 8,6kW \quad (\text{Ligning 31})$$

Prosentvis reduksjon i effektforbruk i forhold til dagens drift:

$$\frac{(25kW - 8,6kW) \cdot 100\%}{25kW} = 66\% \quad (\text{Ligning 32})$$

Effektforbruk med 13 vifter som roterer rett vei, turtall før reduksjon på 1450rpm og 70 % av ordinær luftmengde:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot q_{v2}}{q_{v1}} = \frac{1450rpm \cdot (69,5m^3 / s \cdot 0,70)}{69,5m^3 / s} = 1015rpm \quad (\text{Ligning 33})$$

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3} = \frac{13 \cdot 1,7kW}{\left(\frac{1450rpm}{1015rpm}\right)^3} = 7,6kW \quad (\text{Ligning 34})$$

Prosentvis reduksjon i effektforbruk i forhold til dagens drift:

$$\frac{(25kW - 7,6kW) \cdot 100\%}{25kW} = 70\% \quad (\text{Ligning 35})$$

Effektforbruk med 15 vifter som roterer rett vei, turtall før reduksjon på 1235rpm og 70 % av ordinær luftmengde:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot q_{v2}}{q_{v1}} = \frac{1235rpm \cdot (69,5m^3 / s \cdot 0,70)}{69,5m^3 / s} = 865rpm \quad (\text{Ligning 36})$$

$$P_2 = \frac{P_1}{\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3} = \frac{15 \cdot 1,7kW}{\left(\frac{1450rpm}{865rpm}\right)^3} = 5,4kW \quad (\text{Ligning 37})$$

Prosentvis reduksjon i effektforbruk i forhold til dagens drift:

$$\frac{(25kW - 5,4kW) \cdot 100\%}{25kW} = 78\% \quad (\text{Ligning 38})$$

En rask sjekk av virkningsgrad for de to siste beregningene viser en svært høy virkningsgrad for viftene, og man kan anta at turtallet havner utenfor gyldighetsområdet til ligningen for sammenheng mellom turtall og effekt. Resultatene bør brukes med forsiktighet.

19 Varmebalanse for tørketunnelen

I simuleringer med Hx-Sim er kuldeytelsen pr fordampner beregnet til 74,5 kW . Kondensatorytelsen pr kondensator er beregnet til 56,5 kW. Kulde- og kondensatorytelser er også beregnet med andre metoder, men det antas at verdiene fra Hx-Sim er de beste. Det er også beregnet massestrømmer for kuldemedium med Hx-Sim, 0,55 kg pr fordampner, og 0,30 kg pr kondensator.

Effektforbruk til sirkulasjonsvifter er målt til 25,0 kW, og effektforbruk til aggregatvifter er målt til 6,3 kW. All effekt tilført viftene vil gi oppvarming av lufta. Først fra viftemotorene, så fra selve vifta, og så fra dissipasjon når lufta strømmer rundt i tørka.

I kapittel 11 er det antatt at 5 % av elektrisk effekt tilført kompressorene (56,7kW) går som varme til omgivelsene. Kompressorene er plassert inne i tørketunnelen. Fra tabell 5 i kapittel 11 kan man se at det er et betydelig temperaturfall i trykkgassen, fra 63 °C etter kompressorene, til 55 °C ved innløpet til kondensatoren det ble målt på. Trykkgassrøret er ikke isolert, og antar derfor at temperaturfallet skyldes varmeoverføring til omgivelsene (tørkelufta). Temperaturfallet gir et fall i entalpi på 8,436 kJ/kg.

Setter så opp en varmebalanse for tørka:

$$74,5kW \cdot 3 - 56,5kW \cdot 3 - 25,0kW - 6,3kW - 0,05 \cdot 56,7kW - 8,436kJ / kg \cdot 0,30kg / s \cdot 3 = 12,0kW$$

(Ligning 39)

Verdien for kuldeytelse blir 12,0kW høyere enn summen av bidragene til oppvarming. Dette utgjør 5,4 % av kuldeytelsen, og varmebalansen vurderes derfor til å være god. Det vil også være noe varmeoverføring til og fra andre rør i tørka, og gjennom tørketunnelens vegger, men det antas at man kan se bort fra disse bidragene.

Til beregninger på fuktig luft regnes det også ut sum av oppvarmingsbidrag fra sirkulasjonsvifter, kompressorer og trykkgassrør:

$$25,0kW + 0,05 \cdot 56,7kW + 8,436kJ / kg \cdot 0,30kg / s \cdot 3 = 35,4kW \quad \text{(Ligning 40)}$$

20 Strømningsmønster i tørketunnel

20.1 Drifttilstand A, sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåser samme vei

Når oppfuktet tørkeluft strømmer ut fra vognene med fisk, strømmer den videre opp til himlinga i tørka, der noe av tørkelufta passerer gjennom luftbehandlingsaggregatene. Tørr luft som strømmer ut fra viftene på luftbehandlingsaggregatene, blandes med fuktig luft som strømmer forbi aggregatene. Luftblandinga passerer så sirkulasjonsviftene, og man kan anta at luften nå er godt blandet. Videre strømmer luften inn på vognene med fisk. Idet luften passerer aggregatviftene og sirkulasjonsviftene, blir den tilført varme både fra elektromotorene og selve viftene. Dette skjer etter avfukting, og lufta må uansett varmes opp. Temperaturen i tørkelufta reguleres derfor med å variere kondensatorytelsen. (En annen ting er at viftene bør gi så lite oppvarming som mulig, siden det gir best energieffektivitet. Se kapittel 18)

20.2 Drifttilstand B, sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåser mot hverandre.

Etter oppfukting, passerer tørkelufta sirkulasjonsviftene. Tørkelufta blir da oppvarmet, og da må tørkelufta kjøles mer under avfukting, eventuelt blir det utfelt mindre vann. Den fuktige lufta fra sirkulasjonsviftene treffer tørr luft som strømmer ut fra aggregatviftene. Lufta som suges inn mot fordamperne er derfor i større eller mindre grad ei blanding av fuktig og tørr luft, og dette gir mindre avfukting. Det kan også tenkes at tørr luft og fuktig luft er dårlig blandet i det den strømmer inn på vognene med fisk, siden sirkulasjonsviftene ikke bidrar til blandinga. Mye av viftearbeidet til sirkulasjonsviftene og aggregatviftene brukes til at de arbeider mot hverandre, og tidligere målinger (prosjektoppgave) ser ut til å vise redusert total volumstrøm for tilstand B.

21 Beregninger på tørkeluft

Beregningene på fuktig luft følger samme framgangsmåte som i Sintef-rapporten ”Sammenligning av langblåste og tverrblåste klippfisktørker” av Jonassen, Walde og Magnussen. Denne rapporten er under utarbeidelse. Beregningene i dette kapittelet er basert på målinger andre steder i tørka enn i Sintef-rapporten, og andre tall for luftmengder. Det er også brukt andre verdier for tørkeluftas entalpiøkning over viftene, da dette er beregninger på ei eksisterende tørke, mens det i Sintef-rapporten regnes på ei tørke med lavt energiforbruk. For å lette sammenligning er tabeller og diagram utformet på samme måte.

21.1 Metode

For beregninger på tørkeluft, deles luftstrømmene i tørka inn i tre delstrømmer:

- Luftstrøm 1 passerer gjennom vognene med fisk, og lufta oppfuktes.
- Luftstrøm 2 passerer utenom luftbehandlingsaggregatene.
- Luftstrøm 3 passerer gjennom luftbehandlingsaggregatene, og lufta avfuktes.

Luftstrømmer i tilstand A:

Total volumstrøm er beregnet til $69,5 \text{ m}^3/\text{s}$ i kapittel 16. Denne verdien benyttes for luftstrøm 1. For luftstrøm 3 benyttes volumstrømmen $15,7 \text{ m}^3/\text{s}$, som ble beregnet fra i målte lufthastigheter foran fordamper i fordypningsprosjektet. Lufthastighetsmålingene foran fordamperen var mer omfattende i fordypningsprosjektet, enn målingene som er presentert i kapittel 15. Luftstrøm 2 blir da differansen mellom disse volumstrømmene, $53,8 \text{ m}^3/\text{s}$.

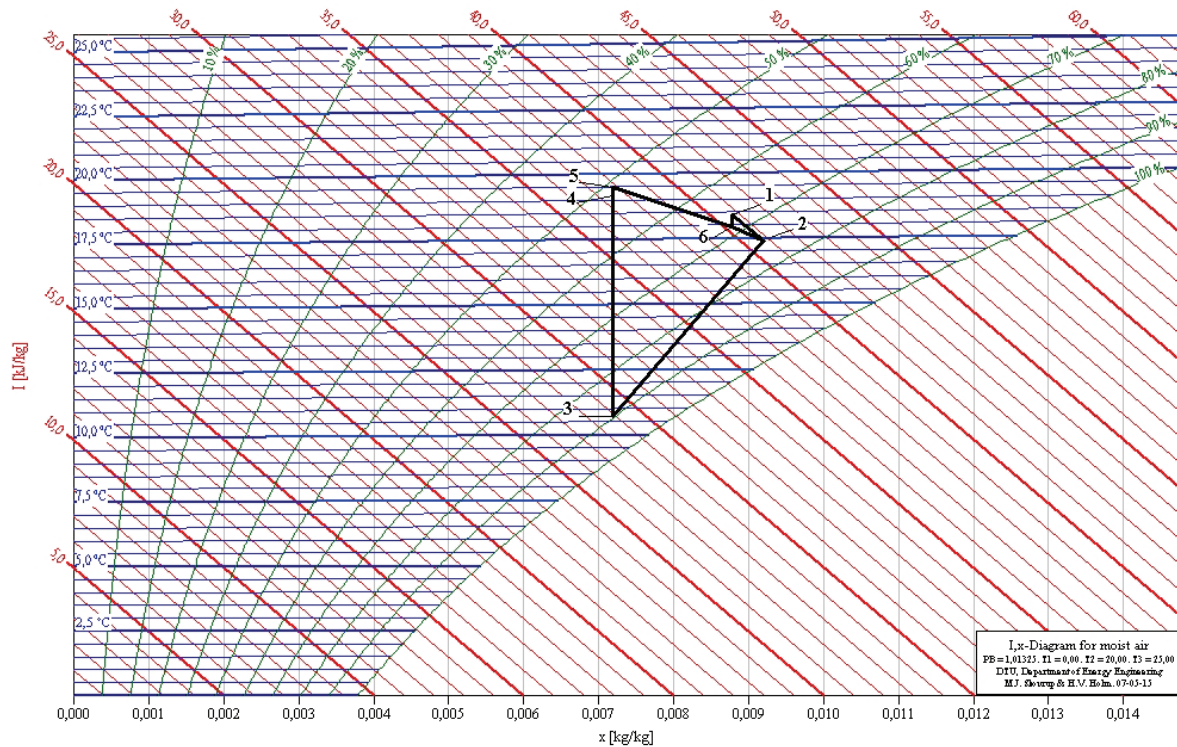
Luftstrømmer i tilstand B:

For luftstrøm 1 benyttes total volumstrøm beregnet i fordypningsprosjektet, $56 \text{ m}^3/\text{s}$. Denne volumstrømmen er beregnet fra lufthastighetsmålinger som var mindre omfattende enn målingene presentert i kapittel 15. Luftstrøm 1 for tilstand B blir derfor mer usikker enn luftstrøm 1 for tilstand A. For luftstrøm 3 benyttes volumstrømmen $14,7 \text{ m}^3/\text{s}$, som også ble beregnet i fordypningsprosjektet. Luftstrøm 2 blir summen av disse, $70,7 \text{ m}^3/\text{s}$.

Tabell 14. Massestrømmer i tørka.

	Volumstrøm [m^3/s]	Massestrøm [kg/s]
Tilstand A, luftstrøm 1	69,5	82,8
Tilstand A, luftstrøm 2	53,8	64,1
Tilstand A, luftstrøm 3	15,7	18,7
Tilstand B, luftstrøm 1	56	66,7
Tilstand B, luftstrøm 2	70,7	84,3
Tilstand B, luftstrøm 3	14,7	17,5

Tabell 14 viser massestrømmer i tørka med et spesifikt volum på 0,839 m³/kg og et lufttrykk på 101350 Pa (1 atm).



Figur 60. Hx-diagram for prosessen i tilstand A tidlig i tørkeforløpet

Tabell 15. Tilstandsendringer i figur 60

tilstandsendring	luftstrøm	anleggskomponent
1→2	1	Vogner i tunnel
2→3	3	Varmepumpens fordamper
3→4	3	Varmepumpens kondensator
4→5	3	Vifter på luftbehandlingsaggregater
5→6	3	Rom over himling -blanding av to luftstrømmer
2→6	2	Rom over himling -blanding av to luftstrømmer
6→1	1	Sirkulasjonsvifter -tunnelluft

Figur 60 viser prosessen for tilstand A tidlig i tørkeforløpet tegnet i hx-diagram. Tabell 15 viser oversikt over tilstandsendringer i figur 60. Legg merke til at mye av oppvarminga kommer fra vifter med mer. Se kapittel 19 som omhandler varmebalanse i tørka.

Beregningsmetode for driftstilstand A:

Det er gjort målinger av tilstandene før fordampner (tilstand 2), og etter aggregatviftene (tilstand 5).

Absolutt fuktighet i tilstand 6 finnes fra massebalanse i blandingspunktet:

$$\dot{m}_1 \cdot x_6 = \dot{m}_3 \cdot x_5 + \dot{m}_2 \cdot x_2 \quad (\text{Ligning 41})$$

Som gir:

$$x_6 = \frac{\dot{m}_3 \cdot x_5 + \dot{m}_2 \cdot x_2}{\dot{m}_1} \quad (\text{Ligning 42})$$

Entalpi i tilstand 6 finnes fra energibalanse i blandingspunktet:

$$\dot{m}_1 \cdot h_6 = \dot{m}_3 \cdot h_5 + \dot{m}_2 \cdot h_2 \quad (\text{Ligning 43})$$

Som gir:

$$h_6 = \frac{\dot{m}_3 \cdot h_5 + \dot{m}_2 \cdot h_2}{\dot{m}_1} \quad (\text{Ligning 44})$$

Entalpi i tilstand 1 finnes fra entalpiøkning over viftene:

$$h_1 = h_6 + 428J/kg \quad (\text{Ligning 45})$$

Entalpiøkninga er basert på effekt tilført sirkulasjonsviftene, varme fra kompressoren og varme fra trykk-gassrør. Se kapittel 19. Sjøl om ikke all denne varmen overføres ved sirkulasjonsviftene, er det i denne beregninga valgt å plassere varmeoverføringa der.

Entalpi i tilstand 4 finnes fra entalpiøkning over viftene:

$$h_4 = h_5 - 337J/kg \quad (\text{Ligning 46})$$

Entalpiøkninga er basert på tilført effekt til aggregatviftene, se kapittel 7.

Antar at relativ luftfuktighet i tilstand 3 var 90 %. Dette er samme antagelse som i Sintef-rapporten.

Beregningsmetode for driftstilstand B:

Siden luftstrømmen er snudd, blir noen av ligningene annerledes, ellers blir metoden lik.

Absolutt fuktighet i tilstand 6 finnes fra massebalanse i blandingspunktet:

$$\dot{m}_2 \cdot x_2 = \dot{m}_1 \cdot x_6 + \dot{m}_3 \cdot x_5 \quad (\text{Ligning 47})$$

Som gir:

$$x_6 = \frac{\dot{m}_2 \cdot x_2 - \dot{m}_3 \cdot x_5}{\dot{m}_1} \quad (\text{Ligning 48})$$

Entalpi i tilstand 6 finnes fra energibalanse i blandingspunktet:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_1 \cdot h_6 + \dot{m}_3 \cdot h_5 \quad (\text{Ligning 49})$$

Som gir:

$$h_6 = \frac{\dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_3 \cdot h_5}{\dot{m}_1} \quad (\text{Ligning 50})$$

Merk at det i tilstand B er *summen* av luftstrøm fra sirkulasjonsviftene og aggregatviftene som passerer luftbehandlingsaggregatene.

Entalpi i tilstand 1 finnes fra entalpiøkning over viftene:

$$h_1 = h_6 - 428 \text{ J / kg} \quad (\text{Ligning 51})$$

21.2 Resultater og diskusjon

Tabell 16. Tilstander i tørkeluft tidlig i tørkeforløpet. Driftstilstand A. Innstilt tørketemperatur var 19 °C.

	1	2	3	4	5	6
Temperatur [°C]	18,3	17,4	10,7	19,2	19,5	17,9
Relativ luftfuktighet [%]	66,9	74,4	90,0	52,1	51,0	68,7
Absolutt fuktighet [kg/kg]	0,00875	0,00921	0,00719	0,00719	0,00719	0,00875
Entalpi [J/kg]	40544	40772	28888	37531	37868	40116

Tabell 17. Tilstander i tørkeluft midt i tørkeforløpet. Driftstilstand A. Innstilt tørketemperatur var 19 °C.

	1	2	3	4	5	6
Temperatur [°C]	18,6	18,4	7,4	17,3	17,7	18,2
Relativ luftfuktighet [%]	47,7	49,9	90,0	46,8	45,9	49,0
Absolutt fuktighet [kg/kg]	0,00635	0,00653	0,00573	0,00573	0,00573	0,00635
Entalpi [J/kg]	34792	34981	21834	31913	32250	34364

Tabell 18. Tilstander i tørkeluft seint i tørkeforløpet. Driftstilstand A. Innstilt tørketemperatur var 23 °C.

	1	2	3	4	5	6
Temperatur [°C]	22,4	22,1	8,9	21,2	21,5	22,0
Relativ luftfuktighet [%]	41,2	42,9	90,0	40,6	39,8	42,2
Absolutt fuktighet [kg/kg]	0,00692	0,00709	0,00634	0,00634	0,00634	0,00692
Entalpi [J/kg]	40096	40234	24847	37394	37731	39668

Tabell 19. Tilstander i tørkeluft tidlig i tørkeforløpet. Driftstilstand B. Innstilt tørketemperatur var 19 °C.

	1	2	3	4	5	6
Temperatur [°C]	18,0	18,6	12,6	18,7	19,0	18,4
Relativ luftfuktighet [%]	71,1	67,2	90,0	60,8	59,6	69,3
Absolutt fuktighet [kg/kg]	0,00916	0,00895	0,00815	0,00815	0,00815	0,00916
Entalpi [J/kg]	41317	41328	33195	39429	39766	41745

Tabell 20. Tilstander i tørkeluft midt i tørkeforløpet. Driftstilstand B. Innstilt tørketemperatur var 19 °C.

	1	2	3	4	5	6
Temperatur [°C]	18,2	18,7	7,4	18,6	18,9	18,6
Relativ luftfuktighet [%]	49,2	46,8	90,0	43,2	42,3	48,0
Absolutt fuktighet [kg/kg]	0,00637	0,00624	0,00573	0,00573	0,00573	0,00637
Entalpi [J/kg]	34388	34550	21832	33198	33535	34816

Tabell 21. Tilstander i tørkeluft seint i tørkeforløpet. Driftstilstand B. Innstilt tørketemperatur var 23 °C.

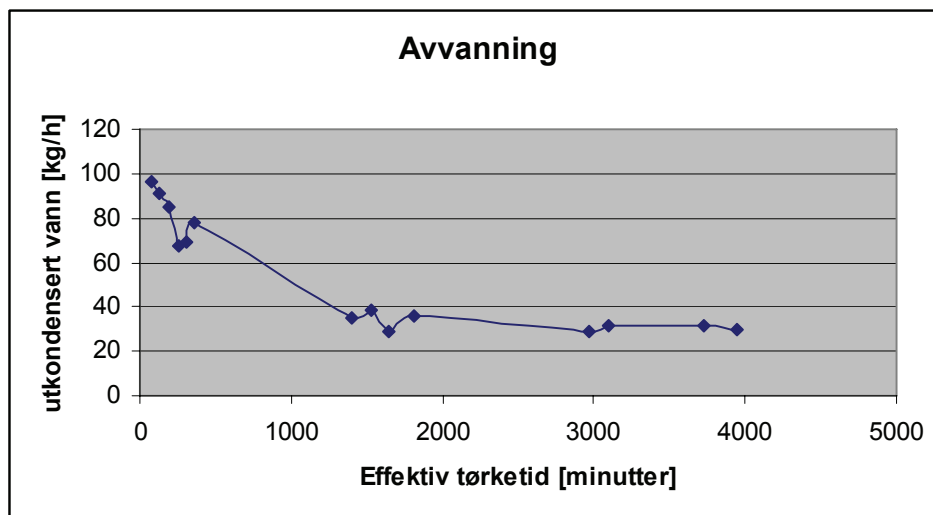
	1	2	3	4	5	6
Temperatur [°C]	21,7	22,2	8,2	22,3	22,6	22,1
Relativ luftfuktighet [%]	41,6	39,5	90,0	36,4	35,7	40,5
Absolutt fuktighet [kg/kg]	0,00671	0,00657	0,00606	0,00606	0,00606	0,00671
Entalpi [J/kg]	38859	39035	23447	37737	38074	39287

Tabellene 16 til 21 viser tilstander i tørkelukta for ulike perioder under tørkeforløpet. Nummereringa tilsvarende den i hx-diagrammet (figur 60). I tilstand B kan luftstrømmen fra sirkulasjonsviftene ha forstyrret målingene etter aggregatviftene. Det er også usikkert om avfuktet luft og oppfuktet luft er godt blandet før fordampere, og det kan ha blitt målt feil verdier. Beregningene for tilstand B vil derfor antagelig ha større usikkerhet enn beregningene for tilstand A. Beregningene viser likevel omtrent adiabatisk oppfukning for både tilstand A og B.

Tabell 22. Verdiene er beregnet fra tabellene 3-8.

periode	Δx_{tunnel} [gram vann/kg t.l.]	$\Delta x_{\text{fordamper}}$ [gram vann/kg t.l.]	$dh/dx_{\text{fordamper}}$ [kJ/kg vann]
Tidlig i tørkeforløpet, tilstand A	0,45	2,01	5910
Tidlig i tørkeforløpet, tilstand B	0,21	0,80	10200
Midt i tørkeforløpet, tilstand A	0,18	0,80	16533
Midt i tørkeforløpet, tilstand B	0,13	0,50	25248
Seint i tørkeforløpet, tilstand A	0,17	0,75	20460
Seint i tørkeforløpet, tilstand B	0,14	0,52	30232

Tabell 22 viser hvordan oppfukning (Δx_{tunnel}), avfukning ($\Delta x_{\text{fordamper}}$) og energibehov til avfukning ($dh/dx_{\text{fordamper}}$) varierer gjennom tørkeforløpet. For tilstand A har oppfukninga midt i tørkeforløpet falt til under halvparten av oppfukninga tidlig i tørkeforløpet. Midt i tørkeforløpet er det omtrent like lav oppfukning som seint i tørkeforløpet. Ved liten oppfukning blir energibehovet til avfukning stort. For driftstilstand B er det redusert oppfukning, og høyere energibehov til avfukning. Forskjellen mellom driftstilstand A og B er størst tidlig i tørkeforløpet, og avtar etter hvert.



Figur 61. Avvanning målt under fordypningsprosjekt

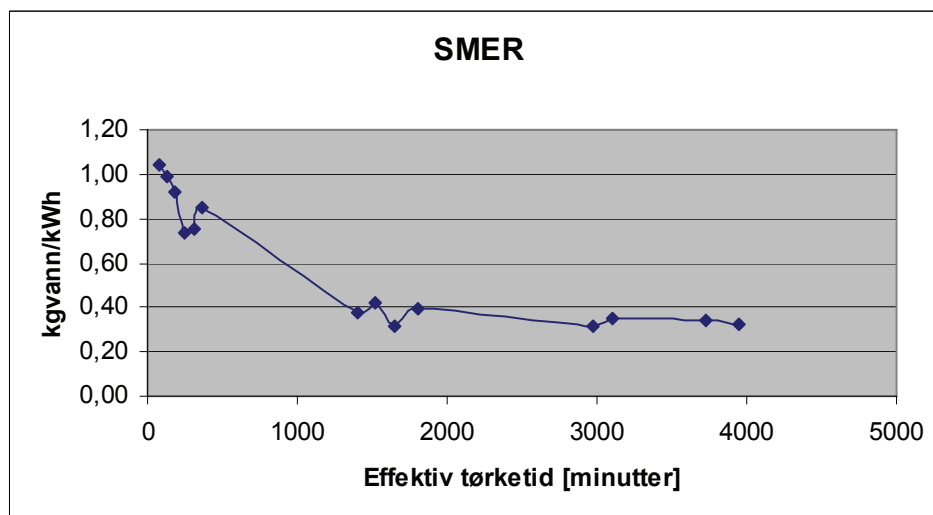
Verdiene i tabell 22 kan sammenlignes med figur 61, som viser massestrøm av utkondensert vann i et tørkeforløp som ble målt under fordypningsprosjektet. I effektiv tørketid er pauser i tørkinga utelatt. Effektiv tørketid er målt i minutter fra start. Fisken som ble tørket var sei. Den siste målinga (se punkter på figur 61) ble tatt like før tørkinga ble avsluttet. Tidlig i tørkeforløpet kan

man se et fall i utkondensert vannmengde som samsvarte med skifte til tilstand B. Fallet er mindre enn det i tabell 22. Da det ble skiftet tilbake til tilstand A, økte utkondensert vannmengde. Verdiene i tabell 17 til 22 kan også sammenlignes med målinger gjort i fordypningsprosjektet. Det ble da gjort målinger på begge sider av tørketunnelen. Se vedlegg 7. For tilstand A er det bra samsvar mellom målinger og beregninger.

21.3 Beregning av SMER

I fordypningsprosjektet ble det ikke målt effektforbruk hos vifter og kompressor, kun anslått et effektforbruk. Den anslåtte verdien for totalt effektforbruk lå likevel nær verdiene som er presentert i kapittel 8. De målte verdiene for totalt effektforbruk endrer seg lite under tørkeforløpet, og et gjennomsnitt for de fire periodene som er presentert i kapittel 8 blir 92 kW. Ut fra målingene av utkondensert vannmengde som er vist i figur 61, og et totalt effektforbruk på 92 kW, kan SMER (specific moisture extraction rate) beregnes:

$$SMER = \frac{\dot{m}_{vann}}{P_{el}} \quad (\text{Ligning 52})$$



Figur 62

Figur 62 viser hvordan SMER varierer gjennom tørkeforløpet. Merk at dette er tørkeforløpet det ble gjort målinger på under fordypningsprosjektet. SMER faller raskt til en lav verdi.

21.3 Sammenligning med kuldeytelse og kondensatorytelse beregnet med Hxsim

Tabell 16 viser tilstandene i tørkeluft tidlig i tørkeforløpet for tilstand A. Bruker verdier for entalpi fra denne tabellen, og beregner varmeoverføring fra tørkeluft til fordamperne, og varmeoverføring til tørkeluft fra kondensatorene.

Varmeoverføring til fordamperne:

$$P = \dot{m}_{\text{luft}} \cdot (h_{\text{før}} - h_{\text{etter}}) = 18,7 \text{ kg/s} \cdot (40,772 \text{ kJ/kg} - 28,888 \text{ kJ/kg}) = 222 \text{ kW} \quad (\text{Ligning 53})$$

Varmeoverføring fra kondensatorene:

$$P = \dot{m}_{\text{luft}} \cdot (h_{\text{etter}} - h_{\text{før}}) = 18,7 \text{ kg/s} \cdot (37,531 \text{ kJ/kg} - 28,888 \text{ kJ/kg}) = 162 \text{ kW} \quad (\text{Ligning 54})$$

Med Hxsim ble total kuldeytelse for fordamperne beregnet til 223,5 kW, og total kondensatorytelse for kondensatorene i tørka ble beregnet til 169,5 kW. I beregningene på tørkeluft ble det benyttet en lufttemperatur etter fordamper som var høyere enn den som ble funnet med Hxsim. Temperatur etter fordamper, blir også temperatur før kondensator. Det er derfor som forventet at verdiene for varmeoverføring til/fra tørkeluft blir litt lavere, og det ser derfor ut til å være bra samsvar med verdiene fra Hxsim. Det kunne også vært aktuelt å benytte temperatur etter fordamper funnet med Hxsim i beregningene på tørkeluft. Av praktiske årsaker ble det likevel valgt å holde beregningene uavhengige av hverandre.

22 Strømningsregime i tørketunnelen

Middelhastighet for målepunktene på vognene var 3,1 m/s. Se kapittel 16. Antar at luftstrømningen mellom fiskene kan tilnærmes som strømning mellom parallelle plater, og bruker hydraulisk diameter for å finne Reynoldstall. [White, 2003]

Som avstand mellom fiskene er det valgt å bruke 6 cm, noe som er representativt for tørketunnelen. For parallelle plater er hydraulisk diameter 2 ganger avstandene i mellom dem. Kan da finne Reynoldstall:

$$\text{Re}_{D_h} = \frac{V \cdot D_h}{\nu} = \frac{3,1 \text{ m/s} \cdot 2 \cdot 0,06 \text{ m}}{1,50 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 24800 \quad (\text{Ligning 55})$$

Overgang fra laminær til turbulent strømning skjer ved et Reynoldstall på omtrent 2300 [White, 2003]

Det ser ut til å være en god del turbulent strømning i tørka, og det blir derfor valgt å bruke en turbulensmodell til simulering av luftstrømning.

23 Turbulensmodellering

Dette kapitlet er basert på lærebok i turbulent strømning og forbrenning av Ertesvåg (2000).

I dette kapitlet brukes det mange symboler, og det er derfor nyttig med ei egen symbolliste for kapitlet:

ρ	tetthet [kg/m ³]
u	hastighet [m/s]
τ	skjærspenning [N/m ²]
p	trykk [Pa]
f_i	akselerasjon pga. fjernkraft (massekraft) i x_i -retning [m ² /s]
μ	dynamisk molekylær viskositet [kg/(m·s)]
μ_B	bulkviskositet [kg/(m·s)]
k	turbulensenergi [J/kg=m ² /s ²]
ε	dissipasjonsledd i ligninga for turbulensenergi [W/kg=m ² /s ³]
φ	en tilfeldig variabel
μ_t	dynamisk turbulensviskositet
ν	kinematisk turbulensviskositet
δ_{ij}	Kronecker-delta; =1 når $i=j$; =0 når $i \neq j$
P_k	produksjonsledd i ligninga for k .

23.1 Grunnligninger for inkompressibel strømning

Bevegelse i inkompressibel strømning (konstant tetthet) beskrives med grunnligningene for bevarelse av masse og bevegelsesmengde. Ligningene i dette kapitlet er skrevet med kartesisk tensornotasjon.

Ligning for massebevarelse (kontinuitetsligninga):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{Ligning 56})$$

Ligning for bevarelse av bevegelsesmengde:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i \quad (\text{Ligning 57})$$

Spenningstensor for et newtonsk fluid:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \left(\mu_B - \frac{2}{3} \mu \right) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (\text{Ligning 58})$$

μ er dynamisk molekylær viskositet, og μ_B er bulkviskositet. I følge Stokes-hypotesen er μ_B lik null. Ved å sette inn ligning 58 i ligning 57, får man Navier-Stokes ligning(er).

Det er mulig å bruke Navier-Stokes ligninger til beregninger på turbulent strømning, men det krever svært store dataressurser. I turbulent strømning er det virvler og fluktuasjoner. På grunn av disse kompliserte bevegelsene, kreves det ved numeriske beregninger et tett nettverk av beregningspunkter. I stedet er det vanlig å bruke en modell for turbulent strømning.

23.2 Reynoldsligninger

Reynolds-oppdeling vil si å beskrive en variabel ut fra dens middelværdi, og fluktusjon rundt middelværdien. For en tilfeldig variabel, φ , blir uttrykket da:

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (\text{Ligning 59})$$

Videre innføres Reynolds-oppdeling i ligningene for bevarelse av masse og bevegelsesmengde.

Kontinuitetsligninga:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad \text{og} \quad \frac{\partial u'_j}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{Ligning 60})$$

Bevegelsesmengde:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) + \rho \bar{f}_i \quad (\text{Ligning 61})$$

23.3 Standard k- ϵ -modell

I standard k- ϵ -modell brukes modellerte ligninger for turbulensenergi, k, og dissipasjon, ϵ . Turbulensenergi er middelværdien av kinetisk energi i de turbulente fluktuasjonene. Dissipasjon er overføring av mekanisk energi til termisk energi. ϵ uttrykker ikke dissipasjonen direkte, men energioverføringa fra store til mindre turbulensvirvler. I de minste virvlene blir turbulensenergien til slutt overført til termisk energi. k- ϵ -modellen brukes sammen med Reynolds-ligningene til beregninger på turbulent strømning.

Standard k- ϵ -modell:

Turbulensviskositet:

$$\mu_t = \rho \nu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{Ligning 62})$$

Reynoldsspenningene:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (\text{Ligning 63})$$

Modellert ligning for k:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \rho P_k - \rho \varepsilon \quad (\text{Ligning 64})$$

Modellert ligning for ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon}{k} \rho \varepsilon, \quad (\text{Ligning 65})$$

der

$$\rho P_k = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \quad (\text{Ligning 66})$$

I ”Chemical Engineering Module” i Comsol Multiphysics 3.3 benyttes følgende verdier for konstantene i modellen:

$$C_\mu = 0,09$$

$$C_{\varepsilon 1} = 0,1256$$

$$C_{\varepsilon 2} = 1,92$$

$$\sigma_k = 1,0$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,3$$

23.4 Logaritmisk vegglov

Som grensebetingelse for turbulent strømning nær vegger, benyttes logaritmisk vegglov. Det er en empirisk ligning for sammenhengen mellom heft-krefter og strømningshastighet.

24 Kort om elementmetoden

Mesteparten av informasjonen i dette kapitlet er hentet fra artikkelen ”Elementært om elementer” av Rusås (2004).

Programmet Comsol Multiphysics benytter elementmetoden til de numeriske beregningene. Ved bruk av elementmetoden deles beregningsområdet inn i elementer. I den todimensjonale modellen som presenteres i kapittel 25, er det brukt trekant-formede elementer. Nodepunktene som brukes i beregningene, kan ligge i elementenes hjørner, og på sidekantene. [Comsol] For å finne ei tilnærming til den eksakte, men ukjente løsningen, brukes formfunksjoner. Man kan for eksempel bruke tre formfunksjoner $N_1(x, y)$, $N_2(x, y)$ og $N_3(x, y)$ for å finne ei tilnærming til ei hastighet $u(x, y)$:

$$u(x, y) = a_1 N_1(x, y) + a_2 N_2(x, y) + a_3 N_3 \quad (\text{Ligning 67})$$

Når koeffisientene a_1 , a_2 og a_3 er funnet, har man ei tilnærming til den eksakte løsningen. Mer generelt kan dette skrives:

$$u = \sum_{i=1}^n a_i N_i(x, y) \quad (\text{Ligning 68})$$

Formfunksjonene velges slik at de er lik én i kun ett nodepunkt, og lik null i alle andre. I noden der en av formfunksjonene N_i er lik én, blir den tilhørende koeffisienten a_i den tilnærmede løsningen.

For å bestemme koeffisientene benyttes vektete residualers metode. Residualet er differansen mellom den tilnærmede løsningen og den eksakte løsningen. For å finne en tilnærmet løsning som gir minst mulig residual, benyttes testfunksjoner.

Ligningene

$$\int_{\Omega} R(u) W_i d\Omega = 0, \quad i=1, 2, 3, \dots, n \quad (\text{Ligning 69})$$

brukes til å finne testfunksjonene W_i ($i=1, 2, 3, \dots, n$) slik at residualet $R(u)$ er minst mulig etter å ha blitt vektet og midlet over beregningsområdet Ω .

Formfunksjonene N_i og testfunksjonene W_i er lokalt definert, det vil si at de er forskjellige fra null i kun noen naboelementer. Elementmetoden er derfor godt egnet til å løse problemer med komplisert geometri.

25 Simuleringer i Cmsol Multiphysics

25.1 Metode

For simuleringer av viskøs, isotherm luftstrømning i tørka, er det laget flere todimensjonale modeller. Simuleringene er gjort med standard k-ε-modell for turbulent strømning i ”Chemical Engineering Module”. Denne modulen er et tilvalg til Cmsol Multiphysics 3.3. I denne modulen er det ikke tatt med energiligning for turbulent strømning, og derfor ikke mulig å se på termiske effekter.

Siden dette er ei tverrblåst tørke, brukes et tverrsnitt av tørkas bredde som utgangspunkt for modellen (Slik tørketunnelen ses fra innlastningsporten). For modellering av vogner og fisk benyttes samme løsning som i rapporten ”Simuleringer av strømningsforhold i to klippfisk tunneler” av Hardarson, Jonassen og Walde (2006c). Fisken er modellert som en tett boks som dekker ca. 85 % av arealet mellom bretttrammene. Høyden på denne boksen står i forhold til mengden fisk på et Brett. Bretttrammene er de små rektanglene på hver side av fisken. I modellen kan luftstrømning i vertikal retning bare skje mellom vognene, og mellom bretttrammene og fisken. I virkeligheten vil lufta kunne strømme mellom fiskene på brettet. Se figur 63 og figur 65.

Viftene modelleres som et innløp med konstant hastighet på framsida, og en flate med trykk lik null på baksida. Viftene er skråstilt, og det settes innløpshastigheter både i x-retning og y-retning, slik at hastighetsvektoren står vinkelrett på viftene. Absoluttverdi av innløpshastighet er satt til 9,5 m/s. Denne hastigheta er beregnet fra målt stigning i statisk trykk, viftekaraktistikk, viftediameter og antagelsen om at vifter som roterer feil vei leverer 30 % av ordinær volumstrøm. Se kapittel 18. I modellene er det kun brukt drifttilstand A. Da blåser sirkulasjonsviftene skrått nedover mot venstre, sett fra innlastingsporten.

Det må også settes innløpsverdier for turbulensenergi og dissipasjon. Metoder finnes fra Ertesvåg (2000).

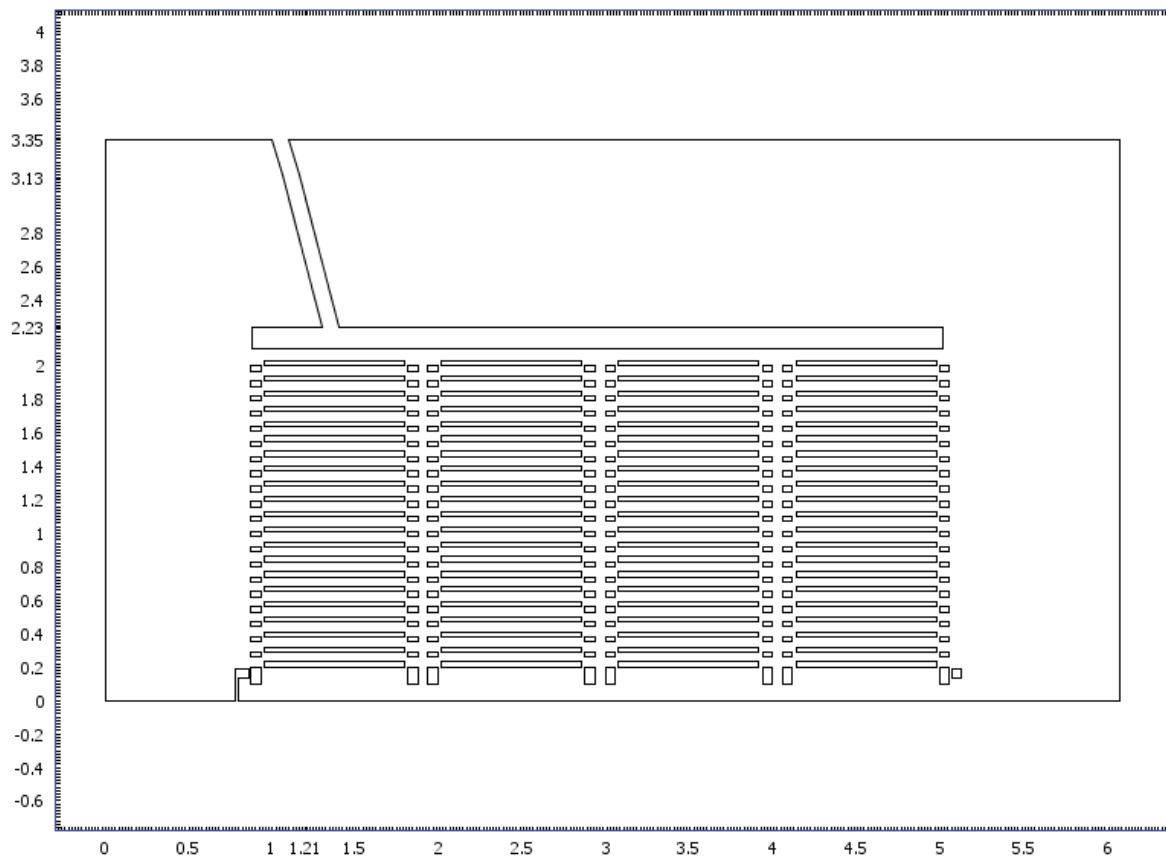
Antar at innløpsverdien for turbulensenergi, k_0 , kan settes lik 1 % av kinetisk energi i innløpet:

$$k_0 = 0,01 \cdot \frac{1}{2} (u_x^2 + u_y^2) = 0,01 \cdot \frac{1}{2} ((-2,45 \text{ m/s})^2 + (-9,2 \text{ m/s})^2) = 0,45 \text{ m}^2 / \text{s}^2 \quad (\text{Ligning 70})$$

der u_x er innløpshastighet i x-retning, og u_y er innløpshastighet i y-retning.

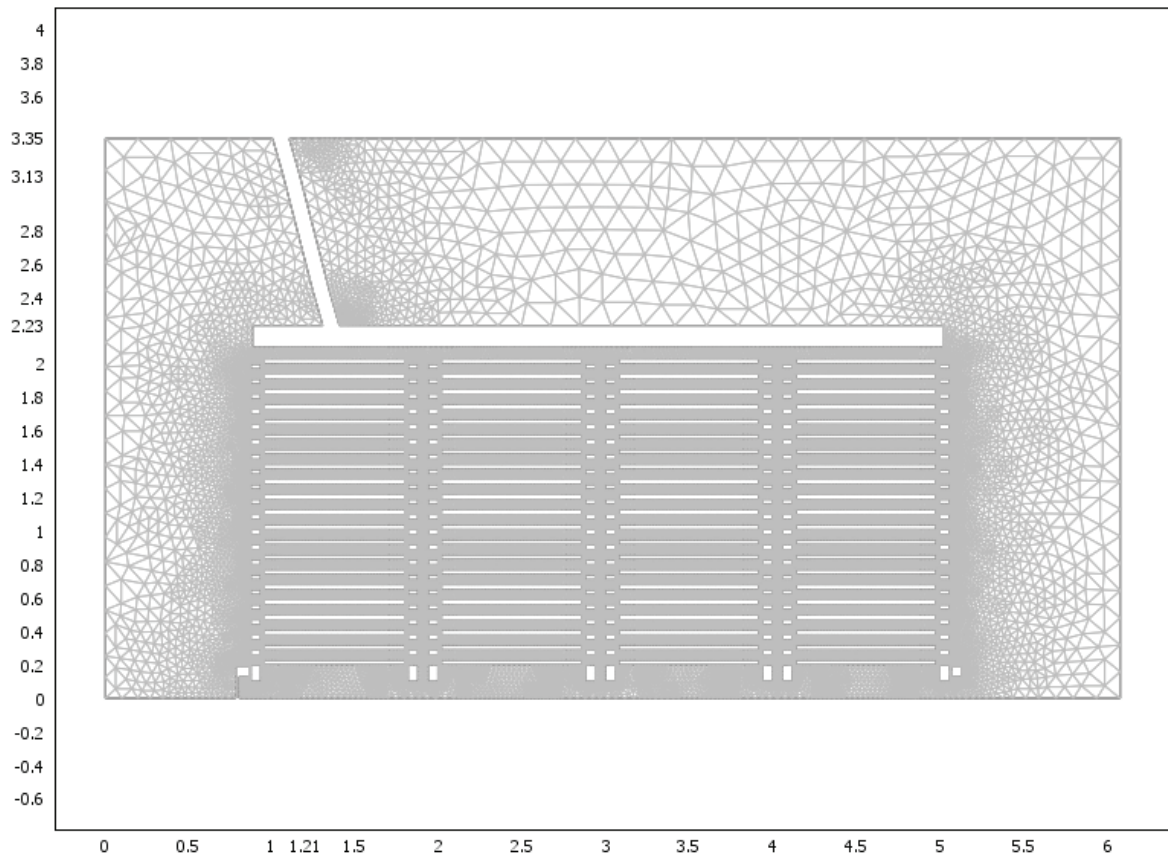
Bruker avstanden mellom fiskene (6 cm) som karakteristisk lengdeskala, ℓ , og finner innløpsverdi for dissipasjon, ϵ_0 :

$$\epsilon_0 = \frac{k_0^{3/2}}{\ell} = \frac{(0,45 \text{ m}^2 / \text{s}^2)^{3/2}}{0,06 \text{ m}} = 5,0 \text{ m}^2 / \text{s}^3 \quad (\text{Ligning 71})$$



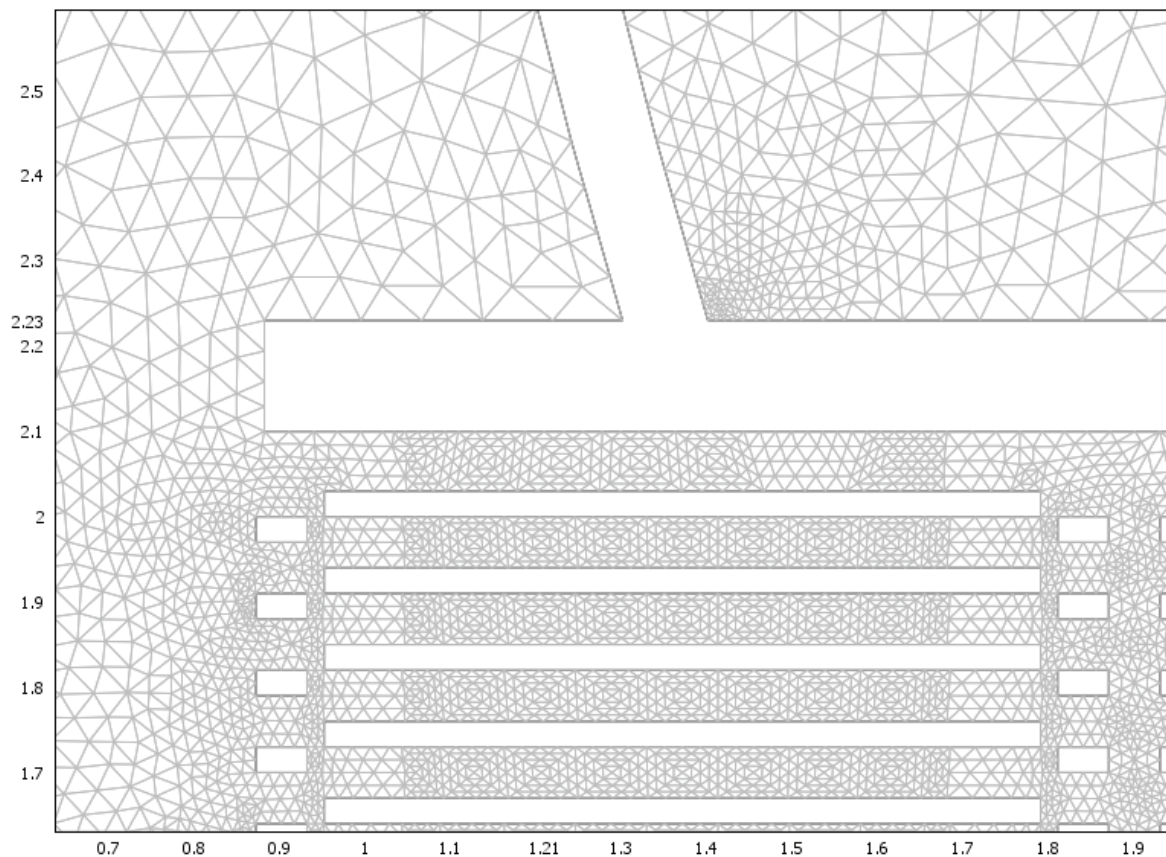
Figur 63. Tegning av tørketunnel brukt i simulering

Figur 63 viser tegninga av tørkas tverrsnitt som ble brukt i simuleringene. Tverrsnittet er lagt slik at ei sirkulasjonsvifte deles i to like deler. Det er tatt utgangspunkt i ei fylling med vogner og brett som utnytter høyden i tunnelen godt. Avstanden mellom de øverste modellerte fiskene og underkanten av himlingen er derfor satt til 7 cm.



Figur 64. Nettverk av elementer

Figur 64 viser nettverk av elementer i modellen. Dette er modellen av den eksisterende tørketunnelen, og den har 85208 elementer.

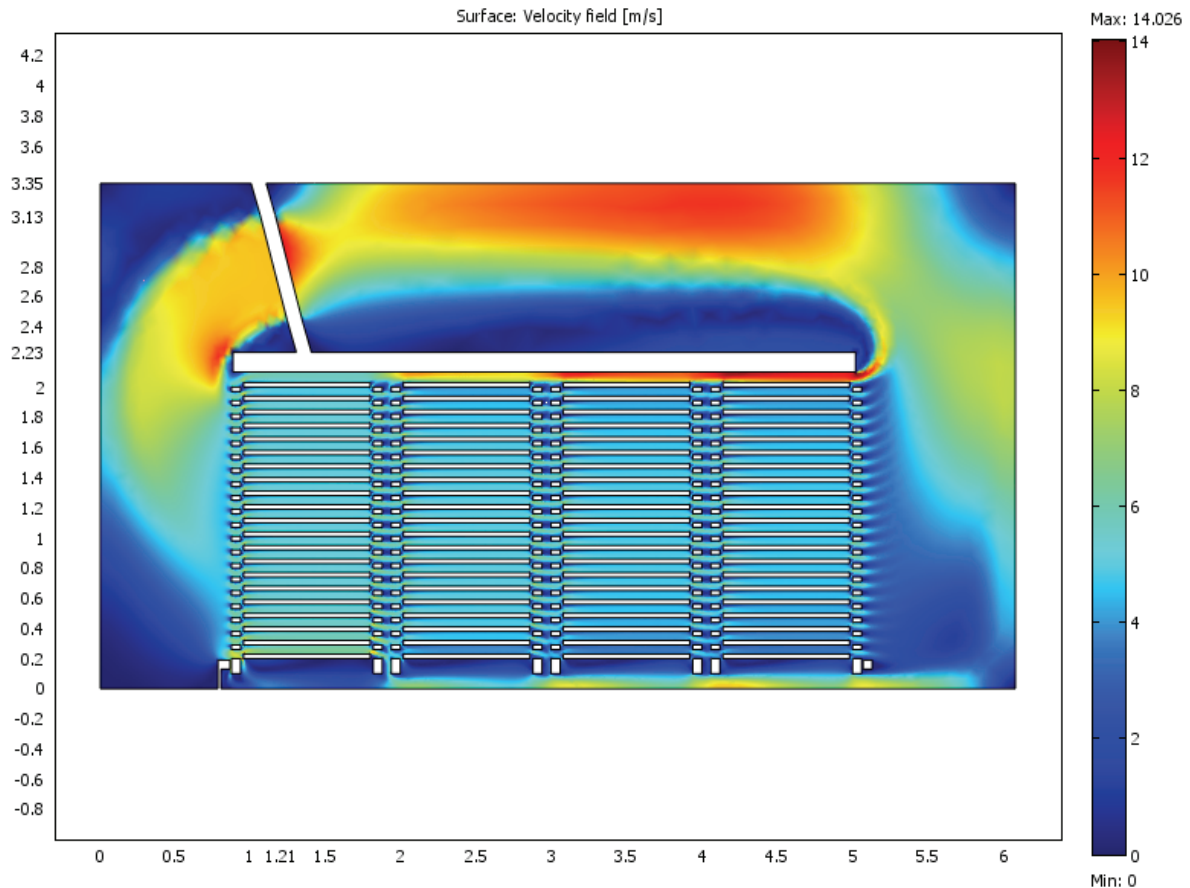


Figur 65. Nettverk av elementer, nærbilde

Figur 64 og 65 viser nettverk av beregningspunkter i modellen. Nettverket er av typen fritt nettverk, som tilpasses geometri og beregningsbehov automatisk. For kanalene mellom fiskene ble det automatisk genererte nettverket litt vel grovt, og det ble valgt å forfine det noe. Dette kan ses i figur 65, og ble gjort for hele høyden på samtlige vogner.

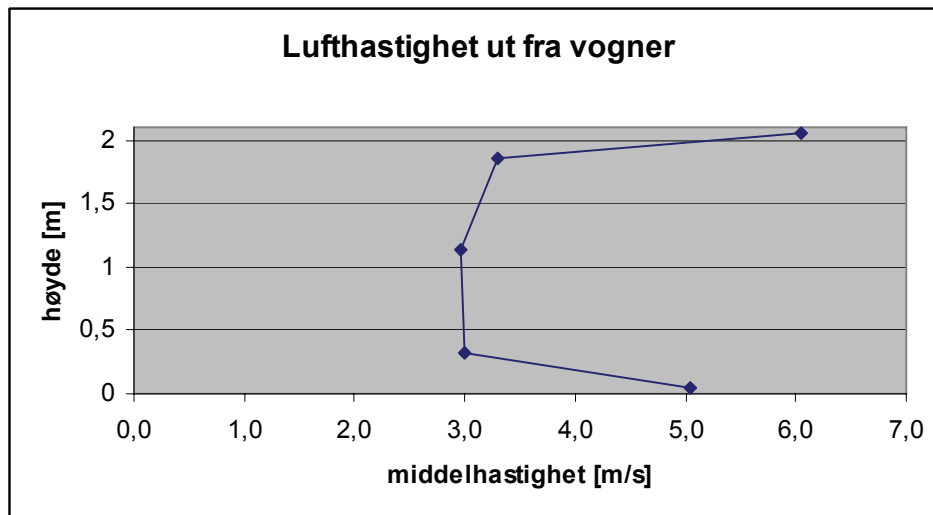
Det ble forsøkt å velge et nettverk som ga balanse mellom beregningsresultater og beregningstid. Med løsningsmetodene i programmets standardinnstillinger, og bruk av server for tungregning (Windows HPC), tok det omtrent et døgn å løse hver modell. Det ble unnlatt å inkludere luftbehandlingsaggregat i modellen, siden dette ville ha krevd dataressurser på bekostning av resten av modellen. Tverrsnittet modellen er basert på kan derfor sies å være lagt utenom luftbehandlingsaggregatene. For modellene som er presentert i dette kapitlet, varierte antall elementer mellom omtrent 80000 og 90000, noe avhengig av geometri.

25.2 Resultater og diskusjon



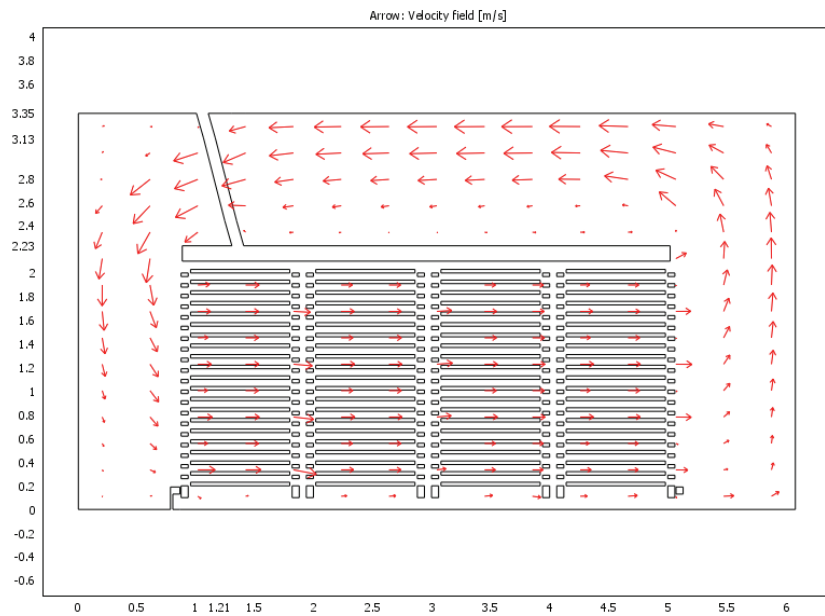
Figur 66. Hastighetsfelt fra modell som er basert på eksisterende tørketunnel

Figur 66 viser hastighet som beregnes for modellen av den eksisterende tørketunnelen. Luftfordelinga mellom brettene er ganske jevn, og det er først og fremst over og under vognene det oppstår høye lufthastigheter. Fjøla som er montert ved fenderen på viftesida, reduserer luftstrømmen under vognene, men det vil likevel bygge seg opp høy hastighet ved kompressorsida. Under vogna ved viftesida kan det se ut som at det blir ganske lav hastighet.

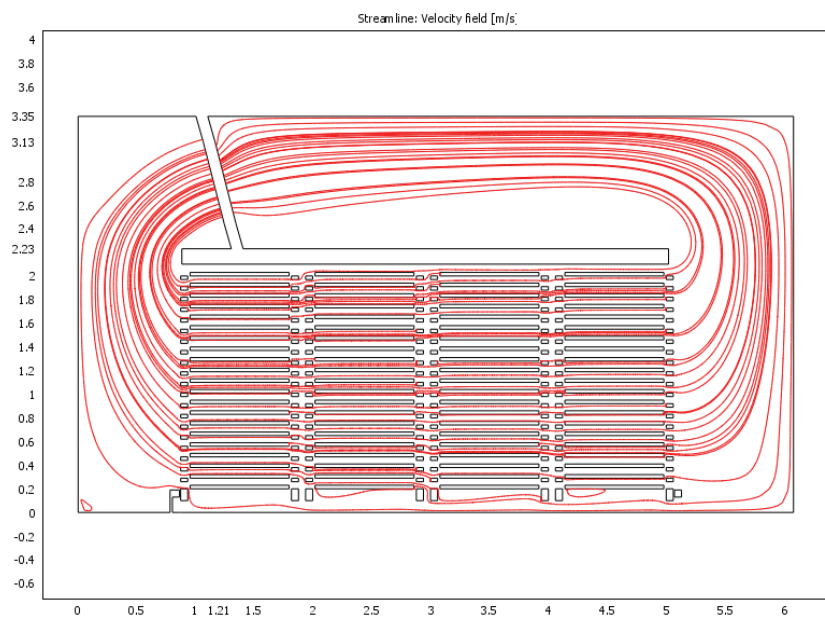


Figur 67

Figur 67 viser middelhastighet i fem høyder på kompressorsida i tilstand A. Middelhastighetene er beregnet fra målinger. Se kapittel 15. Det nederste punktet er under vognene, de tre neste er utenfor brettene, og det øverste er over vognene. Som for målingene, er det i modellen temmelig jevn hastighet ut fra brettene. Hastighet under vognene er høyere enn hastighet ut fra brettene, og den høyeste hastigheten er den over vognene. Tallverdiene i modellen blir imidlertid mye høyere, til tross for at innløpshastigheta muligens er satt noe lavt. Innløpshastigheta er blant annet beregnet fra ei antagelse om at viftene som roterer feil vei leverer 30 % av ordinær volumstrøm. I kapittel 18 er det beregnet et høyere tall for volumstrøm fra viftene som roterer feil vei. Da denne beregninga ble gjort, var simuleringene i Comsol Multiphysics godt i gang, og det ble valgt å ikke forandre innløpshastigheta.

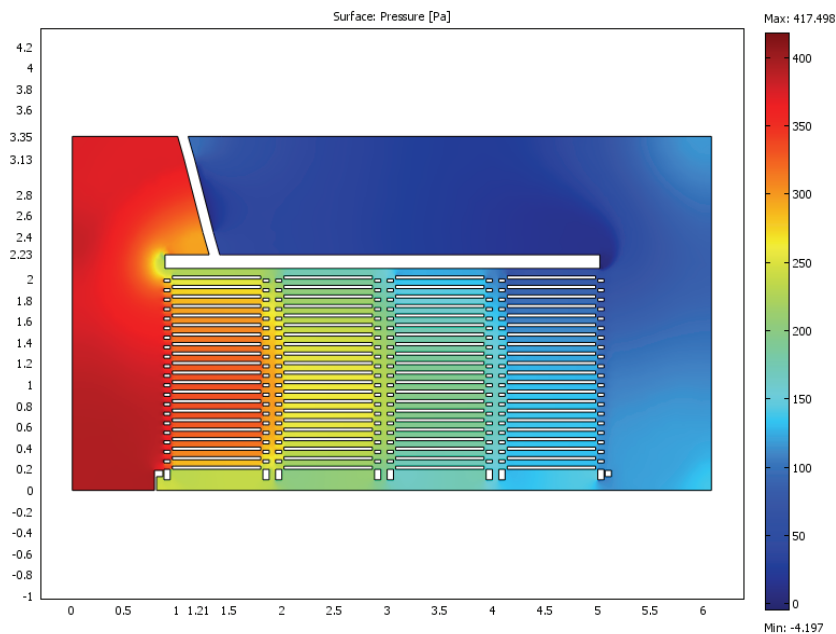


Figur 68. Pilplott av hastighetsfelt



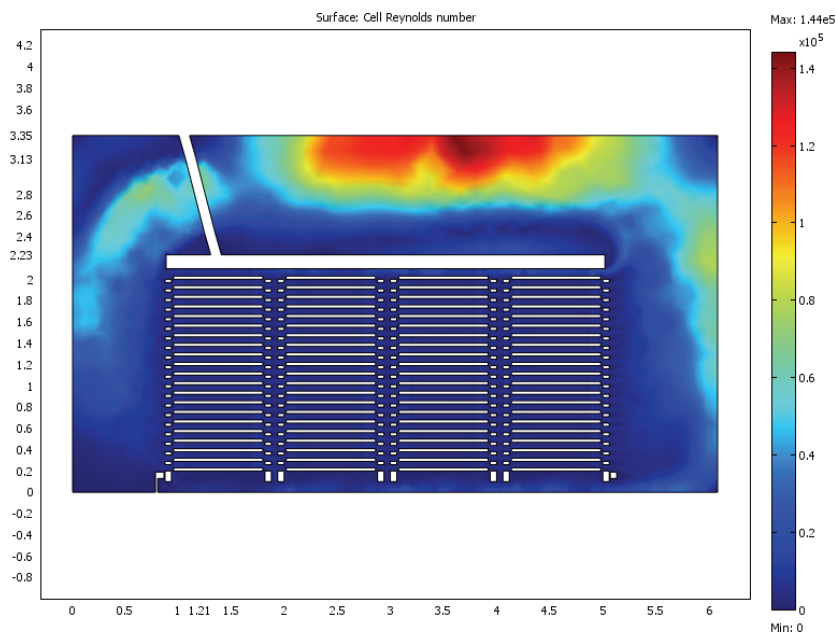
Figur 69. Strømlinjeplott av hastighetsfelt

Siden fargeplottet av hastighetsfelt ikke viser luftstrømmens retning, kan det være nyttig med et pilplott slik det er vist i figur 68, og et strømlinjeplott slik det er vist i figur 69. Legg merke til virvel i nederste hjørne på viftesida, og under vogna nærmest kompressorsida i figur 69.



Figur 70. Trykkfelt

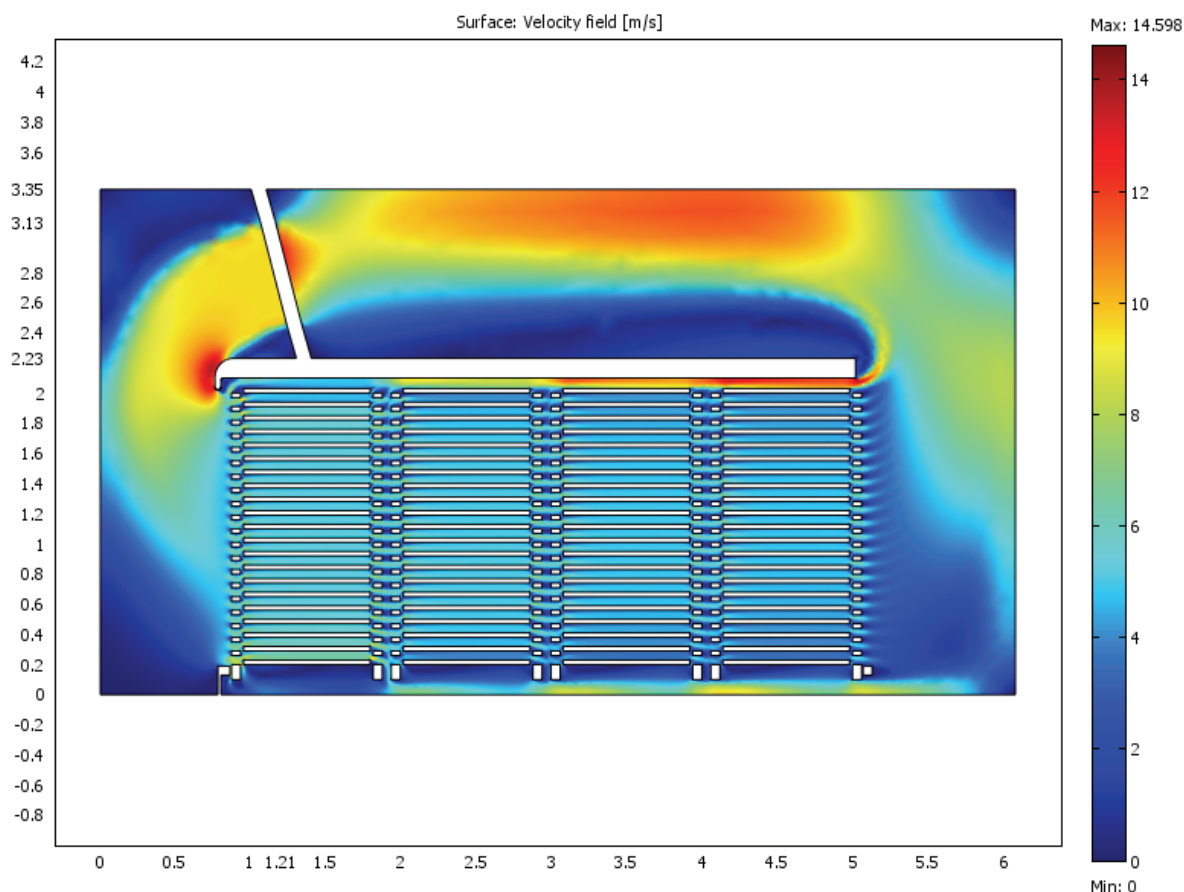
Figur 70 viser plott av trykkfelt. Tallverdiene for trykk er mye høyere enn det målingene av statisk trykk over viftene skulle tilsi. Se kapittel 17. Dette kan skyldes et nettverk som er for grovt i forhold til geometrien i modellen. Det er da vanlig at trykktapet blir for høyt, og at det settes opp et trykkfelt som er for stort. [Kristoffersen, 2007]



Figur 71. Plott av Reynoldstall i celler

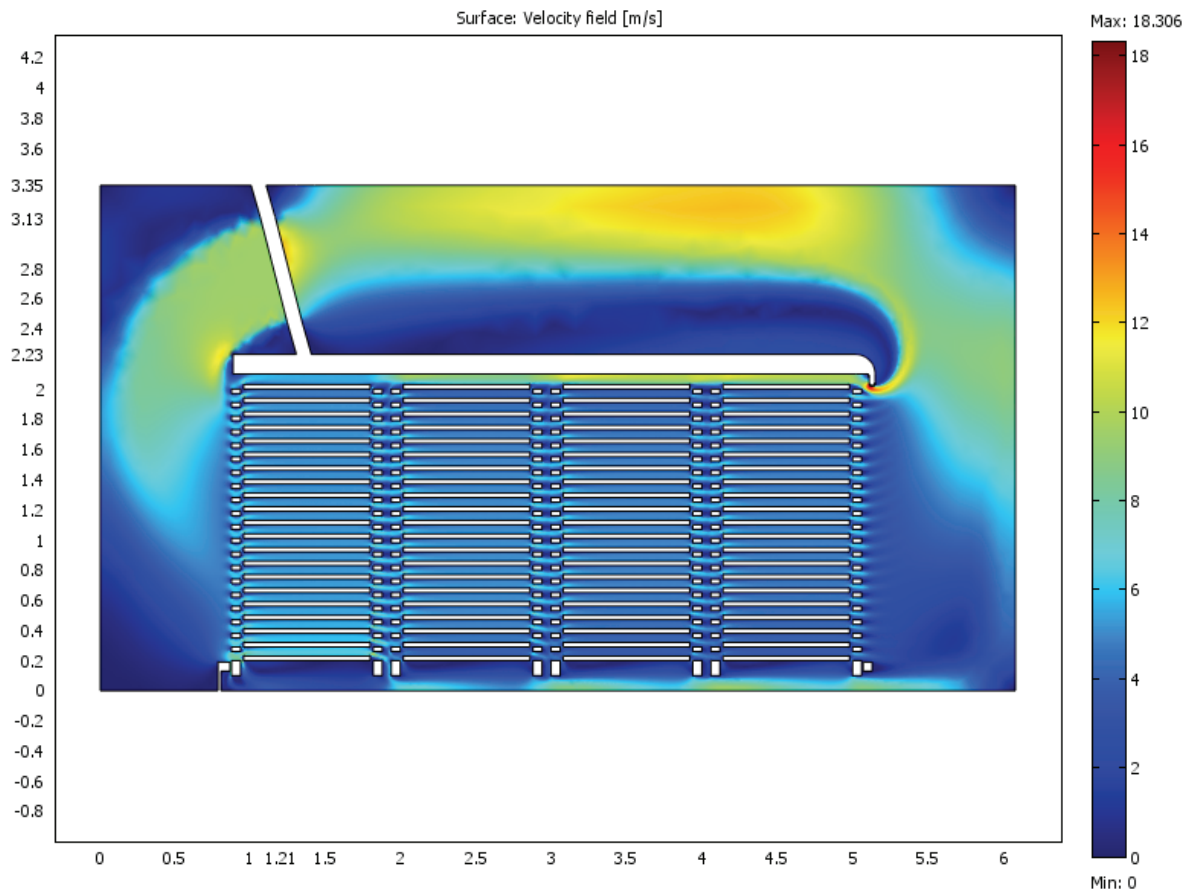
For å sjekke antagelsen om turbulent strømning i tørketunnelen, ble det plottet Reynoldstall i cellene. Figur 71 ser ut til å bekrefte antagelsen om turbulent strømning.

Til tross for at modellen gir tallverdier for hastighet og trykk som avviker mye fra målingene, ser det ut til tendensene i luftfordelinga er de samme. Antar derfor at modellen kan brukes til å se på hvordan endringer i geometrien påvirker luftfordelinga.



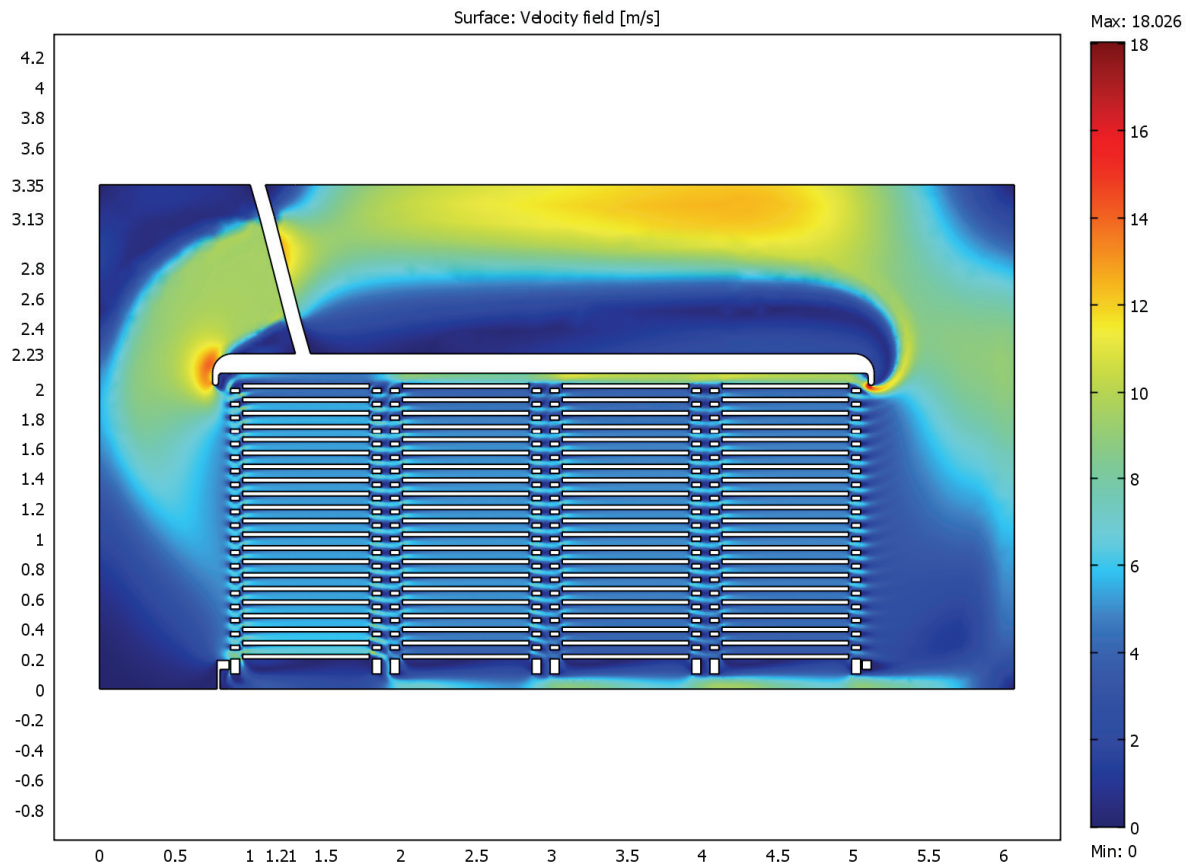
Figur 72. Skjørt på viftesida

Figur 72 viser hastighetsfelt hvis det plasseres skjørt på viftesida for å bremse luftstrømmen over vognene. Skjørtet i modellen er laget med utgangspunkt i skjørtet som var planlagt montert i tørke 3 hos Scanprod AS. Skjørtet reduserer lufthastighetene over vognene nærmest viftesida, og her ser det ut som at hastighetene kan bli for lav, og at det skapes en dødsone ved det øverste brettet. Ved kompressorsida har hastighetene over vognene likevel bygd seg opp til å bli høye.



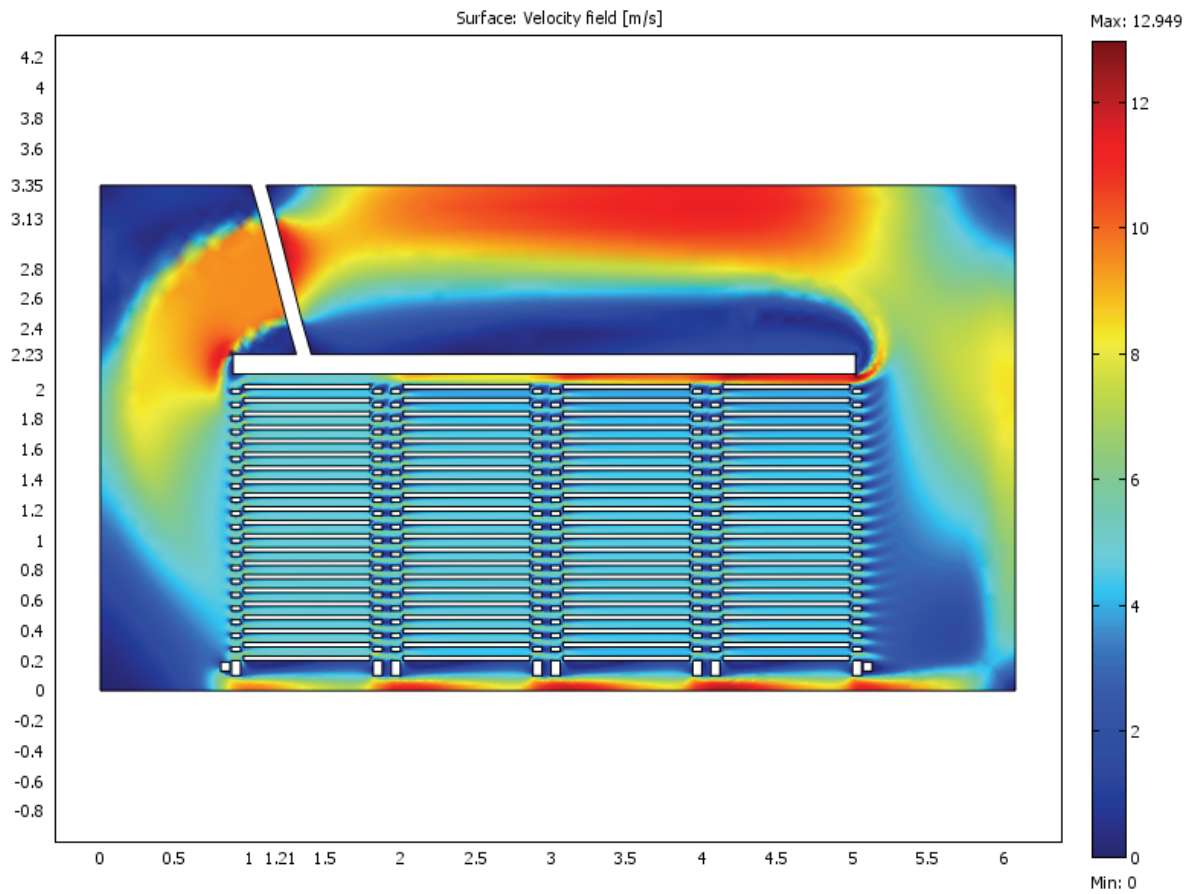
Figur 73. Skjørt på kompressorsida

Figur 73 viser hastighetsfelt ved montering av skjørt på kompressorsida i stedet for på viftesida. Dette gir redusert hastighet over vognene i forhold til modellen uten skjørt, og hastighetene er jevnere enn med skjørt på kompressorsida.



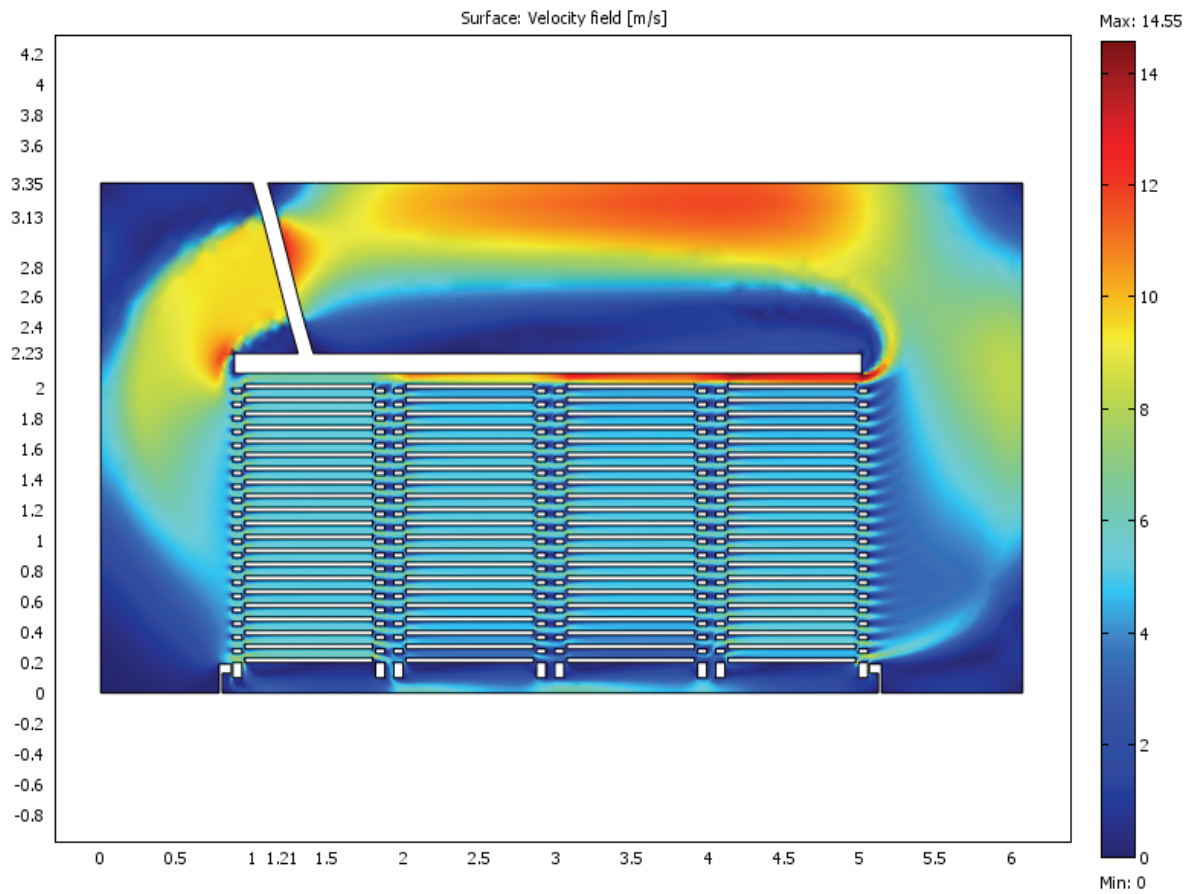
Figur 74. Skjørt på begge sider

Figur 74 viser hastighetsfelt ved montering av skjørt på begge sider. Også da ser det ut som at det kan bli for lav hastighet over vogna ved viftesida. Samtidig ser det ikke ut til at hastigheta over vogna ved kompressorsida blir noe særlig lavere enn i Figur 73 (skjørt på kompressorsida).



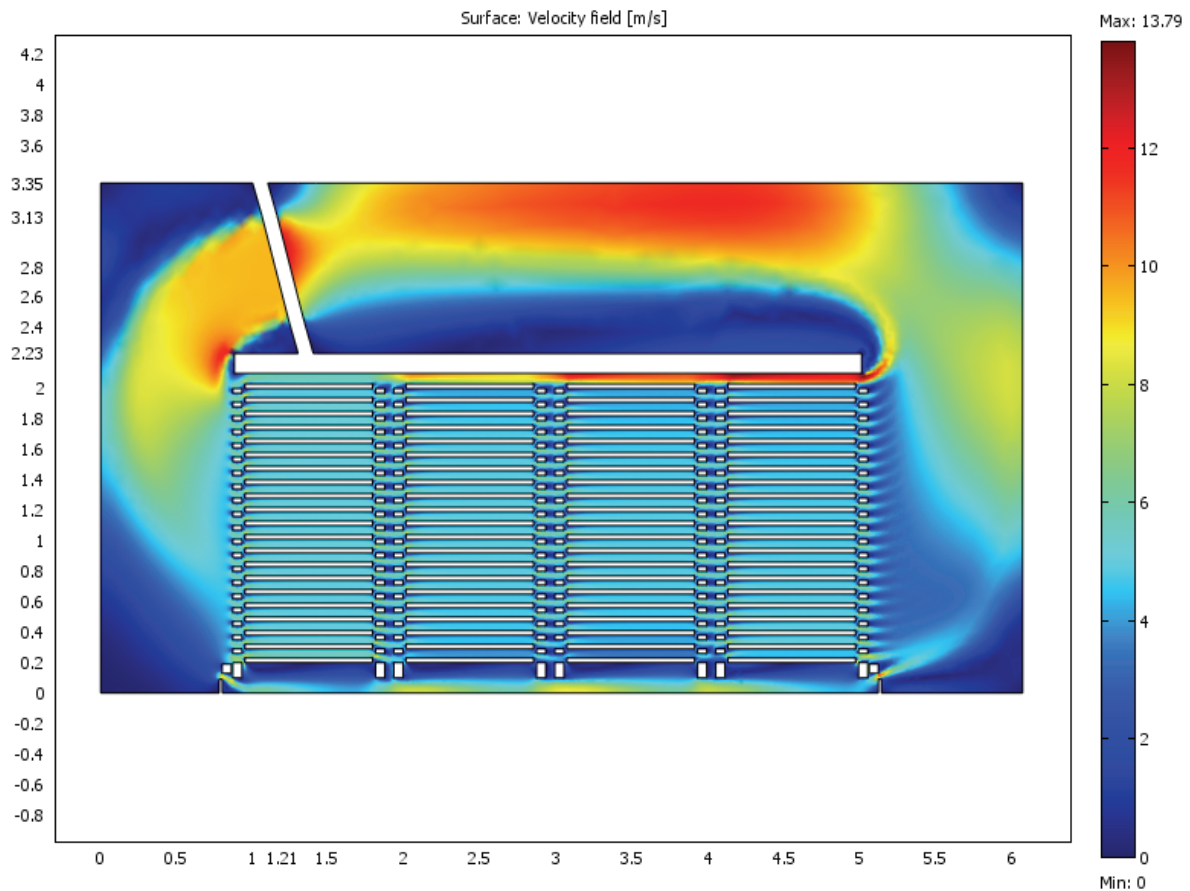
Figur 75. Uten fjøl på viftesida

Figur 75 viser hastighetsfelt hvis fjøla som er montert ved fenderen på viftesida tas bort. Det blir da høyere hastighet under vognene, mens hastigheta over vognene ser ut til å bli litt redusert.



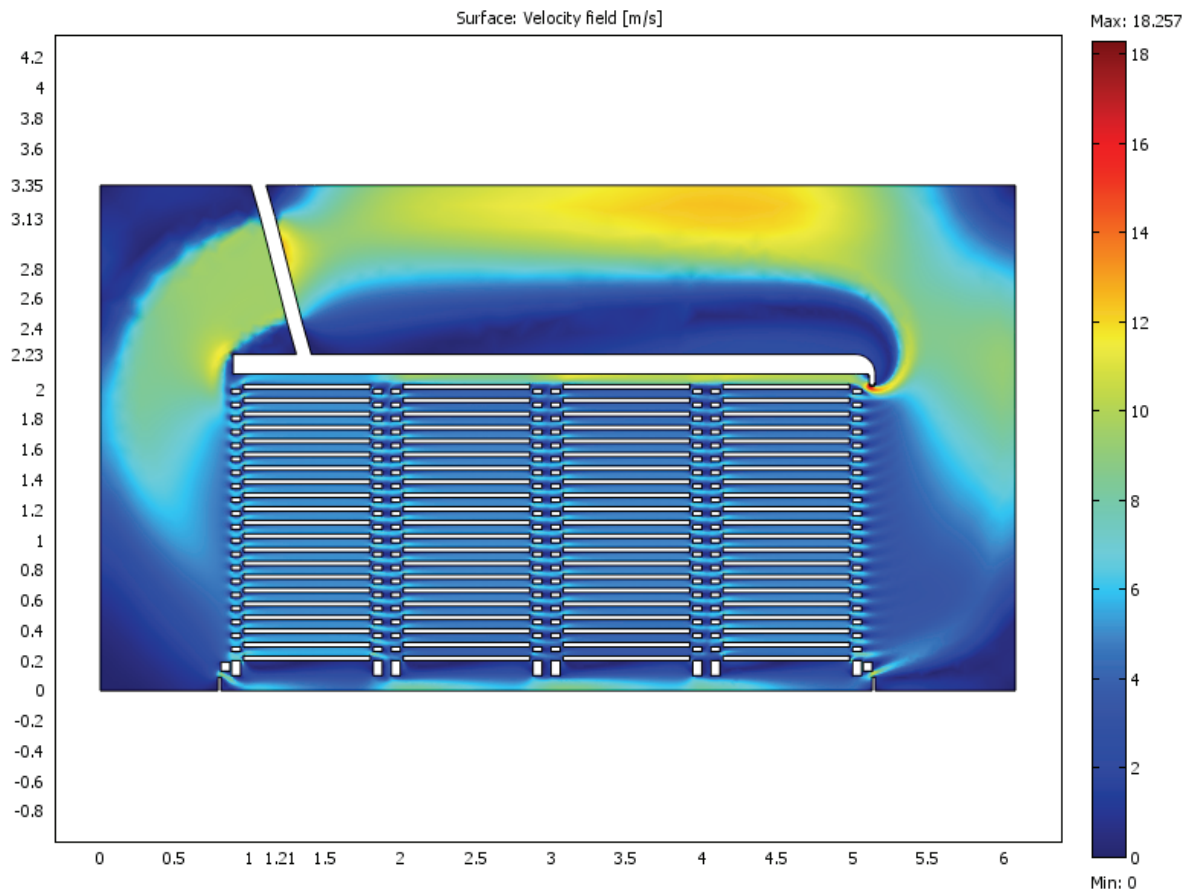
Figur 76. Fjøl på begge sider

For å redusere luftstrømmen under vognene, kan det være aktuelt å montere en form for stengsel også på kompressorsida. Figur 76 viser hastighetsfelt med hel fjøl på begge sider i tørketunnelen. Det blir da muligens for lav hastighet under vognene.



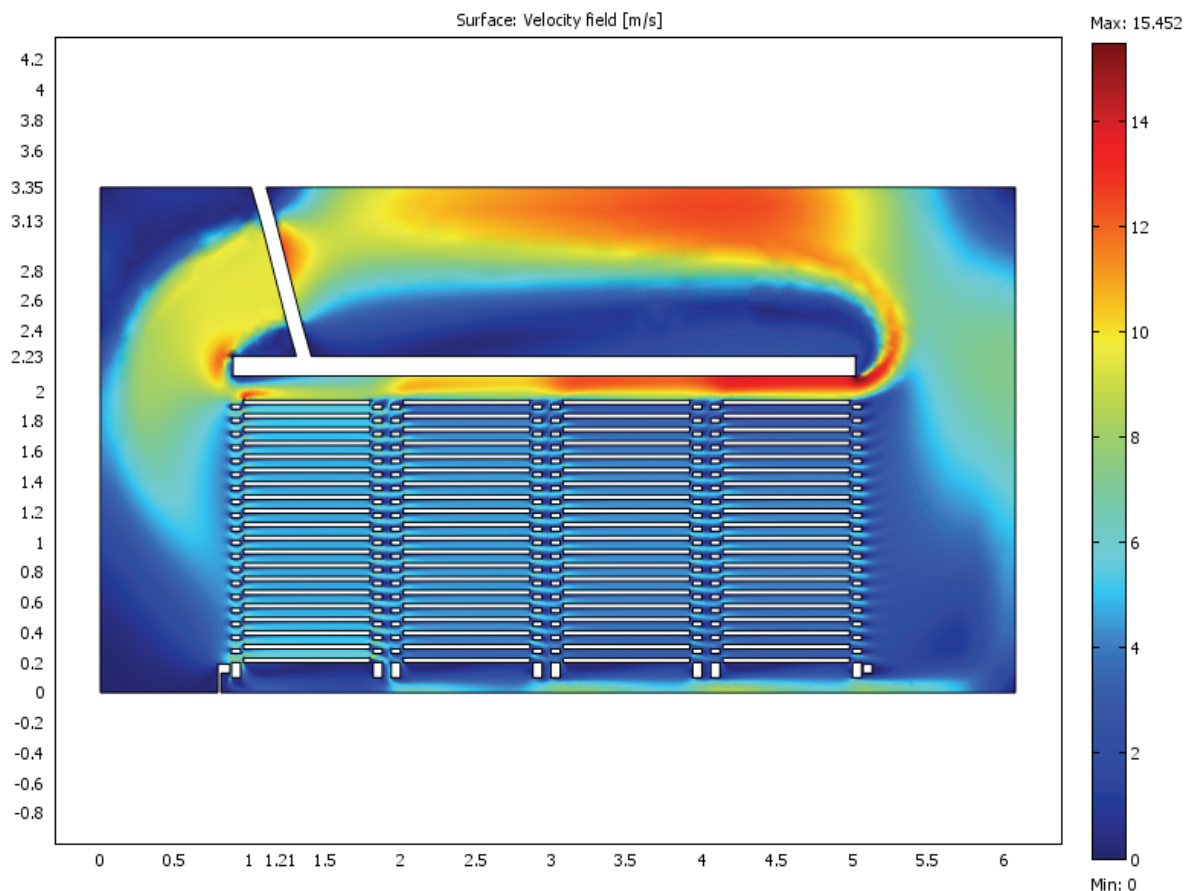
Figur 77. Halv fjøl på begge sider

Figur 77 viser hastighetsfelt med halv fjøl på begge sider i tørketunnelen. Dette gir omtrent samme lufthastighet under vognene som den opprinnelige utforminga (hel fjøl på viftesida), men lufta under vognene ser ut til å bli litt jevnere fordelt.



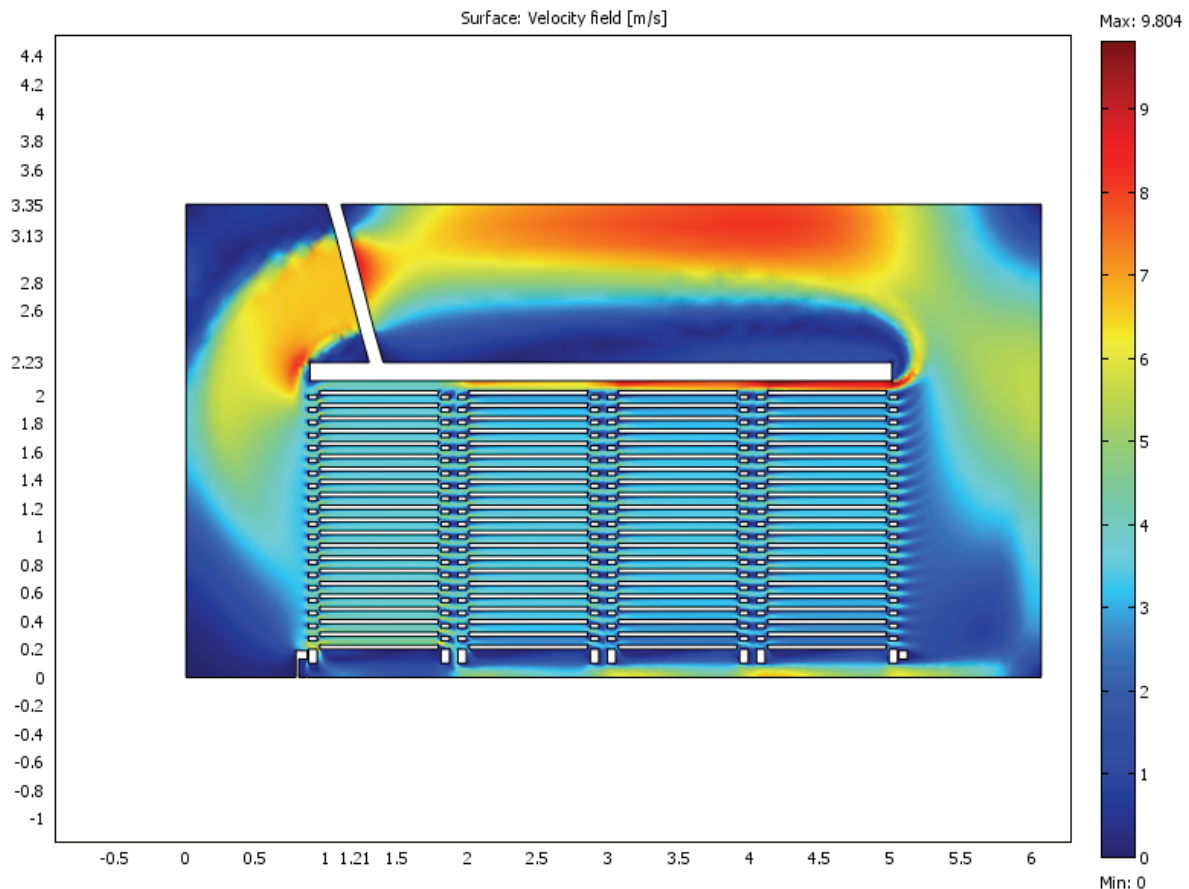
Figur 78. Halv fjøl på hver side, skjørt på kompressorside

Figur 78 viser hastighetsfelt med skjørt på kompressorsida, og halv fjøl ved fenderne på hver side (ved gulvet). Dette ser ut til å være de forandringene som er mest aktuelle å gjøre med den eksisterende tørka. Merk at dette gjelder kun drifttilstand A. Med skjørt på kompressorsida, kan man under tilstand B få samme problemer som med skjørt på viftesida i tilstand A: for lav hastighet og dødsoner for vogna nært skjørtet.



Figur 79. Nitten brett på hver vogn

Under drift av tørketunnelen er det observert at høyden under himlingen utnyttes dårlig. Enkelte vogner har nitten brett, mens det normale er tjue. Sjøl om vognene har 20 brett, kan enkelte av dem bli temmelig lave, siden høyden på distansekløssene til brettene varierer. Figur 79 viser hastighetsfelt hvis hver vogn har nitten brett. Dette kan være et eksempel på et tunnelverrsnitt med dårlig utnyttelse av høyden. Hastigheta over vognene ser da ut til å øke, mens hastighet ut fra brettene blir lavere. Volumstrømmen over vognene øker både som følge av høyere hastighet og større strømmingstverrsnitt.



Figur 80. Innløpshastighet redusert til 70 %

Når fiskens overflater har blitt tørre, kan det være aktuelt å redusere volumstrømmen i tørka til 70 %. Se også kapittel 18. Figur 80 viser hastighetsfelt hvis innløpshastigheten reduseres til 70 % av den opprinnelige. Geometrien i modellen er lik modellen for den eksisterende tørka. Dette gir en tilsvarende reduksjon i volumstrøm. Dette ser ut til å gi reduserte hastigheter både over og under vognene, og mellom Brettene. Den største reduksjonen ser ut til å være for hastighetene over vognene.

I modellene som er brukt i simuleringene, bortsett fra den siste, er det kun geometrien som er forskjellig, alt annet er likt. For den siste modellen, der hastighetsfeltet er vist i figur 80, er innløpshastigheten redusert til 70 % av den opprinnelige. Opprinnelig innløpshastighet var 9,5 m/s. Innløpsverdiene for turbulensenergi og dissipasjon er beregnet fra innløpshastighet, så disse blir også redusert.

Programmet gir ikke ut informasjon om feilestimat for samtlige variabler som inngår i beregninga, kun et generelt tall for feilestimat. Det er derfor vanskelig å vurdere hvorvidt hver enkelt variabel var blitt stabil da beregninga var ferdig. Et eksempel på et feilestimat er $1,2e-7$. Beregninga som var grunnlaget for hastighetsplottet i figur 74, hadde dette feilestimatet.

26 Oppsummering av de viktigste resultatene

Fra kapittel 5:

- Ut fra målinger i tørkeluft ble det funnet at varmepumpeanleggets regulering slo inn for første gang etter 1 time og 26 minutter fra start. Man kan anta at fisken da er oppvarmet til tørkeluftas våtkuletemperatur.
- Anleggets regulering gir store temperatursvingninger i avfuktet luft som kommer ut fra luftbehandlingsaggregatene.
- For tilstand B var det mindre temperatursvingninger i avfuktet luft, men dette kan skyldes feilmålinger, da kuldemediets temperatur svingte mer.
- Tidlig i tørkeforløpet fuktes tørkelufta opp til en høy verdi for relativ fuktighet. Det ble målt ei relativ fuktighet opptil 75,8 % (momentanmåling).
- For tilstand B tidlig i tørkeforløpet, er forskjellene i relativ fuktighet før og etter avfukting mye mindre enn forskjellene i tilstand A.
- Relativ fuktighet svinger i takt med lufttemperaturen.
- Forskjellene i relativ fuktighet før og etter oppfukting avtar utover i tørkeforløpet, mens lufttemperaturene svinger rundt faste verdier.

Fra kapittel 6:

- Temperaturene på kondensatorens utløp svingte mye, og så ut til å øke utover i tørkeforløpet. Som tidligere nevnt var det størst svingninger under tilstand B. Mot slutten av tørkeforløpet svingte temperaturen i målepunktet midt på samlestocken mellom omtrent 12 og 28 °C (i tilstand A).
- Temperaturene i fordamperen svingte mye mindre enn temperaturene på kondensatorens utløp, og svingningene hadde liten endring utover i tørkeforløpet. Svingningene lå omtrent mellom 0 og 5 °C. (Målepunkt tre på fordamperen, se figur 22.)

Fra kapittel 7:

- Ved stabil drift, se det ut til at det stort sett er viftene på utekondensatoren som forårsaker de største svingningene i elektrisk effekt tilført tørka.
- Effektmålingene på hver enkelt komponent viste at sirkulasjonsviftene stor for en stor andel av effektforbruket.

Fra kapittel 8:

- Målepunkt 3 på fordamperen hadde lavest temperatur gjennom hele tørkeforløpet. For tilstand A tidlig i tørkeforløpet var middelverdien 2,7 °C. Denne middelverdien ble brukt som fordampningstemperatur i beregningene på varmepumpeanlegget.
- Det ble beregnet middelverdier for total tilført elektrisk effekt for fire perioder. Middelverdiene varierte lite, og et gjennomsnitt av de fire middelverdiene var 92 kW.

Fra kapittel 9:

- Temperaturen i tørkeluft reguleres ved å stenge av væskestrømmen ut fra kondensatorene i tørka. Det blir da overført mer kuldemedium til utekondensator.
- Avkjøling av utekondensatoren reguleres ved å koble inn kondensatorviftene i tre trinn: én, tre eller fire vifter.

Fra kapittel 11:

- Ut fra målte verdier for temperaturer og elektrisk effekt, ble det beregnet lave verdier for isentropisk virkningsgrad, massestrøm av kuldemedium, kuldeytelse og kuldefaktor.
- Isentropisk virkningsgrad ble beregnet til 0,51. Da det ble tatt med trykktap i suggassrøret, ble isentropisk virkningsgrad 0,56.
- Massestrøm ble beregnet til 1,34 kg/s.
- Total kuldeytelse ble beregnet til 181 kW, og kuldefaktor ble 3,2. Disse verdiene er avhengige av at massestrømmen av kuldemedium er beregnet rett.

Fra kapittel 12:

- Med kompressorprodusentens program ble total kuldeytelse beregnet til 266 kW, massestrøm ble 1,96 kg/s og kuldefaktor ble 4,46. En av årsakene til at verdiene blir mye høyere enn i kapittel 11, se ut til å være at det brukes en mye lavere verdi for temperatur etter kompresjon i programmet.
- Ut fra beregninger av virkningsgrader, ser det ut til kompressorene har et trykkforhold som gir lav isentropisk virkningsgrad og motorvirkningsgrad.
- Regulering av kompressorkapasitet fra 100 % ned til 0,66 % gir små endringer i isentropisk virkningsgrad. Videre regulering ned til 33 % gir fall i virkningsgrad.

Fra kapittel 13:

- Med Hxsim ble total kuldeytelse beregnet til 223,5 kW, og total kondensatorytelse ble beregnet til 169,5 kW.
- Ved å forandre på fordampers form, var det mulig å øke fordampningstemperaturen, og samtidig holde utkondensert vannmengde og trykktap på kuldemediesida omtrent konstant.

Fra kapittel 14:

- Energibalansen for væsketanken går ikke opp, noe som er vanskelig å forklare.

Fra kapittel 15:

- Målingene av lufthastighet viste ganske jevn lufthastighet ut fra vognene. Middelerdi for hastighet ut fra vognene var 3,1 m/s. Noen ganger ser det ut til at lav lufthastighet skyldes at fisken ligger trangt.
- Under vognene er det høy lufthastighet, og det er enda høyere lufthastighet over vognene.

Fra kapittel 16:

- Total volumstrøm ble beregnet ut fra målte lufthastigheter til $69,5 \text{ m}^3/\text{s}$ for tilstand A.
- Volumstrømmene under og over vognene utgjør henholdsvis 9 % og 21 %.

Fra kapittel 17:

- Tidlig i tørkeforløpet, ble stigning i statisk trykk over sirkulasjonsviftene målt til 70 Pa. Denne verdien ble brukt i beregninger på sirkulasjonsviftene.

Fra kapittel 18:

- Total virkningsgrad (motorvirkningsgrad og viftevirkningsgrad) for ei enkelt vifte som roterer riktig vei ble beregnet til 0,22.
- Rekka med sirkulasjonsvifter består av åtte vifter som roterer riktig vei, og sju vifter som roterer feil vei, og total virkningsgrad for hele rekka ble 0,19.
- Volumstrømmen for ei vifte som roterer feil vei ble beregnet til 68 % av volumstrømmen til ei vifte som roterer rett vei.
- Ved å bruke 15 vifter som roterer rett vei, kan turtallet reduseres fra 1450 rpm til 1235 rpm, og dette gir 37 % lavere effektforbruk til sirkulasjonsviftene enn dagens drift.
- Med eksisterende montering av viftene, vil reduksjon av total volumstrømmen ned til 70 % gi 66 % lavere effektforbruk til sirkulasjonsviftene enn dagens drift.
- Med 15 vifter som roterer rett vei, vil reduksjon av total volumstrømmen ned til 70 % gi 78 % lavere effektforbruk til sirkulasjonsviftene enn dagens drift.

Fra kapittel 19:

- Den tilsynelatende lave kondensatorytelsen som ble beregnet med Hxsim, ser ut til å kunne forklares med at det er betydelig oppvarming fra andre kilder i tørketunnelen.

Fra kapittel 21:

- Oppfukting under tørkeforløpet faller raskt til en lav verdi, noe som gir høyt energibehov til avfukting.
- Beregningene viser at det for tilstand B tidlig i tørkeforløper er mye lavere oppfukting enn i tilstand A. Beregningene for tilstand B er noe usikre. Også tidligere målinger av utkondensert vannmengde viser mye lavere oppfukting i tilstand B tidlig i tørkeforløpet, men forskjellen til tilstand A er ikke så stor som i beregningene.
- Sammenligninger mellom tilstander i tørkeluft, og kuldeytelse og kondensatorytelse beregnet med Hxsim, viser bra samsvar.

Fra kapittel 22:

- Beregning av Reynoldstall for luftstrømningen mellom fiskene, viste at strømningen var turbulent.

Fra kapittel 25:

- Simuleringene med Comsol Multiphysics viste de samme tendensene i strømmingen som målingene, men andre verdier for hastighet og trykk.

27 Konklusjon

Temperaturen i tørkeluft reguleres ikke på en optimal måte, og gir store temperatursvingninger i kondensatorene i tørka. Dette gir igjen store svingninger i temperatur og relativ luftfuktighet i tørkeluft. Det er også temperatursvingninger i fordampere, men de er ikke så store. Reguleringa av viftene på utekondensatoren er heller ikke optimal, og det veksles ofte mellom én og tre vifter i drift, noe som gir stort sprang i avkjøling av utekondensatoren. Det er mulig at dette bidrar til temperatursvingningene i anlegget.

Det ble beregnet en lav verdi for kompressorenes isentropiske virkningsgrad. Denne ble beregnet til 0,51, eller 0,56 hvis trykktap i suggassrøret inkluderes. Årsaken til de lave verdiene for isentropisk virkningsgrad ser ut til å være den høye temperaturen som ble målt for trykkgassen (63 °C) I beregningene på varmpumpeanlegget er det brukt en fordampningstemperatur på 2,7 °C, og en kondenseringstemperatur på 31 °C. Med Hxsim ble total kuldeytelse beregnet til 223,5 kW. Kuldeytelsen er beregnet på flere måter, men verdien fra Hxsim vurderes til å være den beste. Med denne verdien for kuldeytelse, og målt effekt tilført kompressorene på 56,7 kW, blir anleggets kuldefaktor 3,9. Siden temperaturløftet er så lavt, blir dette en lav verdi for kuldefaktor.

Med de verdiene som er brukt for fordampnings- og kondenseringstemperatur, arbeider kompressorene med et trykkforhold som ligger helt i utkanten av det de er laget for. Dette gir lav verdi for isentropisk virkningsgrad og motorvirkningsgrad. Ved en eventuell bruk av kapasitetsregulering, bør det unngås å kjøre kompressorene med 33 % kapasitet, siden dette gir lav isentropisk virkningsgrad. 66 % kapasitet gir derimot liten endring i virkningsgrad i forhold til full kapasitet.

Sirkulasjonsviftene har høyt turtall (1450 rpm) og virkningsgraden for ei vifte som roterer rett vei har en total virkningsgrad som er beregnet til 0,22. Dette er en lav verdi for virkningsgrad. Vifter som roterer feil vei har lavere volumstrøm, men omtrent samme effektførbud. Total virkningsgrad for rekka med sirkulasjonsvifter blir derfor 0,19, som er en enda lavere virkningsgrad. Turtallsregulering av viftene gir lavere effektførbud og bedre virkningsgrad.

Ytelsen til sirkulasjonsviftene og kompressorene reguleres ikke, og total tilført elektrisk effekt til tørka er derfor høy gjennom hele tørkeforløpet. Oppfuktinga av tørkeluft vil være ganske høy i starten av tørkeforløpet, men faller ganske raskt til en lav verdi. Siden tilført elektrisk effekt er tilnærmet konstant, gir dette også en verdi for SMER som raskt faller til en lav verdi. (SMER er et mål på mengde utkondensert vann pr enhet elektrisk energi.)

Det er mange ulemper knyttet til å bruke driftstilstand B, der sirkulasjonsviftene og aggregatviftene blåser mot hverandre. Noe av viftarbeidet går til at viftene arbeider mot hverandre, og dette er dårlig utnyttelse av energien. Bruken av tilstand B er årsaken til at omtrent halvparten av sirkulasjonsviftene er snudd. Utforminga av tørketunnelen er dårlig egnet for bruk av tilstand B. Sirkulasjonsviftene gir oppvarming av oppfuktet luft før avfukting, og bidrar ikke til blanding av avfuktet luft og oppfuktet luft fra tørketunnel. Lufta som suges inn mot fordampere er ei blanding av avfuktet luft og oppfuktet luft fra tørketunnelen. Spesielt tidlig i tørkeforløpet ser dette ut til å gi et stort fall i avfukting, og dette gir også dårlig energiutnyttelse.

Luftfordelinga på kompressorsida i tilstand B blir svært ujevn, noe som kan bidra til å gi ujevn luftfordeling over brettene med fisk. I kombinasjon med at avfuktet luft og oppfuktet luft fra tørketunnelen kan være dårlig blandet, kan dette bidra til å gi ujevn tørking av fisken. Hensikten med å bruke tilstand B er å få jevnere tørking, men det er mulig at tilstand B kun i liten grad bidrar til dette.

Ujevn luftfordeling mellom brettene på vognene, ser ut til å i hovedsak komme av ujevn størrelse på åpningene luften strømmer gjennom, og i noen tilfeller også mangel på åpning. Dette skyldes at det brukes Brett med distanseklusser som passer dårlig med størrelsen på fisken, eller at det brukes Brett med slakk netting. Fisken kan da bli liggende trangt, eller komme i klem. Da det ble målt lufthastighet, så det ut til at lav lufthastighet samsvarer med at fisken ligger trangt, men dette er ikke systematisk undersøkt. Merk at lufthastigheten ble målt da sirkulasjonsvifter og aggregatvifter blåste i samme retning (tilstand A). I simuleringene med Comsol Multiphysics har de modellerte fiskene jevn avstand, og dette ser også ut til å gi jevn luftfordeling.

Ut fra de målte hastighetene, ser det likevel ut til at luftfordelinga var temmelig jevn mellom brettene. Middelhastigheten var så høy som 3,1 m/s, noe som gjør turtallsregulering av viftene aktuelt. Under og over vognene var det høy hastighet, og volumstrømmene her var henholdsvis 9 % og 21 % av total volumstrøm. Disse volumstrømmene bidrar i liten grad til tørking av fisk.

28 Forslag til forbedringer

Jonassen og Walde (2006b) har foreslått reduksjon av kapasitet hos vifter og varmpumpe når fiskenes overflater har blitt tørre. Da er det for det meste fukttransport i fisken som begrenser tørkehastigheten. Ei grense som er foreslått for når dette inntreffer, er når relativ luftfuktighet etter å ha passert fisken, kommer under 50 til 55 %. Viftenes kapasitet kan da reduseres til for eksempel 70 %. Dette kan gjøres ved bruk av frekvensomformere. Samtidig kan varmpumpas ytelse reduseres til for eksempel 67 % ved bruk av kapasitetsregulering.

Ut fra beregninger som er gjort på viftene, gir en reduksjon av volumstrømmen i tørka til 70 % stor reduksjon i effektforbruk. Med eksisterende viftemontering, gir dette en reduksjon i effektforbruk på 66 %. Det må tas forbehold om at ligningene som er brukt til å beregne dette gir riktig svar, siden de er tilnærminger.

Driftstilstand B, der sirkulasjonsviftene og aggregatviftene blåser mot hverandre, ser ut til å være beheftet med så mange ulemper at det beste ville kanskje vært å slutte å bruke den. Det er lav oppfukning i tunnelen, noe som betyr at det er liten forskjell på temperatur og relativ fuktighet i tørkelufta før og etter oppfukning. Man kan derfor forvente at ujevn luftfordeling og fiskens størrelse bidrar mer til ujevn tørking, enn en eventuell overgang til å bruke kun én retning på luftstrømmen. Hvis drift med én retning på luftstrømmen likevel gir ujevn tørking, kan dette reduseres ved å ha størst fisk der lufta strømmer inn mot vognene, og mindre fisk der lufta strømmer ut av vognene. Eller så kan det byttes om på vognenes plassering en gang under tørkeforløpet.

Ved en eventuell overgang til å kun benytte én retning for luftstrømmen, kan sirkulasjonsviftene monteres slik at alle roterer rett vei. Vifter som roterer rett vei har bedre virkningsgrad enn vifter som roterer feil vei. Siden det uansett er aktuelt å turtallsregulere viftene, kan turtallet senkes, slik at volumstrømmen i tørka blir den samme som før. Dette gir en reduksjon i tilført effekt på 37 % i forhold til dagens drift. Det må fortsatt tas forbehold om at ligningene som er brukt til å beregne dette gir riktig svar, siden de er tilnærminger. Ved å ytterligere senke turtallet, slik at volumstrømmen blir 70 %, viser beregningene svært mye lavere effektforbruk. Virkningsgraden blir nå urimelig høy, og det antas at man nå er utenfor området der ligningene gir gode tilnærminger. Turtallsregulering av viftene kan gjøres ved å installere frekvensomformere.

Før vifter eventuelt blir snudd, kan tørking med én retning på luftstrømmen testes med eksisterende viftemontering.

Siden det er to kompressorer i hver tørke, kan 67 % kapasitet oppnås ved å kjøre en kompressor på 33 % og den andre på 100 %, eller begge på 67 %. Siden kompressorene har lav isentropisk virkningsgrad ved 33 % kapasitet, ser det ut til at det er best å kjøre begge kompressorene på 67 % kapasitet. To kompressorer med kapasitetsregulering gir muligheter for flere trinn i regulering, og det kan tenkes at det er gunstig å regulere ned ytelsen i flere enn ett trinn. På den metoden kan reguleringa følge endringene i tørkehastighet på best mulig måte. Turtallsregulering med frekvensomformere kan også være aktuelt for kompressorene.

Det er mulig å gjøre et overslag for muligheter for energisparing:

Relativ luftfuktighet etter oppfukning har falt til 50 % etter ca. 40 timer fra start av tørking. Se figur 11. Tørkeforløpet varte i omtrent 99,5 timer.

Effektforbruket til en kompressor med 67 % (66,67 %) er beregnet med kompressorprodusentens program til 67,1 % av effektforbruket ved full kapasitet. Se tabell 7 og 8.

- Effektforbruket til kompressorene er 56,7 kW.
- Effektforbruket til aggregatvifter er 6,3 kW.
- Gjør ei tilnærming om at tre vifter på utekondensatoren er drift gjennom hele tørkeforløpet. Det ser ut til at det vanligvis veksles mellom én og tre vifter. Tre vifter har et effektforbruk på 7,0 kW.
- Ved eksisterende drift har sirkulasjonsviftene et effektforbruk på 25 kW.

Se tabell 1 for målinger av tilført elektrisk effekt.

Det er tidligere funnet at effektforbruk med dagens drift er omtrent 92 kW gjennom hele tørkeforløpet. Se kapittel 8.

Dette gir et energiforbruk på:

$$92kW \cdot 99,5h = 9154kWh$$

Energiforbruk med kapasitetsregulering av kompressorer, og turtallsregulering av vifter:

$$92kW \cdot 40h + (56,7kW \cdot 0,67 + 6,3kW + 7,0kW + 25kW \cdot (1 - 0,66)) \cdot 59,5h = 7237kWh$$

Prosentvis reduksjon i energibehov i forhold til dagens drift:

$$\frac{(9154kWh - 7237kWh) \cdot 100\%}{9154kWh} = 21\%$$

Dette regnestykket gjelder for 70 % kapasitet hos vifter og 67 % kapasitet hos kompressorer etter at relativ luftfuktighet har falt til 50 %. Man kan da forvente at energibehovet reduseres med omtrent 20 % i forhold til dagens drift. Merk at det er antatt at tørketiden ikke øker ved bruk av regulering.

Hvis vifter blir snudd slik at alle roterer samme vei, vil dette gi ytterligere reduksjon i energiforbruk. Samtidig vil energiutnyttelsen bli bedre, siden man unngår fall i oppfukning ved bruk av tilstand B.

For å forbedre luftfordelinga ser det ut som at det viktigste er å unngå at fisken ligger trangt. Samtidig bør høyden i tunnelen utnyttes best mulig. For å forbedre luftfordelinga under vognene, ser det ut som at det kan være en god løsning å montere halv fjøl ved fenderne nede på gulvet på hver side i tørketunnelen. Eventuell montering av skjørt på himlingen bør gjøres på

kompresorsida. Dette kan forventes å gi bedre luftfordeling for tilstand A, men dårligere for tilstand B. Bruk av kun tilstand A (én retning for luftstrømmen) gjør det mer aktuelt å montere skjørt. Se kapittel 25.

Reguleringa av temperatur i tørkeluft (kondensatorytelse) er ikke optimal. Se kapittel 9. En bedre løsning hadde vært å benytte en elektronisk styrt treveis-ventil for å fordele kuldemedium mellom kondensatorene i tørka og utekondensatoren. Vifter på utekondensatoren bør turtallsreguleres. [Lohse, 2007] Eventuelt bør viftene kobles inn i fire trinn (én, to, tre og fire vifter) i stedet for tre trinn (én, tre og fire vifter).

Regulering av vifter og kompressorer bør gjøres ut fra relativ luftfuktighet etter oppfukning. Regulering av kondensatorytelse bør gjøres ut fra temperatur målt før oppfukning. Det bør derfor monteres måleutstyr for temperatur og luftfuktighet på begge sider i tørketunnelen. Jonassen og Walde (2006b) har en gjennomgang av måleutstyr som er nyttig for å følge med på driften av batchtørker.

Hvis mer omfattende endringer skulle være aktuelt, kan sirkulasjonsviftene byttes ut med vifter som er mer energieffektive. [Jonassen, Walde, 2006a] Tørkelufta kan ledes ut av tunnelen for avfukning, slik at luftbehandlingsaggregatene ikke er plassert i tørketunnelen. Da vil tilstand B kunne bli tilnærmet like effektiv som tilstand A. [Hardarson, Jonassen, Walde, 2006c] Varmepumpeanlegget kan bygges som indirekte anlegg, og kombineres med kjøle- og fryseanlegg. Det vil gjøre det lettere å regulere kuldeytelsen i tørka. Hvis det er flere tørker, kan drifta legges opp slik at samlet behov for kuldeytelse varierer minst mulig. [Ola Magnussen, 2007] Disse endringene er mest aktuelle ved bygging av nye anlegg. For øvrig kan det anbefales å bruke kontinuerlige, langsblåste tørker, siden man da slipper mange av problemene som tverrblåste batchtørker har.

I rapporten fra fordypningsprosjektet er det en bredere gjennomgang av forslag til forbedringer. Denne anbefales også.

29 Forslag til videre arbeid

Hvis overgang til å kun bruke én retning på luftstrømmen er aktuelt, kan det undersøkes om det kan påvises ujevn tørking som følge av dette. Dette kan gjøres for eksisterende viftemontering, før vifter eventuelt blir snudd.

Det er ikke undersøkt hvordan reduksjon i kuldeytelsen påvirker tilstander i tørkelufta og utkondensert vannmengde. Dette kunne ha vært gjort med Hxsim.

Referanser

Strømmen, I. (1980) "Tørking av klippfisk" Dr. ing-avhandling ved Norges Tekniske Høyskole, Trondheim.

Pedersen, T. (1981) "Prosesser og produkter i norsk fiskeindustri" Lærebok

Krammer, K., Song, X., Stene, J., Strømmen, I. (1994) "Bruk av varmepumpe i tørkesammenheng" Kompendium i faget Næringsmiddelteknologi.

Ertesvåg, I.S. (2000) "Turbulent strømning og forbrenning" Lærebok

Boissieux, X., Heikal, M.R., Johns, R.A. "Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, Part 1: Evaporation", International Journal of Refrigeration, Vol. 23, No. 4, 2000

Hawlader, M.N.A., Chou, S.K., Chua, K.J., Ho, J.C., Mujumdar, A.S., "On the steady-state modelling of a two-stage evaporator system", International Journal of Energy Research, Vol. 25, No. 10, 2001

Bellagha, S., Anami, E., Farhat, A., Kechaou, N. "Drying kinetics and characteristic drying curve of lightly salted sardine (*Sardinella Aurita*)", Drying Technology, Vol. 20, No. 7, 2002

Chua, K.J., Mujumdar, A.S., Chou, S.K. "Intermittent drying of bioproducts –an overview", Bioresource Technology, Vol. 90, 2003

White, F.M. (2003) "Fluid Mechanics" Lærebok

Sun, Z.F., Carrington, C.G., Anderson, J.A., Sun, Q. "Air flow patterns in dehumidifier wood drying kilns", Chemical Engineering Research and Design, Vol. 82, No. A10, 2004

Nyt Teknisk Forlag (2004) "Ventilation Ståbi" Håndbok om ventilasjonssystemer, flere forfattere

Rusås, P.O. (2004) "Elementært om elementer" Artikkel

Lynum, L. (2005) "Videreforedling av fisk" Lærebok

Mujaffar, S., Sankat, C.K. "The air drying behaviour of shark fillets", Canadian Biosystems Engineering, Vol. 47, 2005

Haukås, Hans T. (2005) "Kompresjonsforløp og kompresjonsarbeid" Kompendium i faget Varmepumpende prosesser og systemer.

[Jonassen, Walde, 2006a]: Jonassen, O., Walde, P.M.: SINTEF-rapport TRF6320 *Energianlegg og luftfordeling i 3 klippfisktørker*. Trondheim 2006.

[Jonassen, Walde, 2006b]: Jonassen, O., Walde, P.M.: SINTEF-rapport TRF6363 *Styringsstrategi for tverrblåste batchtørker*. Trondheim 2006.

[Hardarson, Jonassen, Walde, 2006c]: Hardarson, V., Jonassen, O., Walde, P.M.: SINTEF-rapport TRF 6372 *Simuleringer av strømningsforhold i to klippfisktørker*. Trondheim 2006.

[Walde, Jonassen, 2006d]: Walde, P.M., Jonassen, O.: SINTEF-rapport TRF6383 *Undersøkelse av klippfisk i tre anlegg*. Trondheim 2006.

[Jonassen, Walde, 2006e]: Jonassen, O., Walde, P.M.: SINTEF-rapport TRF 6418 *Brenning og skorpedannelse i klippfisk –laboratorieforsøk*. Trondheim 2006

Margaris, D.P., Ghiaus, A.G. "Dried product quality improvement by air flow manipulation in tray dryers", *Journal of Food Engineering*, Vol. 75, 2006

Magnussen, Ola M. (2007) Personlig meddelt

Skistad, Håkon (2007) Personlig meddelt

Kristoffersen, Reidar (2007) Personlig meddelt

Lohse, Gunnar (2007) Personlig meddelt

[Comsol] Brukermanual for Comsol Multiphysics 3.3

[Danfoss] Manual for reguleringsventilen PM1 fra Danfoss.

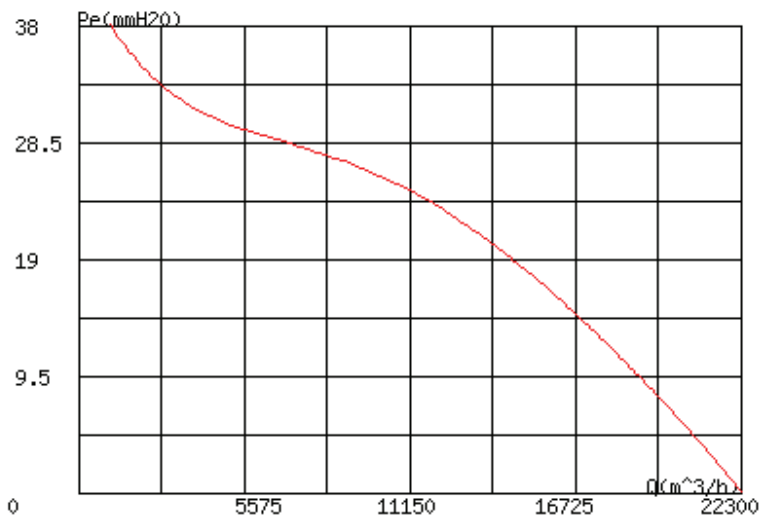
[Bitzer] Manual for kompressoren 6G-40.2Y fra Bitzer.

Vedlegg 1 Sirkulasjonsvifter

Type: HC-71-4T/H

· Technical specification

Speed (r/min)	Electical supply. max 230V (A)	admisible 400V (A)	Power (KW)	Air-flow max (m3/h)	Sound Power Spectrum(Lp) dB(A)	Approx. weight (Kgr)
1450	6,17	3,57	1,5	22300	78	35,4



Kilde: Sodeca

Vedlegg 2 Aggregatvifter

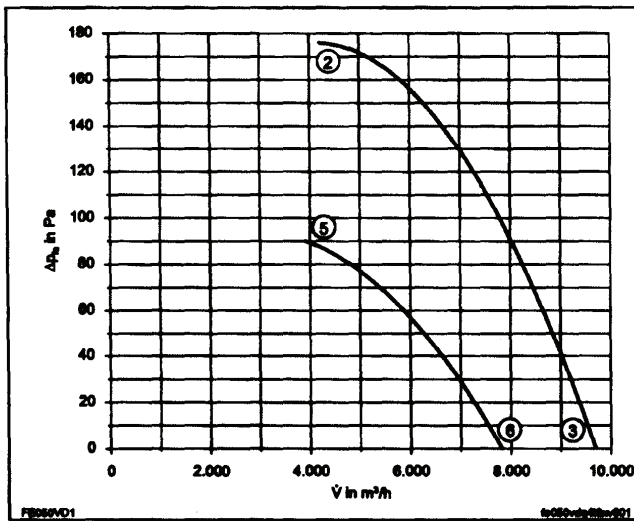
FE050-VD_4I_

**Leistungsdaten
Performance data**

3~ 400 V ± 10% Δ/Y 50 Hz

P_1	0,788,55	kW
I	1,388,94	A
n	1348/1800	min ⁻¹
I_n	4,71,8	A
$C_{osm(Komp.)}$	3	μF
t_n	80	°C

**Kennliniendaten
Characteristic data**

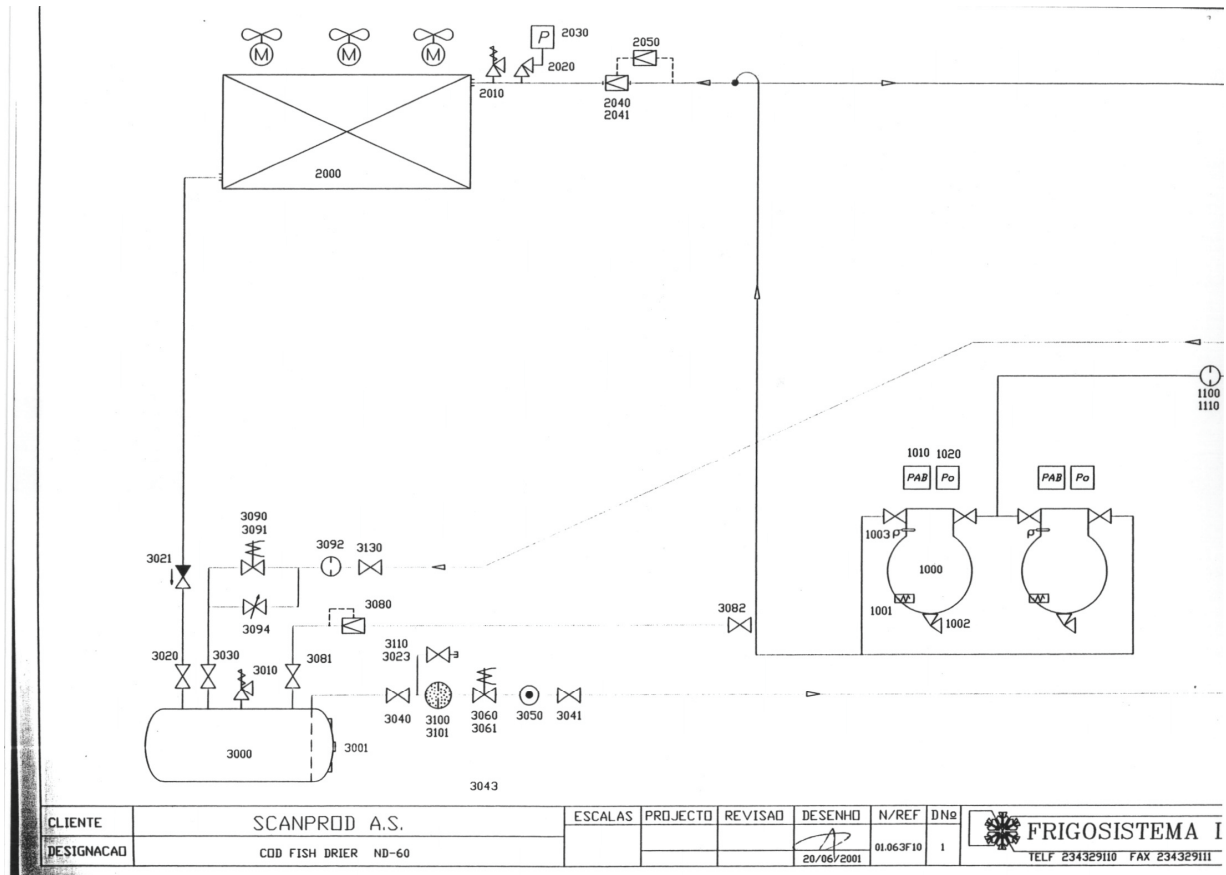


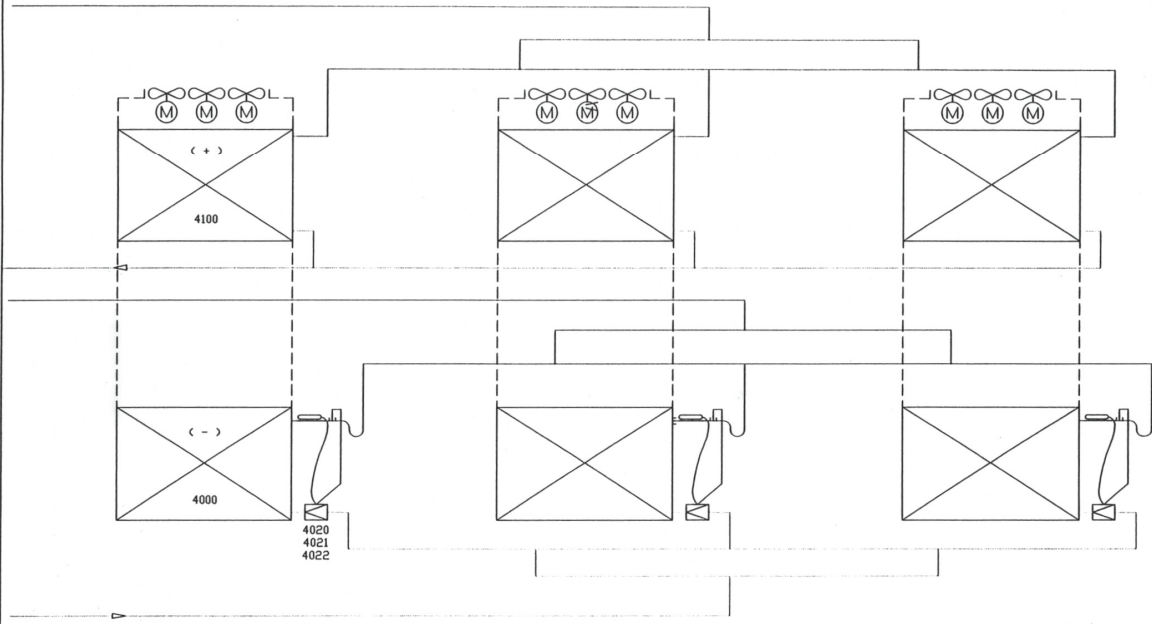
	U	I	P_1	n	L_{WA}
	V	A	W	min ⁻¹	dB
②	400	1,35	788	1348	76
③	Δ	1,15	620	1300	76
⑤	400	0,94	588	1000	69
⑥	Y	0,78	470	1130	71

P_{st}	$1,17 \cdot 10^3$	V
----------	-------------------	---

Kilde: Ziehl-Abegg

Vedlegg 3 Systemtegninger fra Frigosistema





CLIENTE	SCANPROD A.S.	ESCALAS	PROJECTO	REVISADO	DESENHO	N/REF	DNº	FRIGOSISTEMA TELF 234329110 FAX 234329111
DESIGNACAO	COD FISH DRIER ND-60				 20/06/2001	01.063F10	2	

Item	Qt.	Designação
1000	2	Bitzer compressor Semi-hermético
1001	2	Bitzer resistência carter
1002	2	Castel valv carga óleo
1003	2	Bitzer sensor temperatura descarga
1010	2	Alco pressostato A/B
1020	2	Bitzer pressostato dif. Óleo electrónico
1100	2	Frigosistema filtro aspiração 2 cargas
1110	4	cargas filtrantes papel
2000	1	Centauru condensador
2040	1	Danfoss PM1-50
2041	1	Df par flanges
2050	1	Df valv piloto CVP (HP)
2051	1	Df adaptador para manómetro
2020	1	Castel valv passagem 1/4NPTx1/4SAE
2030	4	Alco pressostato Alta
3000	1	Frigosistema depósito de liquido 250 l
3001/3050	4	Df visor SGR3/4"NPT
2010/3010	2	Castel valv segurança 1/2x5/8"SAE, 30 bar
3020	1	Revalco valv 11/2"
3021	1	Df valv retenção 13/8"S NRV 35S
3030/40/41	3	Revalco valv 11/4"
3100	1	Frigosistema filtro desidratador 3 cargas
3101	6	Alco cargas secadoras
3110	1	Casterl valv 3/8NPTx3/8SAE
3060	1	Df valv electrica EVR 32
3061/3091	2	Df bobina 220V
3080	1	Df valv dif. Pressão (by-pass condensador) NRD
3081/82	2	Castel valv passagem 1/2NPTx1/2SAE
3090	1	Alco valv electrica EVR 15
3094	1	Frigosistema valv expansão manual 6F
3092	1	Df filtro FA 20
4000	3	Centauru bateria fria
4020	3	Alco elem termostatico
4021	3	Alco orificio
4022	3	Alco corpo soldar ângulo 11/8x11/8"
4070	15	S&P motoventilador axial, motor 2,2 kw
4100	3	Centauru bateria quente

Item	Qt.	Designação
1000	2	Bitzer compressor Semi-hermético
1001	2	Bitzer resistência carter
1002	2	Castel valv carga óleo
1003	2	Bitzer sensor temperatura descarga
1010	2	Alco pressostato A/B
1020	2	Bitzer pressostato dif. Óleo electrónico
1100	2	Frigosistema filtro aspiração 2 cargas
1110	4	cargas filtrantes papel
2000	1	Centauro condensador
2040	1	Danfoss PM1-50
2041	1	Df par flanges
2050	1	Df valv piloto CVP (HP)
2051	1	Df adaptador para manómetro
2020	1	Castel valv passagem 1/4NPTx1/4SAE
2030	4	Alco pressostato Alta
3000	1	Frigosistema depósito de liquido 250 l
3001/3050	4	Df visor SGR3/4"NPT
2010/3010	2	Castel valv segurança 1/2x5/8"SAE, 30 bar
3020	1	Revalco valv 11/2"
3021	1	Df valv retenção 13/8"S NRV 35S
3030/40/41	3	Revalco valv 11/4"
3100	1	Frigosistema filtro desidratador 3 cargas
3101	6	Alco cargas secadoras
3110	1	Casterl valv 3/8NPTx3/8SAE
3060	1	Df valv electrica EVR 32
3061/3091	2	Df bobina 220V
3080	1	Df valv dif. Pressão (by-pass condensador) NRD
3081/82	2	Castel valv passagem 1/2NPTx1/2SAE
3090	1	Alco valv electrica EVR 15
3094	1	Frigosistema valv expansão manual 6F
3092	1	Df filtro FA 20
4000	3	Centauro bateria fria
4020	3	Alco elem termostatico
4021	3	Alco orificio
4022	3	Alco corpo soldar ângulo 11/8x11/8"
4070	15	S&P motoventilador axial, motor 2,2 kw
4100	3	Centauro bateria quente

Vedlegg 4 Effektmålinger med printer

Leses fra nedre høyre hjørne og oppover.

Første måleserie:

16:00-01447.9 AV. 92.7 kW INTVL 00092.7	08:00-02911.0 AV. 91.4 kW INTVL 00091.4	00:00-04360.4 AV. 91.8 kW INTVL 00091.8	16:00-05336.9 AV. 91.1 kW INTVL 00091.1
15:00-01355.2 AV. 91.7 kW INTVL 00091.7	07:00-02919.6 AV. 90.1 kW INTVL 00090.1	23:00-04268.6 AV. 89.9 kW INTVL 00089.9	15:00-05245.8 AV. 92.0 kW INTVL 00092.0
14:00-01263.5 AV. 93.0 kW INTVL 00093.0	06:00-02729.5 AV. 92.5 kW INTVL 00092.5	22:00-04178.7 AV. 90.9 kW INTVL 00090.9	14:00-05153.8 AV. 91.1 kW INTVL 00091.1
13:00-01170.5 AV. 90.6 kW INTVL 00090.6	05:00-02637.0 AV. 90.0 kW INTVL 00090.0	21:00-04087.8 AV. 90.8 kW INTVL 00090.8	13:00-05062.7 AV. 91.4 kW INTVL 00091.4
12:00-01079.9 AV. 93.1 kW INTVL 00093.1	04:00-02547.0 AV. 90.9 kW INTVL 00090.9	20:00-03997.0 AV. 89.9 kW INTVL 00089.9	12:00-04971.3 AV. 89.8 kW INTVL 00089.8
11:00-00986.8 AV. 91.8 kW INTVL 00091.8	03:00-02456.1 AV. 91.2 kW INTVL 00091.2	19:00-03907.1 AV. 89.1 kW INTVL 00089.1	11:00-04881.5 AV. 92.4 kW INTVL 00092.4
10:00-00895.0 AV. 91.4 kW INTVL 00091.4	02:00-02364.9 AV. 91.2 kW INTVL 00091.2	18:00-03818.0 AV. 91.9 kW INTVL 00091.9	10:00-04789.1 AV. 91.0 kW INTVL 00091.0
09:00-00803.6 AV. 91.4 kW INTVL 00091.4	01:00-02273.7 AV. 89.6 kW INTVL 00089.6	17:00-03726.1 AV. 89.7 kW INTVL 00089.7	09:00-04698.1 AV. 91.7 kW INTVL 00091.7
08:00-00712.2 AV. 92.1 kW INTVL 00092.1	00:00-02184.1 AV. 92.5 kW INTVL 00092.5	16:00-03636.4 AV. 89.8 kW INTVL 00089.8	08:00-04606.4 AV. 91.0 kW INTVL 00091.0
07:00-00620.1 AV. 90.4 kW INTVL 00090.4	23:00-02091.6 AV. 91.0 kW INTVL 00091.0	15:00-03546.6 AV. 90.4 kW INTVL 00090.4	07:00-04515.4 AV. 91.0 kW INTVL 00091.0
06:00-00529.7 AV. 92.8 kW INTVL 00092.8	22:00-02000.6 AV. 91.3 kW INTVL 00091.3	14:00-03456.2 AV. 91.0 kW INTVL 00091.0	06:00-04424.4 AV. 97.5 kW INTVL 00057.5
05:00-00436.9 AV. 90.5 kW INTVL 00090.5	21:00-01909.3 AV. 91.6 kW INTVL 00091.6	13:00-03365.2 AV. 89.7 kW INTVL 00089.7	05:00-04366.9 AV. 0.5 kW INTVL 00000.5
04:00-00346.4 AV. 90.8 kW INTVL 00090.8	20:00-01817.7 AV. 92.0 kW INTVL 00092.0	12:00-03275.5 AV. 91.9 kW INTVL 00091.9	04:00-04366.4 AV. 0.5 kW INTVL 00000.5
03:00-00255.6 AV. 90.8 kW INTVL 00090.8	19:00-01725.7 AV. 91.0 kW INTVL 00091.0	11:00-03183.6 AV. 90.4 kW INTVL 00090.4	03:00-04365.9 AV. 0.5 kW INTVL 00000.5
02:00-00164.8 AV. 88.0 kW INTVL 00088.0	18:00-01634.7 AV. 94.2 kW INTVL 00094.2	10:00-03093.2 AV. 90.7 kW INTVL 00090.7	02:00-04365.4 AV. 0.5 kW INTVL 00000.5
01:00-00076.8 AV. 76.8 kW INTVL 00076.8	17:00-01540.5 AV. 92.6 kW INTVL 00092.6	09:00-03002.5 AV. 91.5 kW INTVL 00091.5	01:00-04364.9 AV. 4.5 kW INTVL 00004.5
START 00:54- 000.6			22:00-05885.8 AV. 90.3 kW INTVL 00090.3
			21:00-05795.5 AV. 91.2 kW INTVL 00091.2
			20:00-05704.3 AV. 91.8 kW INTVL 00091.8
			19:00-05612.5 AV. 91.9 kW INTVL 00091.9
			18:00-05520.6 AV. 90.7 kW INTVL 00090.7
			17:00-05429.9 AV. 93.0 kW INTVL 00093.0

Andre måleserie:

16:00-01419.5 AU. 88.8 kWh INTVL 00088.8	08:00-02369.5 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5	
15:00-01330.7 AU. 89.0 kWh INTVL 00089.0	07:00-02369.0 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5	
14:00-01241.7 AU. 88.1 kWh INTVL 00088.1	06:00-02368.5 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5	
13:00-01153.6 AU. 89.7 kWh INTVL 00089.7	05:00-02368.0 AU. 0.4 kWh INTVL 00000.4	
12:00-01063.9 AU. 87.5 kWh INTVL 00087.5	04:00-02367.6 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5	
11:00-00976.4 AU. 88.5 kWh INTVL 00088.5	03:00-02367.1 AU. 62.4 kWh INTVL 00062.4	
10:00-00887.9 AU. 88.4 kWh INTVL 00088.4	02:00-02304.7 AU. 88.4 kWh INTVL 00088.4	
09:00-00799.5 AU. 88.8 kWh INTVL 00088.8	01:00-02216.3 AU. 90.4 kWh INTVL 00090.4	
08:00-00710.7 AU. 88.6 kWh INTVL 00088.6	00:00-02125.9 AU. 87.9 kWh INTVL 00087.9	
07:00-00622.1 AU. 90.2 kWh INTVL 00090.2	23:00-02038.0 AU. 88.7 kWh INTVL 00088.7	15:00-02373.0 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5
06:00-00531.9 AU. 88.3 kWh INTVL 00088.3	22:00-01949.3 AU. 88.5 kWh INTVL 00088.5	14:00-02372.5 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5
05:00-00443.6 AU. 90.3 kWh INTVL 00090.3	21:00-01860.8 AU. 88.2 kWh INTVL 00088.2	13:00-02372.0 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5
04:00-00353.3 AU. 90.3 kWh INTVL 00090.3	20:00-01772.6 AU. 87.6 kWh INTVL 00087.6	12:00-02371.5 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5
03:00-00263.0 AU. 89.3 kWh INTVL 00089.3	19:00-01685.0 AU. 89.6 kWh INTVL 00089.6	11:00-02371.0 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5
02:00-00173.7 AU. 83.7 kWh INTVL 00083.7	18:00-01595.4 AU. 87.5 kWh INTVL 00087.5	10:00-02370.5 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5
01:00-00090.0 AU. 90.0 kWh INTVL 00090.0	17:00-01507.9 AU. 88.4 kWh INTVL 00088.4	09:00-02370.0 AU. 0.5 kWh INTVL 00000.5
START kWh		

Vedlegg 5 Resultater fra simulering av fordamper i Hxsim.

HEAT EXCHANGER CALCULATION, USING HXSIM

H A H X -- HXSIM v5.0 2007

Simulation

results ID: Fordamper

Date: 05-JUN-2007 Dataset: ford_r404a_lessdetails

Time: 15:24

Status: Case did converge after 4 iterationes

Type of heat exchanger: Evaporator

Tube concept: Tube-in-fin Fin concept: Plate

Tube variant: Round Fin variant: Plain

GEOMETRY:

MAIN DIMENSIONS:

TUBE BUNDLE AND LAMELLAS:

Core length	: 2.410 m	Tube diameter(s)	: 13.00 / 11.00 mm H
Finned tube length:	2.310 m		: 13.00 / 11.00 mm V
Core height	: 0.703 m	Fin thickness	: 0.45 mm
Core depth	: 0.418 m	Fin spacing	: 4.80 mm
Air side area	: 276.93 m ²	Fin material	: Aluminum
Tube inner area	: 11.88 m ²	Tube material	: Copper
Area ratio	: 24.09 -	Tube arrangement	: Staggered_up
		Number of vertical tubes	: 18
Core weight	: 284.513kg	Vertical tube pitch	: 38.00 mm
Tube weight	: 120.810kg	Number of horizontal tubes	: 8
Fin weight	: 163.703kg	Horizontal tube pitch:	52.30 mm

OPERATING CONDITIONS:

Refrigeration side:

Outlet saturation temp.	: 2.70 °C
Evaporating pressure	: 6.66 bar
Vapour quality at evaporator outlet	: 1.00 -
Condensing temperature	: 31.00 °C
Condensing pressure	: 14.67 Bar
Sub cooling:	: 4.00 K

Refrigerant : R404A

Air side:

Inlet air temperature : 17.40 °C
Relative humidity : 74.40 %
Air flow direction : West
Air face velocity : 3.20 m/s
Air flow : 5.200 m³/s (18720 m³/h)
Air flow (standard) : 5.092 Sm³/s (18330 Sm³/h)

Calculated;

Temperature after expansion valve: 5.49 °C
Enthalpy at evaporator inlet: 241.02 kJ/kg
Vapour quality at evaporator inlet : 0.21 -

HEAT PERFORMANCE CALCULATION SUMMARY:

Main results

Performance : 74451.64 W
Overall heat transfer coefficient : 28.04 W/m²°C
Logarithmic mean temperature difference: 9.59 °C

Air side:

Mean heat flux : 268.84 W/m
Mean fin efficiency : 89.43 %
Part of total performance represented : 42.00 %
by condensation/freezing of water.
Pressure drop : 216.65 Pa
Theoretical fan power demand : 1126.60 W

Refrigerant side:

Mean heat flux : 6269.19 W/m
Pressure drop (including headers) : 48.66 kPa (2.32 K)
(Without headers) : -491.71 kPa
Refrigerant flow : 0.5545 kg/s (33.27 kg/min)
Refrigerant content : 5063.76 g
Refrigerant content, sat. liquid only : 38845.76 g

GEOMETRY CALCULATIONS:

MAIN DIMENSIONS:

Core length : 2.410 m Air side area : 276.93 m
Finned tube length: 2.310 m Tube inner area : 11.88 m
Core height : 0.703 m Area ratio : 24.09 -
Core depth : 0.418 m Air face area : 1.624 m

Core weight : 284.513kg Fin area : 264.57 m
Tube weight : 120.810kg Air side
Fin weight : 163.703kg tube area : 12.36 m
Contraction ratio : 0.91 -

TUBE BUNDLE AND FIN DATA:

Tube Data

Tube variant : Round
Tube diameter : 13.00 / 11.00mm
Return bend diameter : 11.00 / 13.00mm
Tube wall thickness : 1.00 mm

Tube enhancement factors,

- Refrigerant side heat transfer : 1.00
- Corresponding pressure drop increase : 1.00
- Refrigerant side surface : 1.00

- Air side heat transfer : 1.00
- Corresponding pressure drop increase : 1.00
- Air side surface : 1.00

Tube material,

: Copper
- Thermal conductivity : 400.00 W/m K
- Density : 8950.00 kg/m³

Tube weight,

- Total weight : 120.81 kg
- Weight per meter : 0.3374 kg/m

Fin data

Fin variant : Plain
Fin thickness : 0.45 mm
Fin spacing : 4.80 mm

Total number of fins : 481 -
Fixed fin efficiency : 1.00 %

Fin enhancement factors

- Heat transfer enhancement : 1.00 -
- Corresponding pressure drop increase : 1.00 -

- Fin material, : Aluminum
- Thermal conductivity : 230.00 W/m K
- Density : 2750.00 kg/m³

Refrigerant circuits

- Arrangement: : Staggered_up
- Number of vertical tubes : 18
- center distance, vertical tubes : 38.00 mm
- Number of horizontal tubes : 8
- center distance, horizontal tubes : 52.30 mm

- Number of refrigerant circuits : 18 -
- Number of tube groups : 8 -
- Tubes per refrigerant circuit : 144 -
- Circuit length/diameter - ratio : 1752.73 -
- Total number of tube positions : 144 -
- Total tube length : 347.04 m
- Total inner geometrical volume: : 34.03 dm³ (l)

- Distributor calculation mode : Equal

Outlet manifold

- Hydraulic diameter : 46.00 mm
 - Flow area : 1661.90 mm²
 - Obstruction ratio : 0 m/m
 - Obstruction loss coefficient : 0.18 -
 - Outside diameter : 50.00 mm
 - Outlet tube diameter : 13.00 mm
 - Estimated weight : 531.04 g
-

TUBE CIRCUIT LAYOUT:

Circuit layout:

AIR SIDE RESULTS:

Heat transfer:

	At actual operating conditions	Without condensation of water
Heat transfer on the fins :	52.50	32.27 W/m ² °C
Heat transfer, tube air side :	162.00	96.85 W/m ² °C
Total heat transfer coefficient referred to air side area and air side tube wall temperature.	52.03	33.05 W/m ² °C
Fin efficiency, mean value	89.43	93.16 -

Louver data:

Bulk air properties

Moist air properties	Temperature °C	Enthalpy J/kg	Specific humidity kg/kg d.air	Relative humidity %
-------------------------	-------------------	------------------	-------------------------------------	---------------------------

Inlet air
condition 17.40 40796.55 0.00921 74.40

Outlet air
condition 8.53 24973.80 0.00720 94.58

Equivalent CP-value: 1783.43

Water condensation

Water condensation calculation method: Lewis number unequal 1.0

Water condensation on the tubes : 1.81 g/s (108.65 g/min)

Water condensation on the fins : 10.70 g/s (641.74 g/min)

Total condensation of water : 12.51 g/s (750.39 g/min)

Air side tube wall temperature(mean): 7.24 °C

Dew point at inlet air temperature : 12.80 °C

Dew point at outlet air temperature : 7.71 °C

Part of fin area calculated with : 94.77 %
condensation/freezing of water.

Fin area with condensation of water : 250.73 m

Outlet air temperature non-uniformity

The average deviation from mean air outlet temperature: 0.09 K

Heat transfer resistance

Distribution of total heat transfer resistance
for the actual evaporator

Air side : 42.60 %
 Tube walls : 0.01 %
 Contact conductivity resistance : 0.87 %
 Refrigerant side : 37.36 %
 Refrigerant side, pressure drop : 19.16 %

REFRIGERANT SIDE RESULTS:

Total heat transfer coefficient referred to
tube inner area and temperature difference
between the mean inner tube wall temperature
and saturation temperature at evaporator outlet. 1429.62 W/m² K

Mean value for refrigerant mass flow rate
for all the refrigerant circuits. 324.14 kg/m² s

Pressure drop

Pressure drops in the evaporator system Pa m RS °C

Distributor pressure drop 18237.6 1.628 0.84

Total refrigerant side pressure drop 48659.28 4.345 2.32

In tubes 47694.25 4.259 2.28

In bends 965.03 0.086 0.05

Circuit performance

Conditions in
 refrigerant circuits no. 1

Evaporator inlet temperature, °C 4.65
 Highest temperature in circuit, °C 9.31
 Lowest temperature in circuit, °C 2.70
 Temperature at evaporator outlet, °C 10.00
 Pipe length, super-heated gas, m 1.93

Mass velocity, kg/m²°C 324.14
 Refrigerant flow, kg/min 1.85
 Refrigerant circuit performance, W 4136.20
 Refrigerant circuit pressure drop, bar 0.487
 Corresponding temperature drop, K 1.846

Inlet refrigerant enthalpy, kJ/kg 241.95
 Vapour quality, evaporator inlet, - 0.22
 Vapour quality, evaporator outlet, - 1.00

Water condensation rate, g/min 750.39

Distributor length mm 500.0
 Distributor pressure drop bar 0.18
 Circuit+Distr. pressure drop bar 0.67

MEAN VALUES FOR EACH REFRIGERANT TUBE

Circuit no	1	1	1	1	
Tube no.	1	2	3	4	
Geometry grid location:					
x-position (mm)	366.1	313.8	261.5	209.2	
y-position (mm)	665.0	646.0	665.0	646.0	
Refrigerant side:					
Mass velocity,	kg/m ² s	324.14	324.14	324.14	324.14

(Saturation) temperature,	°C	4.61	4.48	4.32	4.12
Wall temperature,	°C	6.35	6.48	6.58	6.65
Vapour fraction,	-	0.24	0.30	0.37	0.46
Void fraction,	-	0.79	0.82	0.85	0.88
Heat flux,	W/m ²	3055.59	3841.25	4760.92	5879.05
Heat transfer coefficient,	W/m ² °C	2115.08	2325.27	2553.44	2782.15
Pressure drop,	Pa	2629.92	3278.87	4165.22	5330.58

Air Side:

Heat flux,	W/m ²	132.32	166.35	206.18	254.60
Heat transfer on fins,	W/m ² °C	53.67	53.73	53.85	54.47
Heat transfer on tube wall,	-	164.66	164.96	165.40	167.15
Fin efficiency,	-	0.892	0.892	0.892	0.891

Tube wall temperature,	°C	6.352	6.489	6.589	6.668
Average fin temperature,	°C	6.631	6.819	6.988	7.164

Inlet air temperature,	°C	9.348	10.043	10.914	11.978
Outlet air temperature,	°C	8.528	9.057	9.640	10.445
Outlet air relative humidity,	%	94.58	93.54	92.28	90.67

Inlet air enthalpy,	kJ/kg	26.445	27.775	29.257	31.260
Outlet air enthalpy,	kJ/kg	24.974	25.926	26.964	28.429

Sum capacity refrigerant side	W	254.480	319.913	396.507	489.628
Sum capacity air side	W	254.480	319.913	396.507	489.628

- 1 -

05-JUN-2007

Circuit no	1	1	1	1
Tube no.	5	6	7	8

Geometry grid location:

x-position (mm)	156.9	104.6	52.3	0
y-position (mm)	665.0	646.0	665.0	646.0

Refrigerant side:

Mass velocity,	kg/m ² s	324.14	324.14	324.14	324.14
(Saturation) temperature,	°C	3.84	3.48	3.05	5.78
Wall temperature,	°C	6.74	6.79	6.86	11.40
Vapour fraction,	-	0.57	0.71	0.87	1.00
Void fraction,	-	0.91	0.94	0.97	1.00
Heat flux,	W/m ²	7353.59	9155.15	11142.98	4475.53
Heat transfer coefficient,	W/m ² °C	3011.39	3181.76	3164.60	1048.29
Pressure drop,	Pa	7084.01	9130.65	9948.21	5650.12

Air Side:

Heat flux,	W/m ²	318.45	396.47	482.56	193.82
Heat transfer on fins,	W/m ² °C	54.55	55.86	55.06	38.83
Heat transfer on tube wall, -'		167.46	171.09	169.06	126.25
Fin efficiency,	-	0.891	0.888	0.890	0.919
Tube wall temperature,	°C	6.754	6.807	6.890	11.409
Average fin temperature,	°C	7.367	7.583	7.844	11.844
Inlet air temperature,	°C	13.325	14.928	16.994	17.400
Outlet air temperature,	°C	11.383	12.572	14.078	15.777
Outlet air relative humidity,	%	88.48	86.40	82.23	80.72
Inlet air enthalpy,	kJ/kg	33.625	36.767	40.258	40.797
Outlet air enthalpy,	kJ/kg	30.084	32.358	34.892	38.642
Sum capacity refrigerant side	W	612.433	762.474	928.028	372.739
Sum capacity air side	W	612.433	762.474	928.028	372.739

MEAN VALUES FOR EACH REFRIGERANT CIRCUIT

Refrigerant circuit no.	1
Refrigerant mass flow rate, kg/m ² s	324.14
(Saturation) temperature, °C	4.21
Wall temperature, °C	7.23
Void fraction, -	0.56
Vapour quality, -	0.90
Heat flux, W/m ²	6208.01
Heat transfer, refrigerant, W/m ² °C	2522.75
Heat flux air side, W/m ²	268.84
Heat transfer, fins, W/m ² °C	52.50
Heat transfer, tube air side, -'	162.00
Fin efficiency, -	0.894
Air side tube wall temperature, °C	7.245

Fin temperature, mean value, °C 7.780

Inlet air temperature, °C 13.116

Outlet air temperature, °C 11.435

Refrigerant side capacity W 4136.202

Air side capacity W 4136.202

SIMULATION CONTROL:

Number of calculations:

Maximum number of allowed iterations: 25

Minimum number of iterations: 3

Actual number of iterations used 4

Simulation accuracy: Specified Actual

Maximum enthalpy difference: 2.50 (0.69) %

Max pressure variation between circuits: 200.00 (0) kPa

Max temperature difference: 1.00 (-0.48) K

Heat exchanger grid:

Number of calculation steps between bends: 10

Heat transfer and pressure drop correlation used:

Single phase heat transfer: Gnielinski

Two-phase flow heat transfer: GungorW87

Two-phase flow pressure drop: Fuchs

Other:

Used generated tables for
thermophysical properties: Yes

Initial value for refrigerant flow: 0.6600 kg/s

Mass flow update:

Use of secant method on average mass flow: No

Number of iterations to use 'relaxed' heat balance: 0

Allow changing of of the controlling circuit: Yes

Mass flow distribution:
Method used: Simple
Number of iteration to await massflow distribution: 3
'Non-linear' exponent when using the 'simple' update method: 0.10

SIMULATION LOG:

Number of iterations: 4
Enthalpy deviation: 0.69 %

Enthalpy deviation between circuits 0.69 %
Pressure deviation between circuits: 0 kPa
Corresponding temperature difference 0.00016 K

Temperature deviation: -0.48 K

Used CPU time: 2.72 seconds

Vedlegg 6 Resultater fra simulering av kondensator i Hxsim

HEAT EXCHANGER CALCULATION, USING HXSIM

H A H X -- HXSIM v5.0 2007

Simulation

results ID: Kondensator

Date: 12-JUN-2007 Dataset: cond_r404a_simple_less-details

Time: 09:34

Status: Case did converge after 33 iterations

Type of heat exchanger: Condenser

Tube concept: Tube-in-fin Fin concept: Plate

Tube variant: Round Fin variant: Plain

GEOMETRY:

MAIN DIMENSIONS:

TUBE BUNDLE AND LAMELLAS:

Core length : 2.500 m Tube diameter(s) : 10.10 / 8.10 mm H
Finned tube length: 2.490 m : 10.10 / 8.10 mm V
Core height : 0.660 m Fin thickness : 0.45 mm
Core depth : 0.110 m Fin spacing : 4.80 mm
Air side area : 73.76 m² Fin material : Aluminum
Tube inner area : 8.22 m² Tube material : Copper
Area ratio : 9.09 - Tube arrangement : Staggered_down
Number of vertical tubes : 26
Core weight : 122.241 kg Vertical tube pitch : 25.40 mm
Tube weight : 83.000 kg Number of horizontal tubes : 5
Fin weight : 39.240 kg Horizontal tube pitch: 22.00 mm

OPERATING CONDITIONS:

Refrigerant side:

Inlet refrigerant temperature: 55.00 °C
Saturation temperature 31.00 °C
Condensing pressure 14.67 Bar
Refrigerant flow: 0.3000 kg/s (1080.0 kg/h)
Refrigerant: R404A

Air side:

Inlet air temperature : 8.60 °C
Relative humidity : 94.50 %
Air face velocity : 3.16 m/s
Air flow : 5.200 m³/s (18720 m³/h)
Air flow (standard) : 5.272 Sm³/s (18978 Sm³/h)
Air flow direction : West

HEAT PERFORMANCE CALCULATION SUMMARY:

Main results

Performance :56518.32 W
Overall heat transfer coefficient : 28.25 W/m²°C
Exit temperature difference : 4.66 K
Logarithmic mean temperature difference : 27.13 K

Air side:

Mean heat flux : 766.25 W/m
Pressure drop : 63.44 Pa
Theoretical fan power demand : 329.90 W

Refrigerant side:

Mean heat flux : 6873.93 W/m
Pressure drop (including headers) : 46.49 kPa (1.24 K)
(Without headers) : -75.13 kPa
Total refrigerant flow : 0.3000 kg/s (18.00 kg/min)
Refrigerant content : 7965.82 g
Refrigerant content, liquid only : 18382.84 g
Outlet temperature : 13.26 °C
Outlet subcooling : 17.74 K

SIMULATION CONTROL:

Number of calculations:

Maximum number of allowed iterations: 50
Minimum number of iterations: 2
Actual number of iterations used 33

Simulation accuracy: Specified Actual

Maximum enthalpy difference: 2.00 (-0.01) %
Max pressure variation between circuits 500.00 (-462.02) Pa
Max temperature difference 1.00 (0.02) K

Heat exchanger grid:
Number of calculation steps between bends 10

Heat transfer and pressure drop correlation used:

Single phase heat transfer: Kakac
Two-phase flow heat transfer: Traviss
Single-phase pressure drop: Neraas
Supercritical pressure drop: Neraas
Two-phase flow pressure drop: Neraas

Mass flow distribution (Equal Pressure)

Method used: Simple

Number of calculation steps suppressing
massflow distribution: 5

'Non-linear' exponent when using the 'simple' update method: 0.10

SIMULATION LOG:

Number of iterations: 33
Enthalpy deviation: -0.01 %

Pressure deviation between circuits: -0.46 kPa
Corresponding temperature difference 0.39 K

Temperature deviation: 0.02 K

Used CPU time: 99.45 seconds

Vedlegg 7 Målinger i tørkeluft fra fordypningsprosjekt

Tabell 1. Relativ luftfuktighet og temperatur i tørkeluft

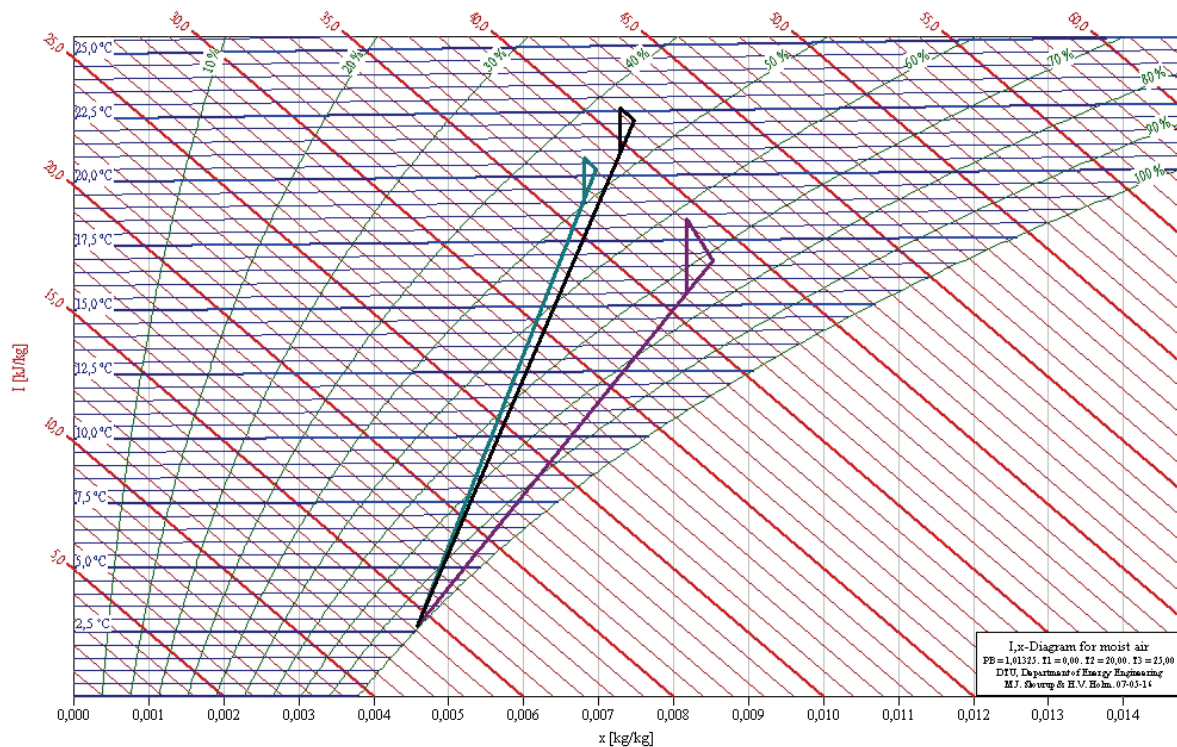
	RH [%]	Temp. [°C] Vaisala	Temp. [°C] Termo- elementer	RH [%]	Temp. [°C] Vaisala	Temp. [°C] Termo- elementer
	Vifte- side	Vifte- side	Vifte- side	Komp. side	Komp. side	Komp. side
Tidlig i tørkeforløpet. (19 °C)						
Tilstand A	62,4	18,3	18,8	72,0	16,7	17,8
Midt i tørkeforløpet. (21 °C)						
Tilstand A:	44,9	20,7	20,8	47,2	20,3	20,6
Seint i tørkeforløpet. (23 °C)						
Tilstand A:	42,8	22,6	22,5	45,1	22,1	22,4

I fordypningsprosjektet [Alvestad, 2006] ble det målt temperatur og relativ luftfuktighet på begge sider i tørketunnelen (før og etter oppfukting) på tørke 3 hos Scanprod AS. Tabellen inneholder middelerverdier fra stabile perioder. Måleintervallet var 10 minutter og hver middelerverdi er beregnet over en periode på 100 minutter. Middelerverdiene for temperaturer målt med termoelementer er beregnet fra fire målepunkter på hver side i tørketunnelen.

Tabell 2. Beregnet fra tabell 1

	Absolutt fukt vifteside [kg/kg t.l.]	Absolutt fukt komp. side [kg/kg t.l.]	Δx_{tunnel} [g/kg t.l.]
Tidlig i tørkeforløpet			
Tilstand A	0,00814	0,00854	0,40
Tilstand B	0,00878	0,00853	0,24
Midt i tørkeforløpet			
Tilstand A:	0,00682	0,00700	0,18
Tilstand B	0,00690	0,00693	-0,04
Tilstand A:	0,00726	0,00746	0,20
Tilstand B	0,00727	0,00718	0,09

Tabell 2 viser oppfuktning i tunnelen. For tilstand B er det et tilfelle med negativ verdi for oppfuktning, og man kan anta at målingene i tilstand B er følsomme for plassering av sensoren.



Hx-diagram

I hx-diagrammet er prosessen for tilstand A for alle tre temperaturer inntegnet. Dette viser prosessen i begynnelsen av tørkeforløpet (lilla), i midten (grønn) og mot slutten (svart). I begynnelsen av tørkeforløpet var temperaturen etter oppfukning framdeles stigende. I hx-diagrammet kan man se noe fall i entalpi. Dette skyldes sannsynligvis at noe av entalpien gikk til oppvarming av fisken. Oppfuktinga for de andre prosessene følger linja for konstant entalpi ganske bra. Her er det små endringer i temperatur og luftfuktighet, og eventuelle unøyaktigheter i målingene får stor innvirkning. Dataloggeren har en oppgitt nøyaktighet på 1,0 °C ved bruk av T-type termoelementer. Hvis termoelementene avviker fra spesifikasjonene, kommer denne feilen i tillegg. Vaisala-målerne har en oppgitt nøyaktighet på 1,0 % i området 0-90 % relativ fuktighet. Målingene i tilstand A samsvarer likevel godt med teoretiske verdier.

Hx-diagrammet er oppdatert med fordampningstemperaturen som benyttes i denne rapporten (2,7 °C). I fordypningsprosjektet ble det brukt en annen fordampningstemperatur.