

Rapport

Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri

Leveranse L2.2

Forfatter(e)

Kristina Norne Widell
Tom Ståle Nordtvedt
Ole Stavset



SINTEF Energi AS

Postadresse:
Postboks 4761 Sluppen
7465 Trondheim

Sentralbord: 73597200
Telefaks: 73597250

energy.research@sintef.no
www.sintef.no/energi
Foretaksregister:
NO 939 350 675 MVA

EMNEORD:
Kuldeanlegg
Pelagisk industri

Rapport

Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri

Leveranse L2.2

VERSION
3

DATO
2014-09-19

FORFATTER(E)
Kristina Norne Widell
Tom Ståle Nordtvedt
Ole Stavset

OPPDRAGSGIVER(E)
FHF

OPPDRAGSGIVERS REF.
900915

PROSJEKTNR
502000326

ANTALL SIDER OG VEDLEGG:
65+ vedlegg

SAMMENDRAG

Denne rapport er leveranse L2.2 i prosjektet Teknologi for effektiv og bærekraftig innfrysing av pelagisk fisk. Denne rapporten beskriver flere forskjellige aspekter av kuldeanlegg for pelagisk industri. Formålet har vært å kombinere teori med tall fra virkelige systemer og anlegg. Fokus har vært på fryseanlegg, men noen delkapitler inkluderer også kjøling. Som referanser er både norsk og internasjonal litteratur brukt.

Rapporten starter med en introduksjon til temaet, etterfulgt av et kapittel om spesifikk energibruk for denne industrien. I kapittel tre beskrives produkter, prosessering og termofysiske egenskaper, og i kapittel fire emballasje. Kapitlet om kuldebehov, 5, er delt opp i de bidragende faktorene. Deretter er det et kapittel om forskjellige metoder for kjøling og frysing, som etterfølges av kapittel 7 med fokus på utforming og drift av frysetuneller. Deretter beskrives kjøle- og frysetidberegninger i kapittel 8 før det kommer et kapittel om typiske kuldemedier og deres egenskaper. I kapittel 10 beskrives kuldeanleggets komponenter og kapittel 11 gir noen eksempler på systemer. Kapittel 12 tar opp varmegjenvinning. Rapporten avsluttes med diskusjon og konklusjon samt referanseliste.

UTARBEIDET AV
Kristina Norne Widell

SIGNATUR



KONTROLLERT AV
Anne Karin Hemmingsen

SIGNATUR



GODKJENT AV
Petter E. Røkke

SIGNATUR



RAPPORTNR
TR A7422

ISBN
978-82-594-3595-8

GRADERING
Åpen

GRADERING DENNE SIDE
Åpen

Historikk

VERSJON

1

DATO

2014-06-19

VERSJONSBEKRIVELSE

Utkast til styringsgruppebehandling

2

2014-08-29

Sluttrapport til styringsgruppebehandling

3

2014-09-19

Sluttrapport til styringsgruppa, med nytt kapittel: Oppsummering beregninger

Innholdsfortegnelse

1	Oppsummering beregninger	5
2	Introduksjon.....	9
3	Spesifikk energibruk for pelagisk industri	10
4	Produkt	11
4.1	Type produkter	11
4.2	Prosessering	11
4.3	Termofysiske egenskaper	11
5	Emballasje.....	13
6	Kuldebehov	14
6.1	Kuldebehov produkt	14
6.2	Varmelekkasje gjennom vegger, tak og gulv	16
6.3	Nedkjøling av varm uteluft	17
6.4	Varme fra tekniske installasjoner	18
6.5	Varme fra laste-/losseutstyr, trucker, personer, mv.	18
6.6	Avriming	19
7	Kjøling og frysing av pelagiske produkter.....	20
7.1	Kjøling.....	20
7.2	Frysing i tunneller.....	20
7.3	Platefrysere	22
7.4	Singelfrysing	23
7.5	Lager.....	23
8	Utforming og drift av frysetuneller	25
8.1	Utforming av tunell	25
8.2	Ledeskovler	26
8.3	Himling	27
8.4	Midtstilt vifte og to ledeskovler	28
8.5	Høyden på tunell og reoler	29
8.6	Drift	29
9	Kjøle- og frysetidsberegninger	31
9.1	Endring av frysetiden	33

10	Kuldemedier.....	34
10.1	Viktige egenskaper og verdier	34
10.2	Miljøpåvirkning	37
10.3	Syntetiske kuldemedier	38
10.4	Ammoniakk	38
10.5	CO ₂	39
10.6	Hydrokarboner	42
11	Kuldeanleggets komponenter.....	43
11.1	Fordamper	44
11.2	Kuldemediepumper	45
11.3	Kompressor	45
11.4	Economizer	48
11.5	Oljer og oljeutskillere	49
11.6	Kondensator	49
11.7	Ekspansjonsventil	51
11.8	Luftutskiller	51
11.9	Vannutskiller	53
11.10	Styring og overvåking	53
12	Eksempel på ulike typer anlegg	54
12.1	Et-trinnsanlegg for RSW med CO ₂	54
12.2	Et-trinnsanlegg med economizer	55
12.3	To-trinnsanlegg	57
12.4	Kaskadeanlegg	58
13	Varmegjenvinning	60
14	Diskusjon og konklusjon	61
15	Referanser.....	62

1 Oppsummering beregninger

Parametere frysetunell		
Produkttemperatur start	5	°C
Ønsket sluttemperatur produktsenter	-20	°C
Lufttemperatur	-30	°C
Initialt frysepunkt	-2,2	°C
Lufthastighet	5	m/s
Mengde fisk per tunell	100	tonn

Energiberegninger frysetunell			Endring totalt kuldebehov	Endring totalt energibehov
Kuldebehov produkter	287,3	kJ/kg		
Kuldebehov produkter	7981	kWh		
Kuldebehov vifter tunell	3690	kWh		
Kuldebehov annet tunell	630	kWh		
Kuldebehov totalt, 18 h frysetid	12 301	kWh		
Energibehov totalt (inkludert kompressor- og viftedrift)	9840	kWh		
15 h frysetid, kuldebehov totalt	11 581	kWh	Reduksjon 6 %	Reduksjon 10 %
11 h frysetid, kuldebehov totalt	10 621	kWh	Reduksjon 14 %	Reduksjon 23 %
7 h frysetid, kuldebehov totalt	9 661	kWh	Reduksjon 21 %	Reduksjon 36 %
25 h frysetid, kuldebehov totalt	13 981	kWh	Økning 14 %	Økning 23 %

Kuldebehov for produkter er samme for alle alternativene. COP = 2 (ettrinns ammoniakkanlegg). Fordeling mellom produkter, vifter, annet: 65 %, 30 %, 5 %.

Tiltak for å redusere frysetiden (frysetiden blir kortere på grunn av høyere lufthastighet og bedre varmeovergang for de produktene som fryser langsomst i en tunell):

- Installere himling hvis det ikke finnes (kan korte ned lengste frysetid med 30 % (Widell, Alonso et al. 2014))
- Sette opp ledeskovler for å lede luften inn under himling (kan korte ned lengste frysetid med 40 % (Widell and Frydelund 2009))
- Fordele produkter jevnt over hele tunelltværsnittet (alt. fylle en seksjon hvis det finnes)
- Redusere store åpninger i tverrsnittet rundt produktene (kan korte ned lengste frysetid med 20 % (Alonso, Andresen et al. 2011))
- Forbedre emballasje (kan korte ned lengste frysetid med 30-60 %, se neste tabell)

Emballasje		Frysetid	Endring i frysetid	Endring totalt kuldebehov
Produkt med pappemballasje	Beregnet	18,0 h	0 %	
Produkt med plastemballasje	Beregnet	13,2 h	Reduksjon 30 %	Reduksjon 16 %
Produkt med pappemballasje	Målt	18,0 h	0 %	
Pappemballasje med utskjæringer	Målt	10-12,5 h	Reduksjon 31-44 %	Reduksjon 18 – 26 %
Pappemballasje uten lokk	Målt	7 h	Reduksjon 61 %	Reduksjon 36 %

Beregnete verdier fra Coolfreeze, using Pham's (1986) method with shape factors by Cleland and co-workers, målte verdier fra Aalvik, 1994. Lufttemperaturer:

Energibehov samme beregning som i forrige tabell.

Hvis produktene ikke har lav nok temperatur før de flyttes til lageret, må de etterfrys.

Behov etterfrysing på lager			
Starttemperatur produkt	-20 °C	-17,5 °C	-15 °C
Ekstra kuldebehov lager	46,7 kW	70,1 kW	93,4 kW

Makrell, mengde: 300 tonn/døgn, sluttemperatur -25 °C.

Kuldebehov lager	kWh per døgn	kW	
Produkt	960	40,0	30 %
Lekkasje	792	33,0	25 %
Dørtap	763	31,8	24 %
Vifter	150	6,3	5 %
Lys	100	4,2	3 %
Personer	50	2,1	2 %
Avriming	370	15,4	12 %
Totalt	3185	132,7	100 %

Varmelekasje lager, forskjellige U-verdi	Eksempel 0,1 m isolasjon	Eksempel 0,15 m isolasjon
Størrelse	25 x 40 x 10 m	25 x 40 x 10 m
Innetemperatur	-30 °C	-30 °C
Utetemperatur	20 °C	20 °C
U-verdi	0,2 W/m ² K	0,15 W/m ² K
Lekkasjevarme	33 kW	24,8 kW
Reduksjon i lekkasjevarme pga. bedre isolering		25 %
Reduksjon i totalt kuldebehov		6 %

Vifteregulering	Reduksjon energibruk	Økning frysetid
Frekvensregulering vifter ¹	33 %	14 %
Slå av vifter ²	14 %	14 %

1) Walnum, Andresen et al. (2011)

2) Overslagsberegning. Samme frysetid som ved frekvensregulering, men istedenfor

$$\frac{W_{red}}{W_{red}} = \left(\frac{n_{red}}{n_{red}}\right)^3 \text{ så er } \frac{W_{red}}{W_{red}} = \left(\frac{n_{red}}{n_{red}}\right) \text{ brukt for vifter.}$$

	Energibruk for forskjellige kompressorer		
Kuldeytelse	Skrue m sleide	Skrue m frekvens	Stempel
100 %	100 %	100 %	100 %
90 %	95 %	90 %	-
80 %	90 %	80 %	-
75 %	88 %	76 %	78 %
60 %	82 %	63 %	-

Prosent av full ytelse og prosent av full kompressoreffekt. Frekvensomformere vil ha noen prosent tap selv ved full ytelse, men reduserer slitasjen på kompressoren slik at intervallene mellom hver service øker.

Forbedring kompressordrift, bedre styring av kompressorer i stor kompressorpark	
Reduksjon i energibruk kompressor	Reduksjon av total energibruk (kompressor + vifte)
1,6 % (full produksjon i bedriften)	1 %
11,8 % (lav produksjon i bedriften)	6 %

Data fra Widell 2008. Beregningene i denne artikkelen viser en besparelse på 260 00 – 430 000 NOK/år. Dette kunne gjøres enten ved kun å optimalisere kompressorstyringen, eller ved å installere frekvensomformer og ikke bruke sleideregulering på kompressorene.

Endring på grunn av:	Kraftforbruk kompressor	COP
1 °C økning kondensatortrykk	Økning 2,1 %	Reduksjon 2,2 %
1 °C reduksjon fordampningstrykk	Økning 2,7 %	Reduksjon 2,6 %

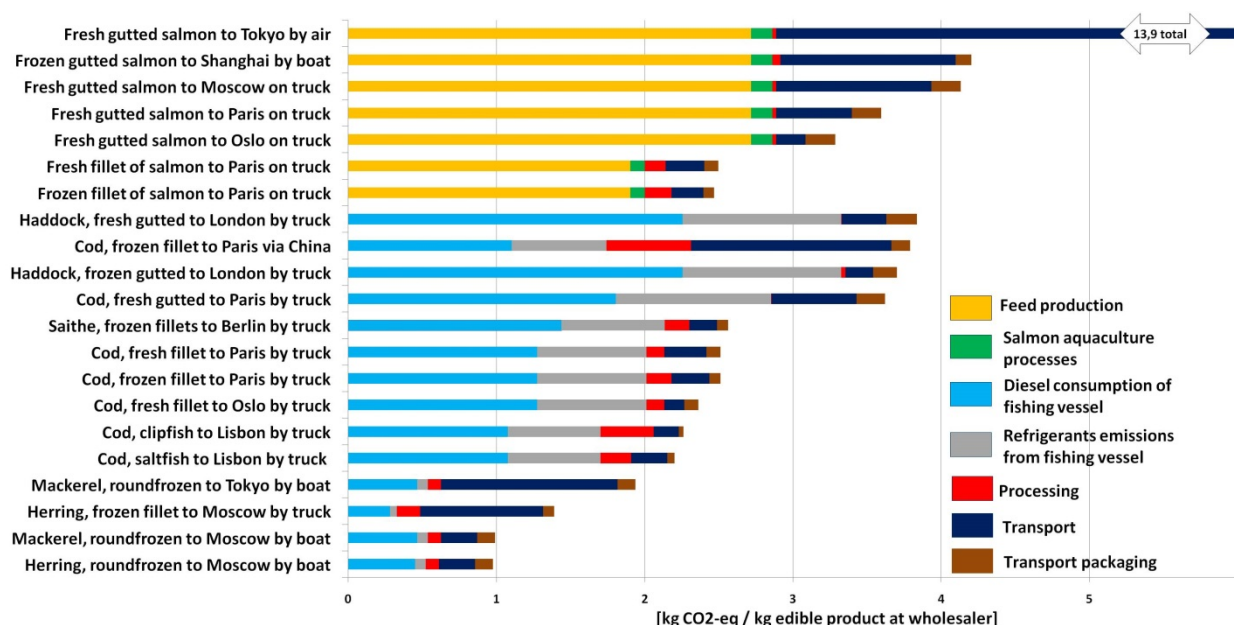
Ammoniakkanlegg, -38/20 °C, isentropisk virkn.grad 0,7, 500 kW kuldeytelse.

2 Introduksjon

Denne rapport er leveranse L2.2 i prosjektet *Teknologi for effektiv og bærekraftig innfrysing av pelagisk fisk*. Rapporten går detaljert igjennom flere forskjellige aspekter av kuldeanlegg for pelagisk industri. Mye av teorien og nøkkeltallene er hentet fra tidligere rapporter utarbeidet ved Sintef Energi. Dette er en sammenstilling av hva som er gjort tidligere, men videre arbeid innenfor dette tema blir også foreslått. Mye av informasjonen om produkter og drift er hentet fra industrien.

Pelagisk fisk er hovedsakelig sild og makrell. Fisken fanges først og fremst med snurpenot. I Norge blir cirka 95 % av denne fisken eksportert i frossen tilstand. Dette er en energikrevende prosess, hvor det er viktig å ha fokus på energieffektivisering.

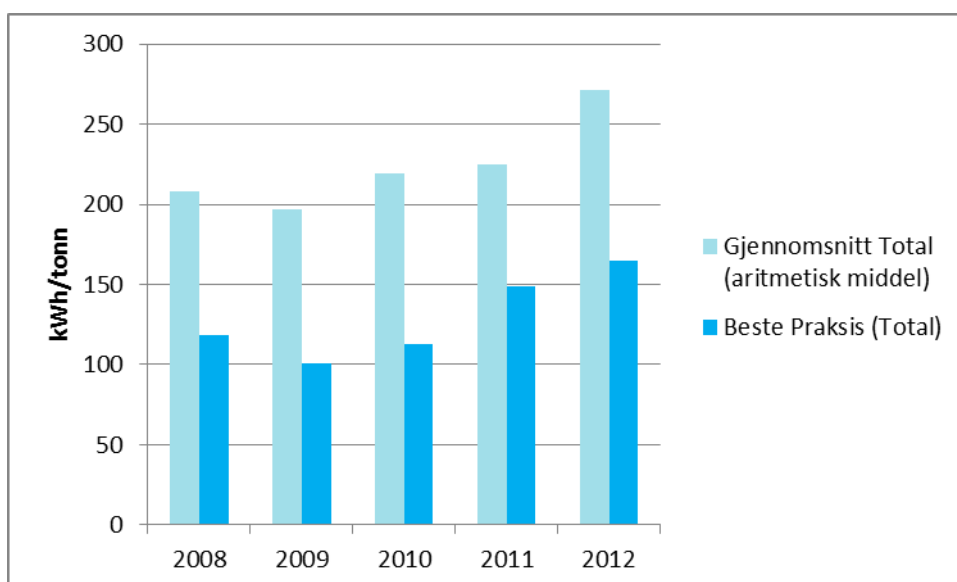
Det har blitt vist i en undersøkelse om klimaregnskap for norsk sjømat at nettopp sild og makrell gir lavest mengde CO₂/kg ferdig produkt sammenlignet med bl.a. torsk, sei, hyse og laks (Ziegler, Winther et al. 2013), (Ellingsen, Emanuelsson et al. 2009), se også Figur 2.1. LCA (Life Cycle Assessment, Livsløpsanalyse) er en metode for å sammenligne produkters miljøpåvirkning, fra fangst/produksjon til sluttbruker. I undersøkelsen har man beregnet kg CO₂-ekvivalenter per kg spiselig produkt, hvilket betyr at man har startet med forskjellig mengde produkt, men har samme mengde på slutten av kjeden. Resultatene viser at transportformen bidrar mye til CO₂-utslippet og at det er bedre å transportere med båt og tog enn med lastbil og fly. I tillegg er det vist at det er bedre å frakte filet enn hel fisk og at superkjøling er bedre enn tradisjonell kjøling. Ved superkjøling unngår man å frakte og produsere store mengder is, hvilket gir lavere energibruk og dermed også utslipp.



Figur 2.1 LCA-analyse av forskjellige sjømatkjeder (SINTEF Fiskeri- og havbruk AS).

3 Spesifikk energibruk for pelagisk industri

I Enovas industrinettverk samles data for energibruk inn og sammenlignes. I et verktøy (Enova.no) finner man tall for spesifikk energibruk for pelagisk bransje fra 2000 til 2012, se også Figur 3.1. Det er fra 4 til 16 bedrifter som har deltatt per år, men det fremgår ikke hvor mange anlegg eller hvor stor total kuldeytelse som er inkludert. Uansett gir det en pekepinn på hvordan situasjonen er i Norge. Resultatene viser at gjennomsnittet i spesifikk energi (aritmetisk middel) har økt jevnt fra 2009, 197 kWh/tonn, til 2012, 271 kWh/tonn, en litt uventet utvikling. Tallene for beste praksis har også samme trend, 2009 var det 101 kWh/tonn og i 2012 var det 165 kWh/tonn. I disse årene var det mellom 10 og 13 bedrifter som deltok.



Figur 3.1 Utvikling i spesifikk energibruk. (Enova.no)

I forbindelse med prosjektet EnergyFish (FHF, Sintef Energi, Norges forskningsråd 2006-2009) ble det funnet informasjon om spesifikk energibruk ved Norway Pelagic's anlegg. Det beste anlegget i 2005 og 2006 var anlegget i Bodø, med henholdsvis 165 kWh/tonn og 174 kWh/tonn og i 2007 var Sommarøy best med 167 kWh/tonn.

4 Produkt

4.1 Type produkter

Pelagiske fisk omfatter hovedsakelig sild og makrell. I Norge deler man inn i to typer sild; Nordsjøsild og Norsk vårgytende sild (NVG), se også Tabell 4.1. Fangstmetodene er snurpenot og trål (Norway Pelagic).

4.2 Prosessering

Makrellen blir pumpet fra båten inn til landanlegget hvor fisken graderes og pakkes. I hovedsak pakkes all makrell i esker av massiv papp med plastfolie pakket rundt fisken. Etter pakking settes eskene på reoler som transporteres inn i en frysetunell. Etter frysing blir eskene tatt av reolene og pallettert før de sendes til fryselager. Silda som landes blir enten rundpakket i en tilsvarende prosess som makrellen, eller den blir filetert. Avhengig av kunde blir den filetert med eller uten skinn. Fileteringen foregår etter at fisken er blitt vektgradert og skjer i dedikerte fileteringsmaskiner. Etter fileteringen blir fileten lagt i dypttrukket plastemballasje, tilført saltvann, vakuumert og påsveiset lokk. Disse pakkene legges i massive pappesker og eskene settes på reoler og transporteres til innfrysningstuneller. Etter innfrysning palletteres eskene og settes på fryselager. En stor del av disse prosessene er automatisert men fortsatt foregår det mye truck og manuell håndtering på anleggene.

Tabell 4.1 Oversikt over de vanligste pelagiske fiskene (Norway Pelagic)

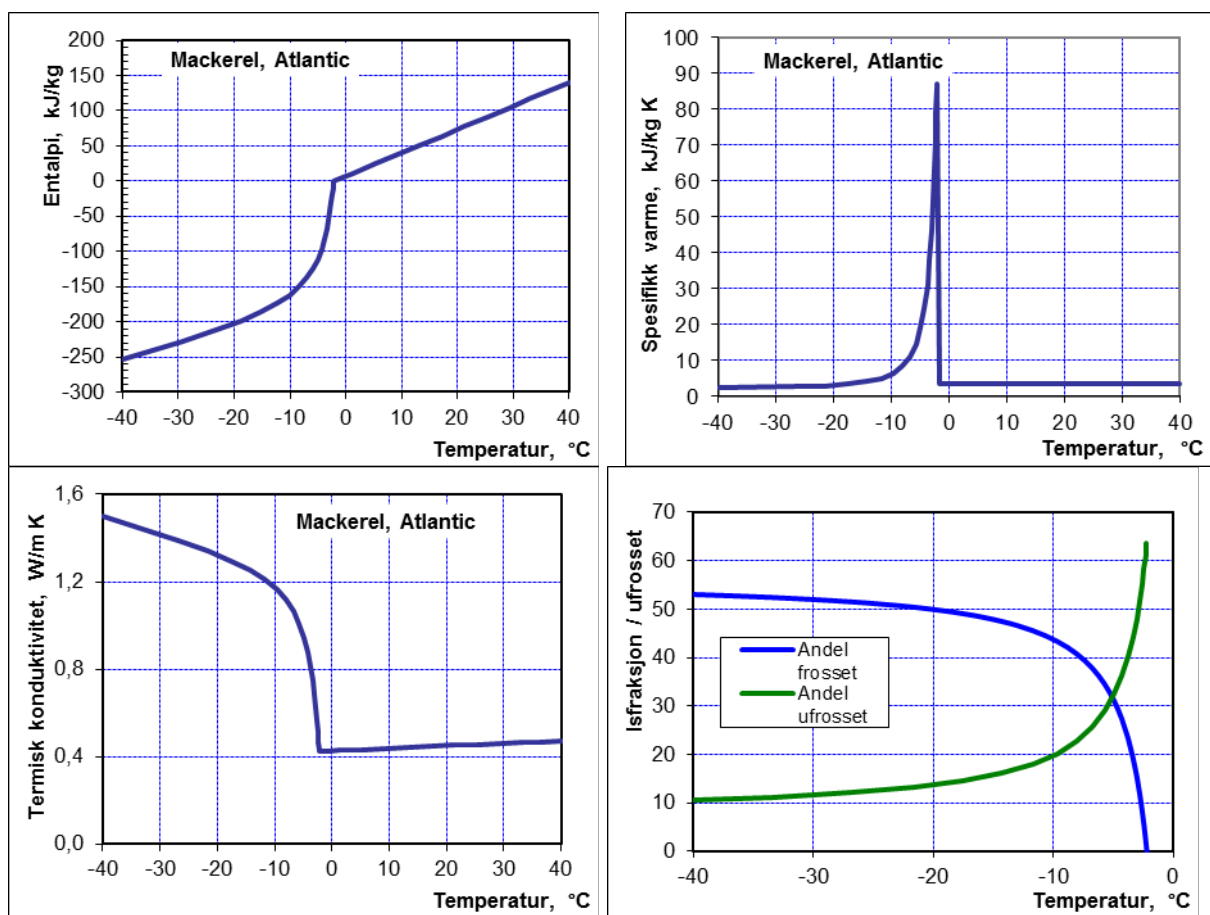
	NVG-sild	Nordsjøsild	Makrell
Engelsk navn	Winter Herring	North Sea Herring	Mackerel
Latinsk navn	Clupea Harengus	Clupea Harengus	Scomber scombrus
Fettinnhold lavest	7-9 % (mars)	12-16 % (mai)	18-20 % (mars)
Fettinnhold høyest	20-22 % (sept)	18-22 % (juni)	30-32 % (aug)

4.3 Termofysiske egenskaper

For å beregne varmemengden som skal transporteres ut av produktet må man kjenne til de termofysiske egenskapene til produktet. De står ikke eksplisitt i tabeller, men kan til en viss grad måles eller beregnes basert på antatt kjemisk sammensetning og temperatur. I ASHRAE Refrigeration (2006) finnes kjemisk sammensetning og ligninger for tetthet, spesifikk varme, entalpi, termisk konduktivitet mfl. for flere forskjellige næringsmidler. For en del egenskaper er det flere alternative ligninger. I Figur 4.1 er noen termofysiske egenskaper (som funksjon av temperaturen) for makrell vist i grafer. Det kommer tydelig fram at makrell ikke fryser ved en gitt temperatur, slik som vann, men over et temperaturområde. Det punktet da frysing starter kalles

initialt frysepunkt. For makrell er det ifølge ASHRAE Refrigeration (2006) $-2,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Fersk sild er ikke med i tabellen, men man kan anta samme termofysiske egenskapene som makrell.

En annen ting man kan merke seg er at termisk konduktivitet (varmeledningsevne) er høyere for frosset produkt enn for ikke frosset. En konsekvens av dette er at tining er en langsommere prosess enn frysing.



Figur 4.1 Noen termofysiske egenskaper for makrell.

Man må regne med en viss usikkerhet i både målte og beregnede verdier, fremfor alt på grunn av at sammensetningen kan variere fra en fisk til en annen. For beregninger av totale kuldebehovet gir det imidlertid tilstrekkelig nøyaktighet.

5 Emballasje

En vanlig emballeringsmetode ved frysing i tunell er å legge sild og makrell i pappesker, med 20 kg i hver eske. Mellom fisken og esken er det en tynn plastfolie. Eskene består av bunn og lokk og fryses på reoler, normalt med 5 esker per hylle. Fordelen med denne emballasjen er at man har robuste esker som er lette å håndtere, både før og etter frysing. En ulempe er at det blir et isolerende lag utenpå fisken, som forsinker varmeovergangen og øker frysetiden. I tillegg er det risiko for uttørking ved lengre tids lagring (Nordtvedt and Sandbakk 2004).

En annen emballeringsmetode er å ha en dypttrukket plastfilm som fylles med fisk og lake og som sveises på toppen før frysing. Risken for skader på emballasjen er høyere og konsekvensene av å få hull på emballasjen er også betydelig større enn med pappesker. Fordelen er at varmeovergangen er bedre og frysetiden kortere. I tillegg blir holdbarheten på fisken lengre. I et prosjekt i 2005-2008, *Optimal emballering av pelagisk fisk*, ble det gjort lagringsforsøk med sildefileter pakket i forskjellige emballasjefilmer. Holdbarheten for standardemballasjen (eske og plastfolie) ble satt til 9 måneder, mens den nye metoden gav forlenget holdbarhet til 10 eller 15 måneder, avhengig av type plast. En forutsetning for holdbarheten er at pakningen er uten hull og at den er fylt med tilstrekkelig lake (Nordtvedt, Aursand et al. 2008).

Utfordringene med ren plastemballasje er at pallene lett blir ustabile når flere skal lastes oppå hverandre. Her må det finnes løsninger før det kan bli tatt i bruk. Ved platefrysing pakkes fisken i plastposer á 20 kilo før det føres inn i fryseren.

6 Kuldebehov

Kuldebehovet for en tunell, et lager eller annet fryseutstyr beregnes ut fra samlet varmelast, som kommer fra produktene, varmelekkasje, nedkjøling av varm uteluft, viftene, avriming og andre tekniske installasjoner. I visse tilfeller bidrar også personer med varmelast. I en frysetunell bidrar produktene med størst mengde varme, og særlig i starten av innfrysingen, se også Figur 7.2. Mot slutten står viftene for en stor del av lasten. Dersom tunnelen er kontinuerlig er kuldebelastning mer jevn over døgnet. For et lager er lasten størst fra produkter og varmelekkasje gjennom vegger og dører, avhengig av temperatur på produktene og drift av lagret.

6.1 Kuldebehov produkt

Ved innfrysing kommer den største delen av varmen fra produktene, særlig i første halvdel av innfrysingsperioden. For å beregne mengden varme i produktet må man kjenne til en del termofysiske egenskaper for produktet (se også kapittel 4.3):

$c_{p,o}$ – spesifikk varme over initialt frysepunkt [kJ/kgK]

$c_{p,u}$ – spesifikk varme under initialt frysepunkt [kJ/kgK]

q_{latent} – latent varme [kJ/kg]

I tillegg må man kjenne til noen temperaturer:

T_i – initialt frysepunkt [°C]

$\Delta T_o = T_1 - T_i$ – temperaturdifferanse over initialt frysepunkt [K]

$\Delta T_u = T_i - T_2$ – temperaturdifferanse under initialt frysepunkt [K]

T_1 – produkttemperatur ved start [°C]

T_2 – produkttemperatur ved slutt [°C]

Varmen fra produktene kan så beregnes med følgende ligning:

$$q_{produkt} = c_{p,o} \cdot \Delta T_o + q_{latent} + c_{p,u} \cdot \Delta T_u \text{ [kJ/kg]}$$

Som eksempel brukes makrell som fryses fra 5 °C til -20 °C:

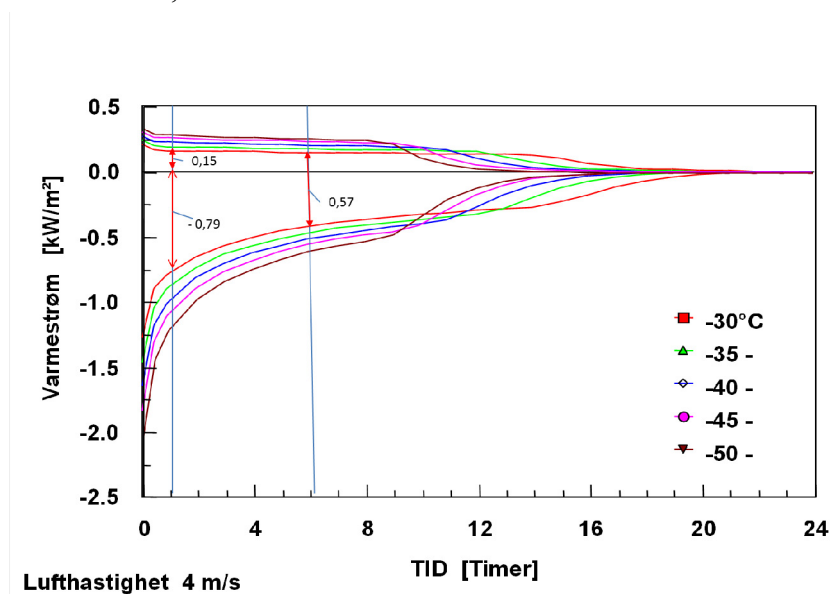
$$q_{produkt} = 3.29 \cdot 7.2 + 212 + 2.90 \cdot 17.8 = 287 \text{ kJ/kg}$$

Av den totale varmemengden er 77 % latent varme, 9 % følbare varme over frysepunktet og 14 % følbare varme under initialt frysepunkt. For å finne nødvendig kuldeeffekt deler man dette tallet på antatt frysetid:

$$\dot{q} = \frac{q}{t} \text{ [kW/tonn]}$$

$$\dot{q} = \frac{287}{18 \cdot 3,6} = 4,43 \text{ kW/tonn}$$

Med en total mengde på 100 tonn per frysetunell trengs en minimum kuldeeffekt på 443 kW per tunell. Ved bruk av batchfrysere, vil kuldebehovet endre seg i løpet av innfrysingsperioden sammenlignet med kontinuerlige frysere, der kuldebehovet er mer jevnt. I starten av innfrysingen, når temperaturen i fisken er relativt høy, vil varmeavgivelsen fra fisken være stor, hvilket er illustrert i Figur 6.1. Når fisken begynner å fryse er det den latente varmen som fjernes og da er temperaturen mer stabil. Etter det synker temperaturen videre, men da er også varmestrømmen mindre. I figuren er varmestrømmen fra en 20 kg makrelleske simulert, med standard pappemballasje med lokk og en plastfilm på innsiden av esken. I grafen ser man at varmestrømmen fra bunnen er større enn fra lokket, noe som kommer av at det blir et isolerende luftlag over fisken, under lokket, som reduserer varmestrømmen.



Figur 6.1 Simulert varmestrøm til luften fra lokket og bunnen som funksjon av tid etter startfrysing ved forskjellige konstante lufttemperaturer. Varmestrømmen oppover er definert positiv og total varmestrøm er avstand mellom øvre (fra lokk) og nedre (fra bunn) kurve (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

Ved lagring av frosne produkt utgjør varmen fra produktene en mindre del av den totale varmelasten enn ved innfrysning, men oftest avgir produktene fortsatt en viss mengde varme. I praksis er ikke alle varer nedkjølt til lagringstemperaturen før de innføres på lageret og vanligvis ser en temperaturer fra et par til 15 °C høyere. Belastningen på kuldesystemet vil derfor være knyttet til nedkjøling av varene etter fryseapparatene. En nedkjøling av frosset fisk på 5 til 10 °C på lageret er relativt vanlig og her er antatt en midlere nedkjøling på 7,5 °C (Magnussen and Nordtvedt 2006a). Med en døgnproduksjon på 300 tonn vil det for makrell (spes. varme ca. 2,69 kJ/kgK, -25°C), og forutsatt at dette nedkjøles i løpet av ett døgn, være behov for en kuldeeffekt på:

$$\dot{q} = \frac{2,69 \cdot 7,5 \cdot 300}{24 \cdot 3,6} = 70,1 \text{ kW}$$

I eksemplene ble kuldeeffekten beregnet ut fra en varmelast fra produktene, men i tillegg kommer varmelast på grunn av varmelekkasje gjennom vegger, tak og gulv; nedkjøling av varm uteluft, varme fra tekniske installasjoner, trucker, personer, avriming mm, hvilket beskrives i de neste kapitlene.

6.2 Varmelekkasje gjennom vegger, tak og gulv

Varmelekkasje gjennom vegger, tak og gulv kan beregnes med denne ligningen:

$$q_{\text{lekk}} = \frac{T_{\text{ut}} - T_{\text{in}}}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \text{ [W/m}^2\text{]}$$

T_{ut} er temperaturen på luften utenfor rommet og T_{in} temperaturen på luften i rommet. α er varmeovergangstallet mellom luft og vegg, δ er tykkelsen på vegg og λ er varmeledningstallet for vegg. Hvis vegg består av flere lag med forskjellig material kan leddet δ/λ repeteres for hvert lag. Typiske λ -verdier for isolasjon er 0,03-0,7 W/m². For betong er λ 1,4 W/m². Varmeovergangstallet er typisk 2-25 W/m² °C for fri konveksjon (eller luft med lav hastighet).

Varmeledningstallet og varmeovergangstallen kan samles i et totalt varmegjennomgangstall, U:

$$U = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda + 1/\alpha_2} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

Ligningen for varmelekkasjen blir da:

$$q_{\text{lekk}} = U \cdot (T_{\text{ut}} - T_{\text{in}}) \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

$$Q_{\text{lekk}} = U \cdot A \cdot (T_{\text{ut}} - T_{\text{in}}) \text{ [W]}$$

(Bergman, Lavine et al. 2011)

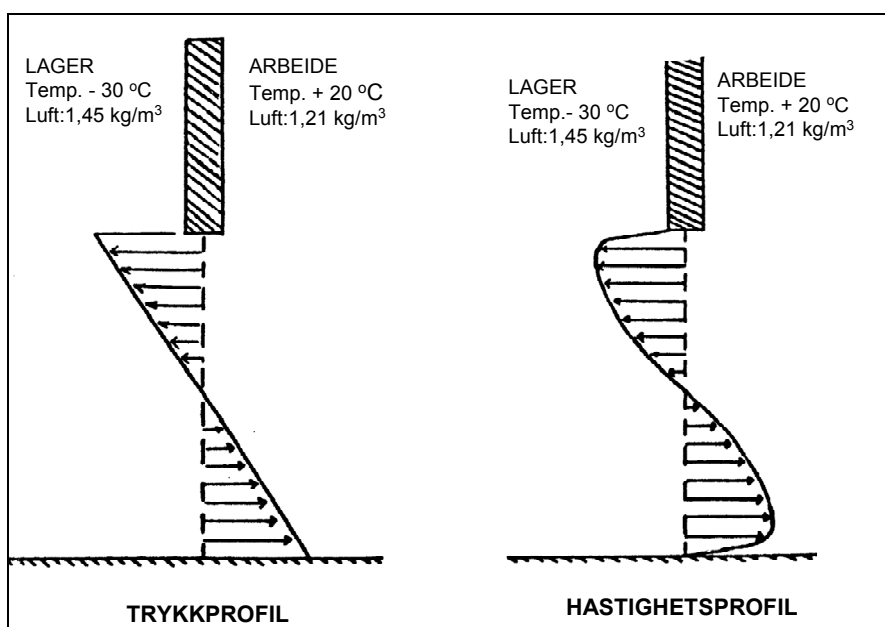
For en frysetunell utgjør varmelekkasjen en liten del av totale varmelasten.

De fleste nyere lager er bygget med isolasjonspaneler med tykkelse 100 mm for kjølelager og 200 mm for fryselager. Om en tar hensyn til skjøter og diverse feil vil en realistisk U-verdi ikke overstige 0,35 W/m² °C for kjølelager og 0,2 W/m² °C for fryselager. Lager med mineralull 150 mm og 300 mm tykkelse vil ha tilsvarende U-verdi, men i praksis kan ofte mye fuktighet ha trengt inn og bygget opp vann/is i isolasjonen. Dette gir ofte betydelig høyere energitap og kan også forårsake lukt og problemer med vekt av taket (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

Varmelekkasjeflate i forhold til romvolum er avhengig av geometrisk form og størrelse, minst overflate har kubus (kule er upraktisk) (6/L m²/m³). I praksis begrenses høyden av stabling av paller med truck og vanlig høyde er 8-12 m i fryselager og 3-5 m i kjølelager. Som eksempel vil et 10 m høyt og rimelig stort fryselager på 10 000 m³ (25 x 40 m) gi 3 300 m² ytre flater og overflate/volum = 0,33 m²/m³. Forutsettes U-verdi på 0,2 W/m² °C, ute- og innetemperatur på 20 °C og -30 °C vil varmelekkasjen være: $Q_{\text{lekk}} = 0,2 \cdot 3\,300 \cdot [20 - (-30)] = 33\,000 \text{ W} = 33 \text{ kW}$ (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

6.3 Nedkjøling av varm uteluft

Bortsett fra kjølelager for frukt- og grønnsaker har en ikke tilsiktet ventilasjon på kuldelager. Årsaken til de store utfordringene med belastning fra uteluft er derfor i hovedsak døråpninger. Årsaken til luftsirkulasjonen gjennom en åpning mellom to rom med forskjellig temperatur er skissert i Figur 6.2. Luftens tetthet (vekt pr. m^3) øker med synkende temperatur og forårsaker høyere trykk ved gulv inne i et kaldt lager enn i omliggende varmt rom. Når døren åpnes, vil denne trykkforskjellen få luft til å strømme ut ved gulvet. Denne luften må erstattes med tilsvarende luftmengde som strømmer inn øverst i åpningen. En får da en nøytral trykksone midt i døra og trykkforhold og lufthastigheter som skissert i figuren. Årsaken til avbøying av hastighetskurven ved gulv og dørtopp er at en får stor friksjon som reduserer hastigheten mot disse flatene.



Figur 6.2 Trykk og lufthastighetsprofiler mellom fryselager og arbeidsrom (Magnussen and Nordtvedt 2006a)

Det er viktig å registrere den store vanndampmengden som følger luften inn i lageret og som vil kondensere på grunn av det lave vanndamptrykk i kuldelageret. Dette medfører betydelige praktiske problem med gjenriming av fordamper og tap av kuldeytelse samtidig som en får rim/is på gulv, vegger, tak og varer.

Selv om beregninger gir noe for høye tall sammenlignet med beregnet varmelekkasje over et helt døgn, er energikostnadene ved dørbruk betydelig hvis dører står åpne i mange timer per dag (som har blitt registrert). I tillegg gir den kalde luften som strømmer ut tilsvarende varmebehov i arbeidslokaler.

Erfaring har vist at hengewardiner (plaststriper), "luftdører", mv. er lite effektiv for å hindre utstrømming av kald luft. Sluser kan være bedre, men tar mye plass og blir lett et trafikkhinder. Moderne hurtigporter med automatisk åpning er derimot effektive og målinger viser at åpningstiden

kan komme ned i 15-20 sekunder pr. tonn varer transportert. Ved så korte åpninger, vil man på grunn av treghet i luftstrømmen ikke få utviklet full strømning. Imidlertid er erfaringen fra anlegg at dørbruken er vesentlig mindre effektiv, men med svært store variasjoner. Om en som teoretisk overslag for lager regner 20 sekund/tonn og 300 tonn vil dette kreve døråpning på ca. 1,7 timer. Under utkjøring vil en også få spesielt høy belastning, men for en enkel overslagsregning anslås her 2,5 timer åpning pr. døgn eller en døgnbelastning på ca. 763 kWh/døgn. Ved å sammenligne dette med den overslagsberegnete lekkasjevarmen fra et 10 000 m³ stort lager som er på ca. 33 kW eller 792 kWh/døgn, ser vi at ved samme temperaturer er tapet ved døråpninger i samme størrelsesorden. Det er også grunn til å påpeke at en ikke bør ha flere dører i kjøle-/fryselager. Om det av praktiske årsaker er nødvendig, må ikke to (eller flere) stå åpne samtidig mot områder med noe forskjellig lufttrykk (pga. ventilasjon, vind, mv.) da dette kan føre til svært stor luftgjennomstrømning og ukontrollerbare temperaturer i alle berørte rom (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

6.4 Varmer fra tekniske installasjoner

I frysetuneller utgjør varmen fra viftene en stor del av den totale varmelasten, særlig mot slutten av innfrysningen. Varmer fra viftene kan i starten være ca. 20 % av den totale varmelasten, og nærmere 50 % mot slutten av fryseperioden, dette vises i Figur 7.2. All effekt som blir brukt av viften omvandles til varmer inne i tunnelen og denne varmen må fjernes ved hjelp av kuldeanlegget. Det er mulig å unngå en del av varmen (ca. 15-30 %) ved å plassere motoren utenfor tunnelen, men da får systemet også en mer kompleks konstruksjon. Lys og andre tekniske installasjoner er vanligvis slått av når en frysetunell kjøres, så de gir ingen varmelast.

De aller fleste kuldelager har utstyr som avgir varmerenergi; fordampervifter, lys, drivmotorer, lagerreoler, varmerelement, mv. For de fleste lager i fiskeindustrien er varmerbelastningen først og fremst fra fordampervifter og lys. For standard fordampere i lager er vifteeffekten i størrelsesorden 3-8 % av ytelsen og om denne ikke er kjent er 5 % et rimelig anslag. De fleste lager har moderne lysrør og med akseptabelt lys vil en ofte ha et effektbehov på 5-10 W/m² gulvareal. De fleste lager har lysene på i brukstiden, ofte 10 timer i døgnet. For regneeksemplet gir 10 W/m² en belastning over døgnet på: 0,010 kW/m² x 1 000 m² x 10 = 100 kWh pr. døgn (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

6.5 Varmer fra laste-/losseutstyr, trucker, personer, mv.

I frysetuneller og annet innfrysingsutstyr har man ingen personer inne i tunnelen under drift og derfor ingen varmelast på grunn av dette.

I de fleste lager brukes truck for transport av fisken og en vanlig 1,5 tonns truck har et midlere effektforbruk på i størrelsesorden 3,5 kW som avgis i tiden inne på lageret. Dessuten vil trucken delvis varmes opp i varmer rom og kjøles og belastes lageret i kalde rom. Transporten varierer mye mellom anleggene, men for å sette tall er det anslått én truck i aktivitet hele arbeidsdagen inne på lageret. Som et grovt overslag anslås at truck (inkl. fører) belaster lagrene med 5 kW pr time. Med en arbeidsdag på 10 h blir det 50 kWh/døgn (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

6.6 Avriming

På grunn av at kjøleflatene har lavere temperatur enn luften i frysetuneller og lager vil vann kondensere som rim på flatene og redusere varmetransporten og luftstrømmen. Rimmengden varierer mye, spesielt avhengig av luftinnstrømning gjennom dører og fuktige varer. Dette rimet må fjernes ved oppvarming av flatene. De fleste større industrielle anlegg har avriming med varmgass fra kuldeanlegget, men det eksisterer lite målinger av tilført varme. Erfaringsmessig kreves ca. 3 ganger fordamperytelsen med varmgass for effektiv varmgassavriming av fordampere i lager. Som anslag settes varmemengden $3 \times Q_{\text{fordamper}}$ i 2 avriminger á ½ time pr. dag (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

Fordamperne i frysetuneller må avrimes hvis de går under flere innfrysningsperioder, men blir avrimet naturlig hvis frysetunellene ikke er i bruk mellom innfrysingen.

7 Kjøling og frysing av pelagiske produkter

Kjøling og frysing er de metodene som best bevarer produktenes opprinnelsestilstand. Andre metoder for å bevare matvarer er tørking og konservering. Til pelagisk fisk brukes RSW-kjøling på fiskefartøy (se avsnitt 7.1). Det er sjeldent at kjølt pelagisk fisk selges direkte til konsumentene, det er vanligst brukt mellom fangst og produksjon. Det meste av pelagisk fisk fryses, enten i tuneller (avsnitt 7.2 og kapittel 8), i platefrysere (avsnitt 7.3) eller de singelfryses (avsnitt 7.4). Etter innfrysing lagres produktene (avsnitt 7.5) før de går videre til produksjon eller konsum.

7.1 Kjøling

RSW står for Refrigerated Sea Water og med slike anlegg kjøler man fangsten med nedkjølt sjøvann ombord på fiskefartøy. På samme måte som med innfrysing er RSW-kjøling ikke en stasjonær prosess. Vanligvis blir sjøvannet i tankene kjølt til ca. $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ før fisken tas om bord. Fangsten består vanligvis av sild, makrell, lodde eller kolmule. Fisken gir en temperaturøkning av vannet i tankene og dette blir igjen kjølt ned til $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ av kuldeanlegget.

Flere fartøy har såkalte kombianlegg, der man har mulighet å bruke kuldeanlegget til både frysing og til RSW. På et fartøy har man begrenset med plass og derfor ofte ikke mulighet til å ha to separate systemer. Et kombianlegg er fleksibelt, og muliggjør levering av både kjølte og fryste produkter. Tilgang på råvarer og produktpriser avgjør hva man produserer til en hver tid. Ulempen med kombianlegg er at det store spennet i driftsbetingelser kan resultere i lavere virkningsgrad på kompressoren når den kjøres langt vekk fra designpunkt. Dette medfører et høyere energiforbruk enn i dedikerte anlegg til kjøling eller fryse.

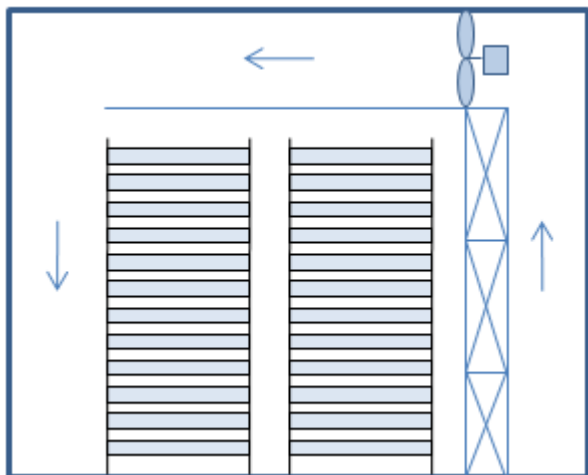
CO_2 er veldig interessant som arbeidsmedium i fryseanlegg, siden det gir kompakte anlegg og mulighet for rask innfrysing ved lave temperaturer (til $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ til $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$). For ammoniakk blir trykket under omgivelsestrykket når temperaturen blir lavere enn $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$, hvilket kan medføre at luft og fukt trekkes inn i systemet hvis ventiler og annet utstyr er utett.

CO_2 sammen med ammoniakk i kaskadeanlegg har blitt benyttet på større båter, for eksempel på MS Kvannøy. Men høyere kostnader og større plassbehov for slike kaskadeanlegg gjør at kombianlegg (kjøling og frysing) med kun CO_2 blir et interessant alternativ, ikke minst på båter med begrenset tilgjengelig plass (Ladam 2012; Widell and Ladam 2013b).

7.2 Frysing i tuneller

Frysing i tuneller er en vanlig metode i norsk pelagisk industri. Fisken legges i esker (f.eks. 20 kg), som legges på reoler inne i tunellen, som vist i Figur 7.1. Ofte har man flere enn to reoler etter hverandre og flere rader med reoler. Høye tuneller har også to reoler oppå hverandre. Luften blåses vanligvis over en himling før den går over produktene, gjennom fordamperne og tilbake til viftene. Det er også mulig å la viftene blåse i den andre retningen, slik at luften treffer fordamperne før den går over produktene. I kapittel 8 beskrives hvordan frysetuneller kan utformes og driftes.

Det finnes også kontinuerlige frysetuneller, som er mer automatiske og ofte gir mer uniformt frosne produkter, men som til gjengjeld er mindre fleksible. Det er fremfor alt ved store og jevnt innkommende mengder med produkt som det lønner seg med kontinuerlige tuneller (Gjøvåg 2004).



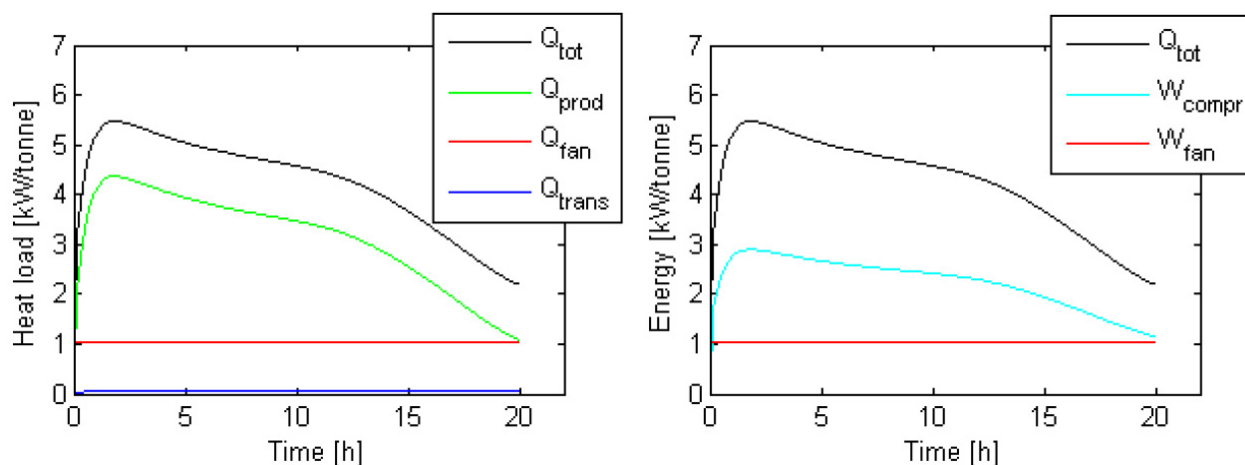
Figur 7.1 Skisse av frysetunell

Valentas, Rotstein et al. (1997) angir noen typiske tall for varmelastfordelingen for frysetuneller og annet fryseutstyr, se Tabell 7.1. Hvis dette brukes på eksemplet fra kapittel 6.1, med en varmelast fra produkter på 443 kW, og en fordeling mellom produkt, vifter og annet på henholdsvis 65 %, 30 % og 5 %, får man et minimum kuldebehov på 682 kW for en tunell med 100 tonn makrell. Samme tall kan antas for en tunell med sild eller sildefileter, siden de termofysiske egenskapene er nokså like.

Tabell 7.1 Fordeling av varmelast for tre typer av fryseutstyr (Valentas, Rotstein et al. 1997)

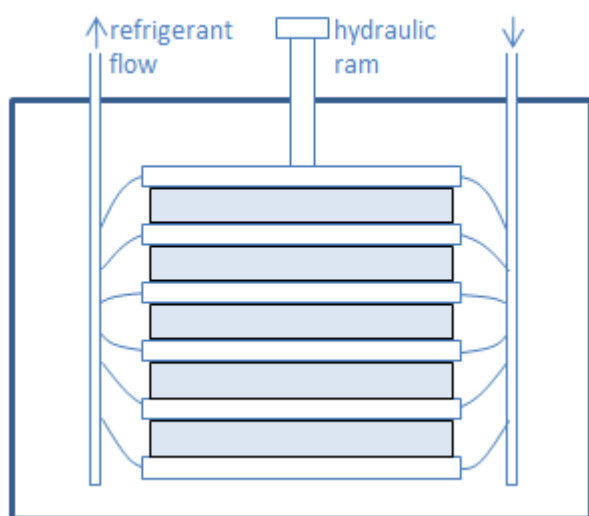
	produkt	vifter/pumper	nedkjøling start	avriming	annet
frysetunell, batch	50-80 %	10-40 %	<10 %	<5 %	<5 %
kontinuerlig tunell	50-80 %	10-40 %	0 %	10-20 %	5-10 %
platefryser	85-95 %	5-10 %	<5 %	<5 %	<10 %

I Figur 7.2 vises simulert varmelast og energiforbruk for en tunell med makrell. Her ser man hvordan varmelasten fra produktene er størst rundt 2 h inn i fryseperioden og hvordan den deretter synker. Årsaken til at den ikke er høyest i starten er at varmelasten fra produktene er avhengig av lufttemperaturen, og den er høy i starten og synker deretter gradvis. Varmelasten fra vifter (fan) og lekkasje (trans) er konstant under hele frysingen. Helt på slutten er varmelasten fra viftene halvparten av totale varmelasten. En del bedrifter slår av noen av viftene etter en viss tid, hvilket gir et lavere energibruk siden viftene da drar mindre strøm og i tillegg avgir mindre varme (som må fjernes med kuldeanlegget). Mer om drift av vifter i kapittel 8.6.



Figur 7.2 Simulert varmelast (Q) og energiforbruk (W) for en frysetunell, for en fryseperiode (Widell, Eikevik et al. 2012).

7.3 Platefrysere

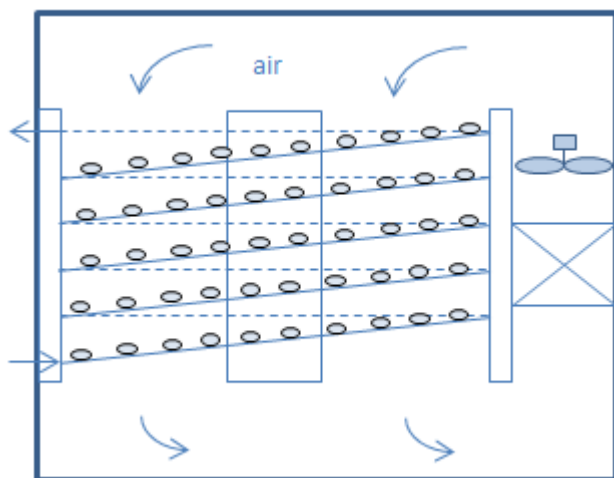


Figur 7.3 Skisse av platefrysere, blå bokser er produkt, hvite bokser er metallplater med kuldemedium på innsiden.

Ved bruk av platefrysere vil produktene klemmes mellom to kalde plater og man senker temperaturen ved varmeledning mellom produktet og platene, se Figur 7.3. Det gir en raskere og mer energieffektiv innfrysing, men produktene vil kunne få noen klemskader. For sildefileter, som ligger i saltlake, bør det ikke være noe problem, siden saltlaken vil ta opp trykket. For rundfisk vil man kunne se at de er frosset i platefryser. Det er hovedgrunnen til at de norske aktørene ikke har ønsket å benytte denne metoden.

Imidlertid brukes dette av Islandske og Færøyske aktører. Disse har fått sine produkter levert fra det Islandske firmaet Skaginn. På deres hjemmesider finnes det informasjon om virkemåten (Skaginn).

7.4 Singelfrysing



Figur 7.4 Skisse av spiralfryser

Singelfrysing av fisk er en metode som fryser hver fisk for seg, se Figur 7.4. Fordelen er at fisken fryses raskt, men metoden vil kreve et stort areal med de mengder fisk som går igjennom pelagisk anlegg. Sæby i Danmark er en bedrift som singelfryser makrell (ref video på saeby.com). Fiskene fryses ved $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

7.5 Lager

Tabell 7.2 Overslag av totalt kuldebehov i et fryselager på $10\,000\text{ m}^3$ og inn/utkjøring av 300 tonn varer per døgn (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

	kWh per døgn	kW	
produkt	960	40.0	30 %
lekkasje	792	33.0	25 %
dørtap	763	31.8	24 %
vifter	150	6.3	5 %
lys	100	4.2	3 %
personer	50	2.1	2 %
avriming	370	15.4	12 %
totalt	3185	132.7	100 %

Eksemplene fra kapittel 6 er samlet i Tabell 7.2. Tallene gjelder for et fryseler på 10 000 m³, med -30 °C og inn/utkjøring av 300 tonn varer per døgn. Belastningen fra produkt, varmelekkasje og dørtap er omtrent i samme størrelsesordning (24-30 %). Deretter kommer avriming med 12 % og minst bidrag er det fra vifter, lys og personer/trucker (2-5 %).

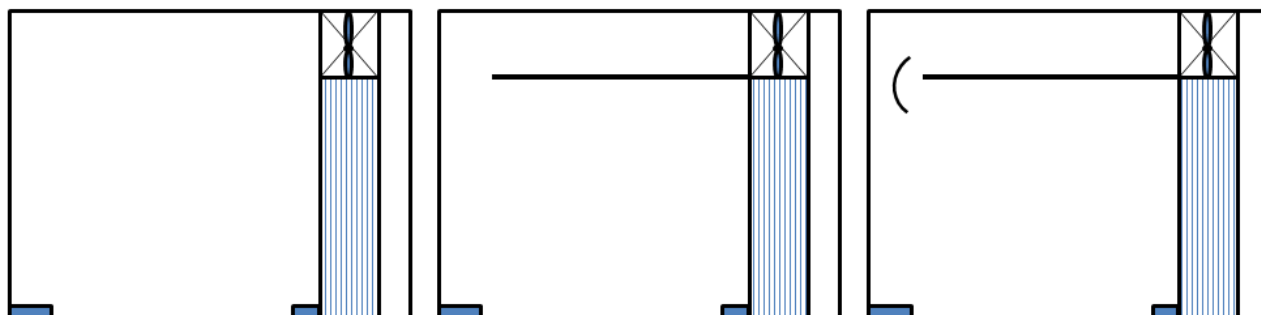
Med en effektfaktor ($\epsilon = Q_0/W_{\text{komp}}$) i kuldeanlegget på 1,8 gir det et effektbehov på $W_{\text{komp}} = Q_0/\epsilon = 74 \text{ kW}$ ved full belastning. I tillegg krever lys, vifter, trucker etc. ca. 11 kW og totalt effektbehov blir dermed ca. 85 kW med full drift. Ved stillstand i driften vil man når varene er nedkjølt bare ha kuldebehov fra varmelekkasje, vifter og avriming, noe som utgjør ca. 55 kW for dette lageret. Man må være oppmerksom på at dette er last fordelt over døgnet og anslåtte temperaturer. Ved kuldebehovsberegning må en ta hensyn til høyere temperaturer, større belastning og kortere driftstid for kulesystemet. Vanligvis overslagsberegner man lekkasjevarmen og benytter en q_{last} som er til dels betydelig høyere enn her anslått.

8 Utforming og drift av frysetuneller

8.1 Utforming av tunell

Det er flere ulike tunellutforminger som brukes innen pelagiskindustrien og variasjonene er innen alt fra høyde, bredde og lengde, til plassering av vifter og fordamper. Det varierer også i hvor stor grad utformingen er tilrettelagt for effektiv luftgjennomstrømning, da noen har installert himling og ledeskovler, mens andre ikke har dette innebygd. Eksempler på tunellutforminger som finnes ved dagens anlegg vises i Figur 8.1.

I tillegg til ulike utforminger kan man ha forskjellig retning på luften. Hvis luften går fra viftene, til produktene, til fordamperne og tilbake til viftene, vil temperaturen være noe høyere når den treffer produktene enn dersom den strømmer motsatt vei. Grunnen til dette er at viftevarmen i dette tilfellet tilføres før luften har passert varene. Målinger som ble gjennomført på to ellers like tunneller viste at lufttemperaturen inn på varene var omtrent 3 °C høyere for tunellen hvor luften passerte viften før produktene. En annen konsekvens av å la luften gå gjennom fordamperne før den treffer produktene er at fordamperne gjør luftfordelingen noe jevnere, noe som er vist i simuleringer i forbindelse med dette prosjektet (Widell, Alonso et al. 2014).



Figur 8.1 Ulike tunellutforminger med og uten himling og ledeskovler.

Lufthastigheten over produktene har stor innvirkning på hvor raskt varmen blir transporter fra produktene til luften, og følgelig hvor lang frysetiden til produktene blir. Dersom lufthastigheten over produktene er ulik på forskjellige steder i tunnelen, vil frysetidene til produktene variere. Det kan føre til at noen produkter ikke har nådd ønskelig sluttemperatur når de flyttes til fryselagret, og de må dermed etterfrys på lageret. Frysing i et lager er mye langsommere enn i en tunnel, noe som kan gå ut over kvaliteten til produktet. En annen konsekvens av ujevn frysetid er at en del av produktene er for lenge inne i tunnelen, noe som gir høyere energibruk enn nødvendig. Det vil derfor være gunstig med en jevn luftstrømningsprofil gjennom tunnelen, slik at produktene fryses med samme hastighet.

8.2 Ledeskovler

En fornuftig plassering av ledeskovler i enden av himlingen bidrar til å gjøre luftfordelingen over produktene jevnere. Widell og Frydenlund (2009) simulerte lufthastigheter i en tunell ved hjelp av simuleringsprogrammet ANSYS AirPak. Resultatene viste at uten ledeskovler vil middelhastigheten over produktene variere mellom 0,97 m/s og 6,29 m/s, mens det med ledeskovler kun vil variere mellom 2,57 m/s og 5,36 m/s. Beregninger ved hjelp av en modifisert Planks likning viste at innfrysningstiden uten ledeskovler ville variere mellom 16 timer og 32 timer, en variasjon på hele 16 timer. Med ledeskovler varierte imidlertid innfrysningstiden bare mellom 17 timer og 21 timer, en variasjon på kun 4 timer.

En annen simulering ble gjennomført av Alonso, Andresen et al. (2011) for å forbedre en eksisterende tunell. Her ble også simuleringsprogrammet ANSYS Airpak brukt for å simulere lufthastigheter. Ved hjelp av simuleringen ble det kartlagt hvilke områder som ga problemer og ulike løsninger for å forbedre utformingen ble utprøvd. Resultatet viste at vifteeffekten og luftstrømmen er sterkt påvirket av utformingen til tunellen. Det ble funnet at ved en ny takutforming og bruk av ledeskovler reduseres trykkfallet med 13 %. Den laveste lufthastigheten over produktene økte fra 2,3 til 2,8 m/s. Basert på dette ble det også beregnet at energiforbruket kan reduseres med omtrent 12 %.

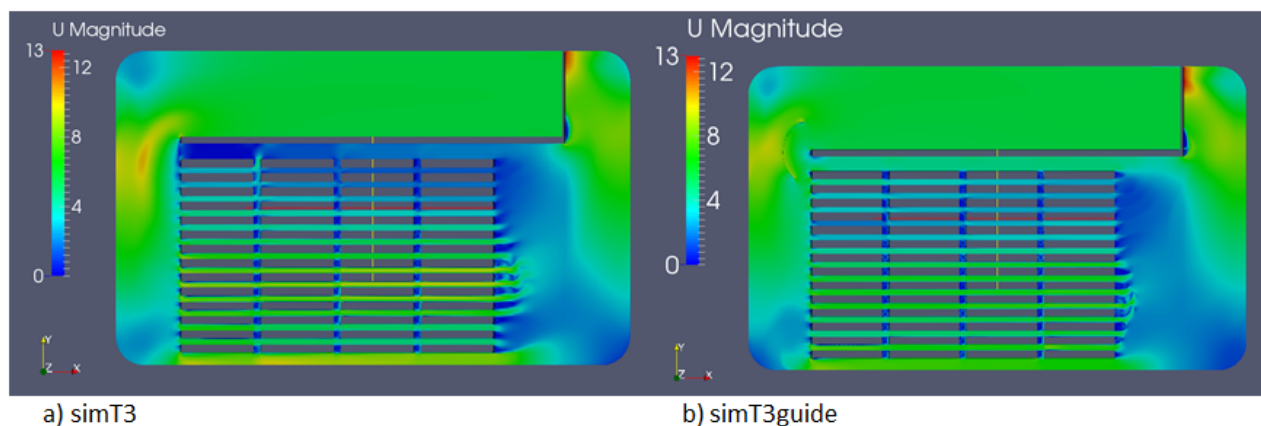
I Figur 8.2 vises simulerte lufthastigheter for en typisk frysetunell (Widell, Alonso et al. 2014). I figur b) *simT3guide* er det installert en ledeskovl i høyde med himlingen. Ledeskovlen gjør luftfordelingen i tunellen mer jevn. I figur a) (*simT3*) er det et mørkeblått område øverst i produktreolene hvor lufthastigheten er veldig lav. Med en ledeskovl blir hastighetene i denne delen betydelig høyere. Lavest lufthastighet (middelhastighet over en produkthylle) i *simT3* var 0,1 m/s, mens den i *simT3guide* var 1,9 m/s.

Frysetiden ble beregnet med en modifisert Planks ligning (Pham 1986). Produktegenskaper ble beregnet med modeller og parametere fra ASHRAE Refrigeration (2006) og det konvektive varmeovergangstallet ble beregnet med følgende ligning:

$$h_c = 7.3 \cdot u_a^{0.8}$$

Dette varmeovergangstall gjelder for objekter med jevne overflater (Valentas, Rotstein et al. 1997). Hastigheten som brukes i ligningen er en (integrert) middelhastighet for volumet ovenfor en produkthylle. For frysetidsberegningene ble et snitt av hastigheten over og under hver produkthylle brukt. Dette er en forenkling av virkeligheten, siden varmeovergangen er forskjellig fra bunn og topp, men det gir likevel et godt nok resultat for å kunne sammenligne forskjellige konstruksjoner.

Korteste og lengste frysetid for *simT3* (uten ledeskovl) var henholdsvis 16,8 og 33,7 h, hvilket gir en forskjell på 16,9 h. For tunellen med ledeskovl (*simT3guide*) var korteste og lengste frysetid henholdsvis 17,8 h og 25,6 h, en forskjell på bare 7,8 h, noe som er mye bedre. Det er mange antakelser bak disse frysetidene, og det er sannsynlig at de er litt lengre enn den virkelige frysetiden. Likevel er de brukbare for sammenligning av forskjellige tunellkonfigurasjoner.

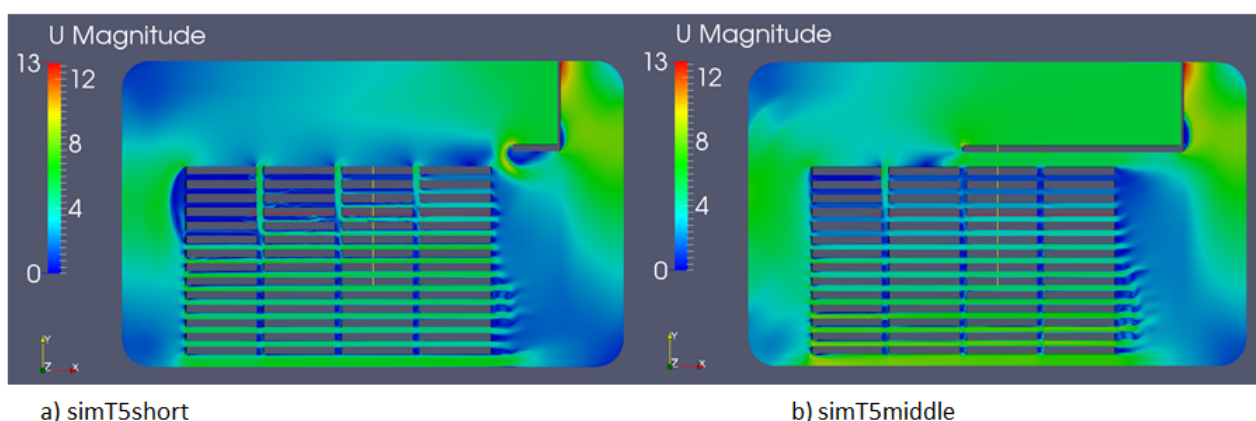


Figur 8.2 Lufthastigheter simulert med forskjellig tunellutforming, her med og uten ledeskovl (guide blade) (Widell, Alonso et al. 2014).

8.3 Himling

En himling over produktene (se Figur 8.1) vil sørge for å styre luften fra viftene til motsatt side av tunnelen, før den går gjennom produktreolene og fordampere og tilbake til viftene igjen. Dersom luftretningen er motsatt vei, vil himlingen hindre at luften kortsluttes og går direkte tilbake til viftene uten å passere produktene.

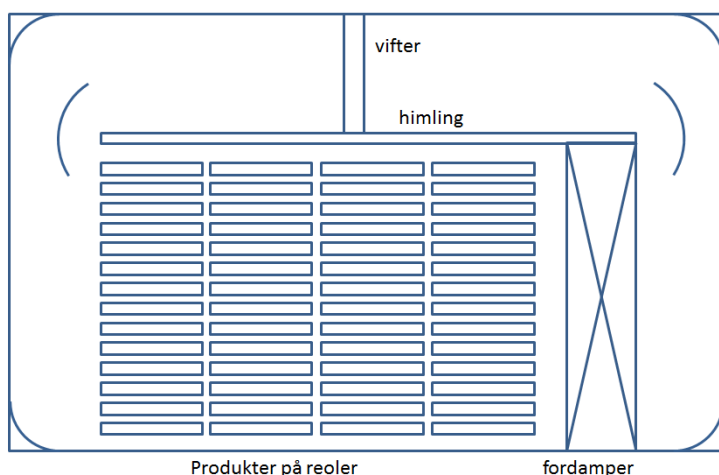
Det har blitt diskutert om lengden på himlingen bør være kortere enn hva den normalt er. I noen anlegg har man dessuten helt fjernet himlingen, fordi man mener luftfordelingen blir like god og lasting og lossing blir lettere. Imidlertid har det blitt vist i simuleringer (Widell, Alonso et al. 2014) at dette gir plasser i tunnelen med svært lav lufthastighet, og dette bør derfor unngås, se Figur 8.3. I begge tilfellene er det altfor mange av produktene som har nesten stillestående (mørkeblått) luft over og/eller under. Lengden på himlingen kan optimaliseres med hensyn på lufthastigheten, men dette er tidkrevende og andre tiltak, som ledeskovler, har betydelig større effekt på luftfordelingen.



Figur 8.3 Simulerte lufthastigheter for forskjellig lengde på himling (Widell, Alonso et al. 2014).

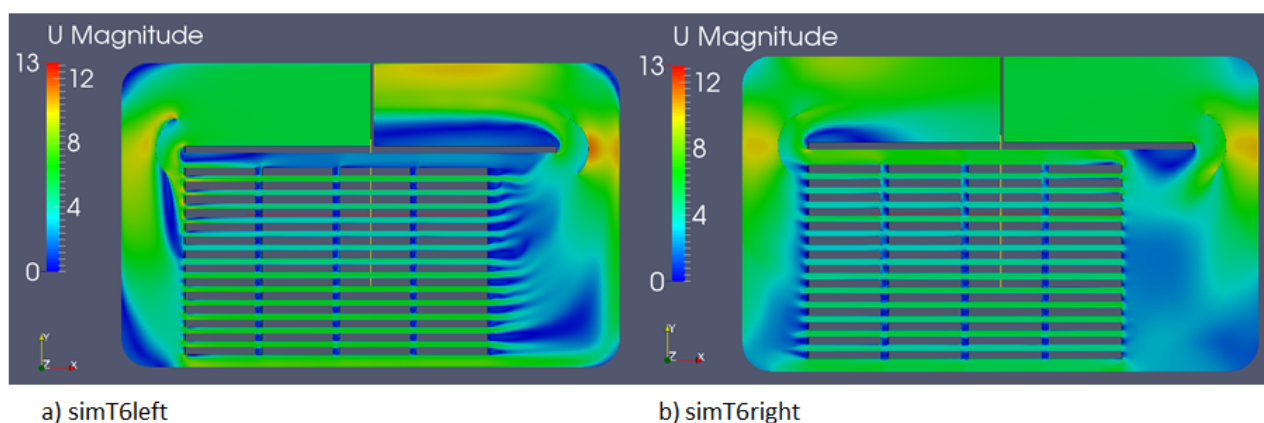
8.4 Midtstilt vifte og to ledeskovler

I forbindelse med dette prosjektet (Widell, Alonso et al. 2014) ble en tunell med vifter plassert midt oppå himlingen og med to ledeskovler simulert. Ledeskovlene ble plassert på samme høyde men på hver side av tunnelen, se Figur 8.4.



Figur 8.4 Forslag til utforming av tunell, med midtstilt vifte og to ledeskovler.

Resultatene fra simuleringene av luftfartigheter vises i Figur 8.5. I *simT6left* blåses luften over himlingen, over produktene og gjennom fordamperne. I *simT6right* er luftretningen omvendt. Her ser vi også en jevnere luftfordeling enn i *simT3*, Figur 8.2a). Laveste og høyeste hastighet for *simT6left* var 1,6 m/s og 7,0 m/s; for *simT6right* var de 3,1 m/s og 7,3 m/s. Fordamperen virker som et filter som jevner ut hastighetene, noe man ser tydelig i *simT6right*. Det burde gjøres mer simuleringer for å evaluere hvor mye plassering av viften og antall ledeskovler betyr for luftfordelingen. Temperaturen på fordamperen og variasjon i fordampertemperatur påvirker også frysetiden, men det er det ikke tatt hensyn til her.

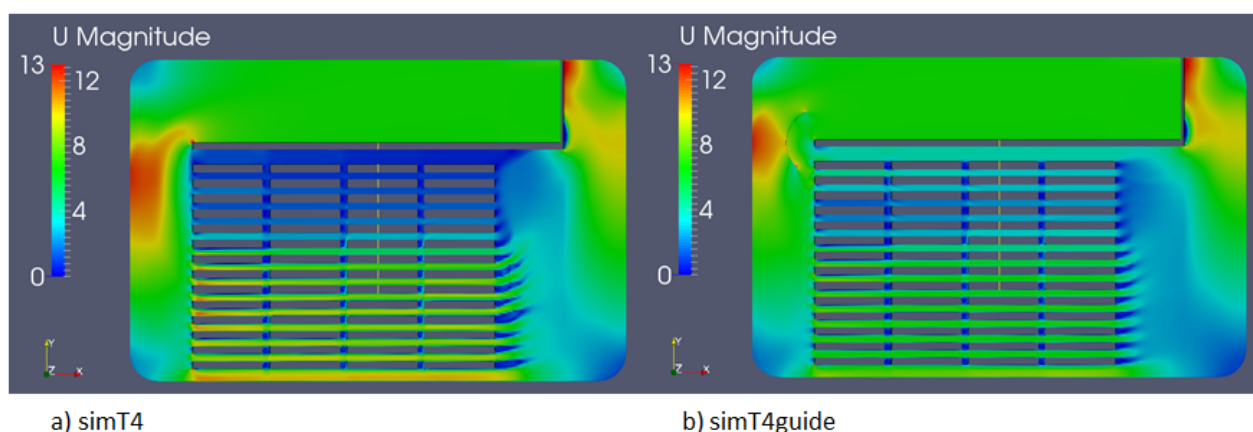


Figur 8.5 Lik tunellutforming, men forskjellig luftretning. I *simT6left* går luften til venstre over himlingen, mens den går til høyre over himlingen i *simT6right*.

8.5 Høyden på tunell og reoler

Høyden på og antall hyller i reolene vil ha betydelse for totale tunellhøyden. To forskjellige tunellhøyder har blitt simulert og sammenlignet (Widell, Alonso et al. 2014) og resultatene for den litt høyere tunnelen (med og uten ledeskovl) vises i Figur 8.6. Uten ledeskovl (*simT4*) får man et stort område med nesten stillestående luft øverst i produktreolene. Dette blir litt bedre med en ledeskovl (*simT4guide*), men den blir ikke bedre enn tunnelen i Figur 8.2b (*simT3guide*). Avstanden mellom hyllene er i dette tilfelle 0,22 m; for den lavere tunnelen er den 0,2 m. Antall hyller er likt.

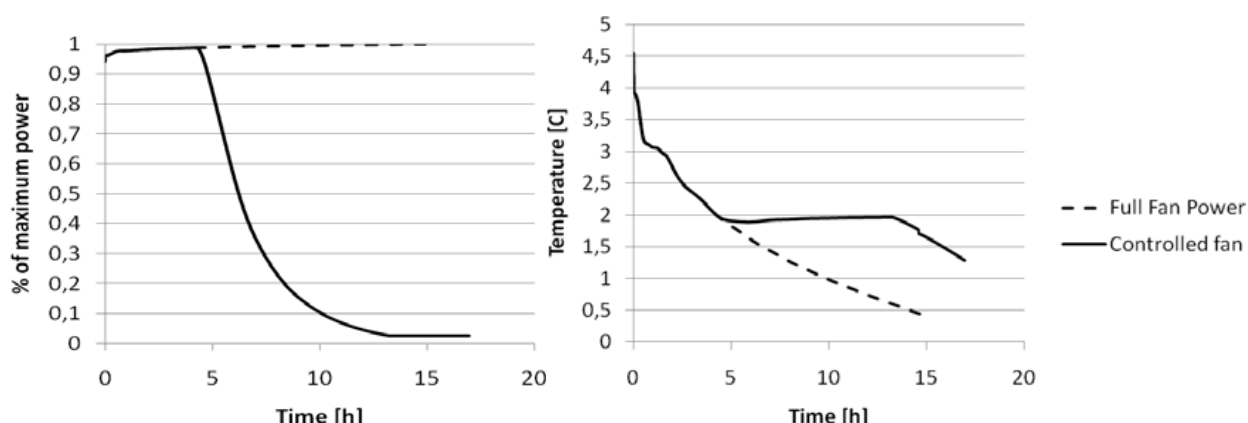
For å få samme gjennomsnittshastighet over produktene som for den lave tunnelen er hastigheten på luften ut fra viftene satt til 6,6 m/s isteden for 5,6 m/s, noe som gir et høyere energibruk. I tillegg får man flere produkter med lang innfrysningstid med denne typen reoler, så derfor anbefales de lavere reolene.



Figur 8.6 Simulering av lufthastigheter i en høyere tunnel enn den som vises i Figur 8.2.

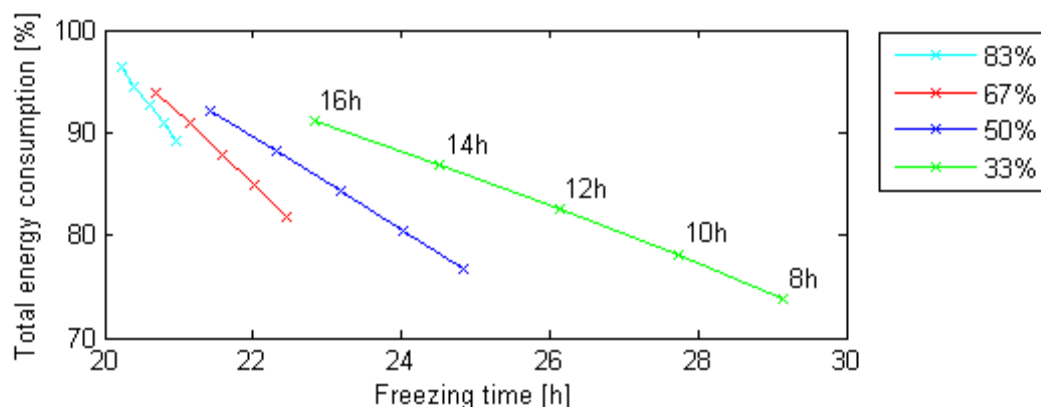
8.6 Drift

Som nevnt tidligere bruker viftene energi både direkte og indirekte (på grunn av tilført varme til kuldeanlegget). Mot slutten av fryseperioden kan viftevarmen være like stor som varmen fra produktene, se også avsnitt 7.2. Dersom viftehastigheten reduseres mot slutten av innfrysingsperioden vil frysetiden til produktene gå litt opp, men energiforbruket vil reduseres betydelig. Ved hjelp av simuleringer i Modelica viste Walnum, Andresen et al. (2011) at energiforbruket kunne reduseres med 33 % ved å tillate en 14 % lengre innfrysningstid. I programmet kunne viftene frekvensreguleres ned til 25 % av maks hastighet. Viftene ble regulert slik at lufttemperaturen skulle øke med 2 °C over produktene. I starten var det mye varme som skulle avgis og da gikk viftene for fullt. Etter ca. 5 h begynte viftene å regulere ned. Resultatene ble sammenlignet med en simulering hvor viftene gikk med jevn hastighet under hele innfrysingen, se Figur 8.7.



Figur 8.7 Vifteeffekt og temperaturdifferanse gjennom tunnelen.

Widell, Eikevik et al. (2012) simulerte effekten av redusert viftehastighet ved hjelp av Matlab og viste hvordan frysetiden og energiforbruket varierte når viftehastigheten ble redusert. Beregningene baserte seg på et ammoniakkanlegg og viste at energiforbruket kunne reduseres med nesten 20 % ved å tillate en frysetid på 24 timer i motsetning til 20 timer. Her valgte man å teste trinnregulering og noen forskjellige alternativ. De forskjellige trinnene var 33 %, 50 %, 67 % og 83 % av full viftehastighet. Nedregulering ble testet etter 8, 10, 12, 14 og 16 h. Resultatene vises i Figur 8.8



Figur 8.8 Total energibruk og frysetid for forskjellige alternativene av nedregulering av vifter.

9 Kjøle- og frysetidsberegninger

Det finnes mange forskjellige metoder for modellering av kjøle- og fryseprosesser. De kan deles inn i analytiske og numeriske metoder. Et eksempel på en analytisk metode er Planks ligning, hvor frysetiden (τ) er gitt av:

$$\tau = \frac{\rho \cdot \Delta h_{frys}}{\Delta T} \left[\frac{L}{\alpha} + \frac{L^2}{2 \cdot \lambda} \right]$$

hvor:

τ – tid i sekunder

ρ – tetthet [kg/m^3]

h_{frys} – frysevarmen [kJ/kg]

ΔT – temperaturforskjellen fryser – frysetemperatur for varen

L – tykkelse [m]

α – varmeovergangstall overflate – frysemedium [$\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$]

λ – varmeledningsevne for frosset vare [$\text{W/m } ^\circ\text{C}$]

Det viktigste med ligningen er at en ser effekten av viktige parametere som kan påvirkes:

1. Frysetid avtar lineært med ΔT
2. For en gitt tykkelse avtar innflytelse av varmetransporten lineært med økningen av α . Er α svært høy er frysetiden nært avhengig av L^2 , dvs. dobling av tykkelse gir $2^2 = 4$ dobling av frysetid.
3. Effekten av intern varmeledning avhenger av L^2 , dvs. liten tykkelse gir L^2 en svært liten verdi og frysetiden er først og fremst avhengig av varmeoverføringen.
4. Emballering reduserer ofte varmeoverføringen fra overflaten dramatisk, spesielt når det oppstår luftlag mellom produkt og emballasje. Varmeovergangstallet kan beregnes fra denne ligningen:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_{emballasje}} + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_{emballasje} + \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)_{luft}$$

hvor:

α – totalt varmeovergangstall [$\text{W/ m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$]

$\alpha_{emballasje}$ – varmeovergangstall overflate emballasje – frysemedium [$\text{W/ m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$]

δ – tykkelse for emballasje respektive luftspalte mellom produkt og emballasje [m]

λ – varmeledningsevne for emballasje respektive luftspalte mellom produkt og emballasje [$\text{W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$]

Planks ligning gir kun tiden fra produktet begynner å fryse til at all latent varme er fjernet, den inkluderer ikke følbare varme. For å få hele frysetiden, frem til at senter av produktet har f.eks. $-18 \text{ } ^\circ\text{C}$, kan en modifisert versjon av Planks ligning brukes:

$$\tau = \frac{1}{E} \left[\frac{\Delta H_1}{\Delta T_1} + \frac{\Delta H_2}{\Delta T_2} \right] \left[\frac{L}{\alpha} + \frac{L^2}{2 \cdot \lambda} \right]$$

hvor:

E – formfaktor; bestemmer hvor mye hver av de tre dimensjonene bidrar i varmeledningen

ΔH_1 – entalpi for produktet over frysepunktet

ΔH_2 – entalpi for produktet fra start av frysing, inklusive latent varme

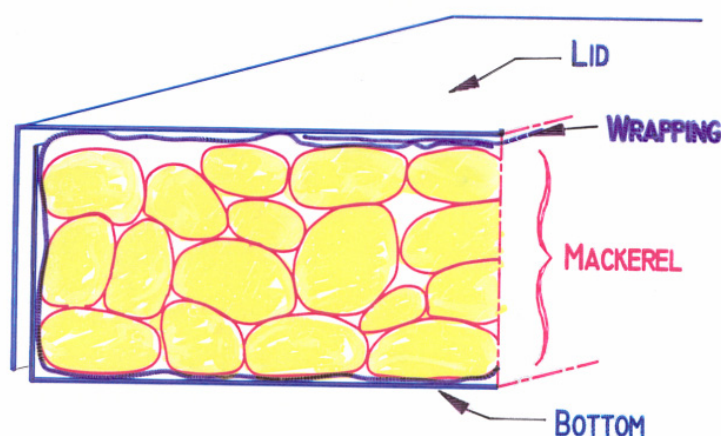
For mer detaljer henvises til Valentas, Rotstein et al. (1997)

Q. Tuan Pham har satt opp et MS Excel-dokument hvor kjøle-, fryse- og tinetider kan beregnes for forskjellige geometrier (Pham 2002). Dette kan brukes for og raskt få en oppfatning av tider ved forskjellige betingelser.

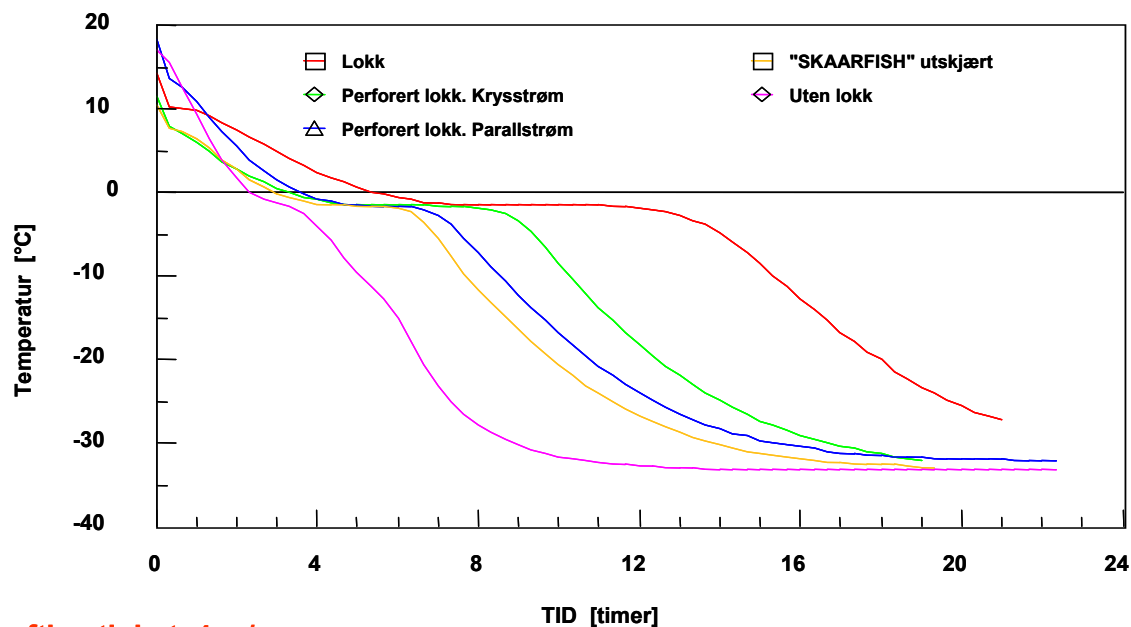
Ulemper med disse metodene er at man ikke får noen informasjon om temperaturforløpet eller hvordan prosessen ellers foregår. Det går heller ikke an å se hvordan f. eks. tiltak under frysingen påvirker sluttresultatet. For dette trengs numeriske metoder. De er mer nøyaktige og mer fleksible, men krever også mer informasjon og beregningstiden blir mye lengre (Widell 2012).

I tillegg til de teoretiske metodene kan man gjøre målinger. For å finne frysetiden kan man legge inn temperaturloggere inne i produktene. Fordelen med dette er at man kan få resultater som er lik (eller veldig nær) virkelig frysetid, uten å gjøre mange antakelser. Ulempen er at det kun er produktet man har instrumentet i som man får data for, ikke for de andre. Plasseringen av loggeren har også betydelse for resultatet og må derfor gjøres nøyaktig.

Et eksempel på luftfrysing er vist i Figur 9.1 og Figur 9.2. Det er benyttet en standard pappemballasje med lokk (Figur 9.1) og vist effekt av forskjellige slisser/utskjæringer og fjerning av lokket (Figur 9.2). Eskene var utstyrt med mange termistormålere som viste at fiskene i øvre halvdel av eskene fryser sist. Ut fra en rekke målinger og bruk av dataprogrammer for simulering av forholdene kan en også beregne varmestrommen avhengig av frysetiden. Beregningene av varmestrom fra bunn- og lokkside viser stor reduksjon i varmestrommen etter som frysefronten beveger seg innover fra overflaten. Resultatene viser også en stor effekt av manglende kontakt mellom lokk og fisk samt luftens isolerende effekt. (Magnussen and Nordtvedt 2006a)



Figur 9.1. Typisk emballering for pelagisk fisk i 20 kg kartonger m/plastinnlegg. Snitt gjennom eske som viser kontaktflater og luftspalter.



Lufthastighet 4 m/s

Figur 9.2. Målte frysetider under kontrollerte fryseforhold og forskjellige lokkarrangement (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

9.1 Endring av frysetiden

Det er flere faktorer som påvirker frysetiden, som beskrevet over. Derfor kommer her et sammendrag over hvilke tiltak som kan redusere frysetiden.

Tiltak	Effekt på frysetiden
øke lufthastighet over produkt	kortere
senke fordampertemperatur	kortere
ta bort lokk på eskene	kortere*)
hull i emballasje	kortere*)
vacuumforpakning	kortere*)

*) sammenlignet med standard pappeske med lokk

10 Kuldemedier

Det finnes mange kuldemedier, både syntetiske og naturlige, men det er noen som er bedre egnet for store industrielle anlegg. I dette kapitlet blir det sett nærmere på de syntetiske kuldemediene R22 (som skal utfases) og R404a og de naturlige kuldemediene ammoniakk ($\text{NH}_3/\text{R717}$) og karbondioksid ($\text{CO}_2/\text{R744}$). Til slutt er også et kapittel om hydrokarboner, som ikke er så vanlig i kuldeanlegg i pelagisk industri, men finnes i annen industri.

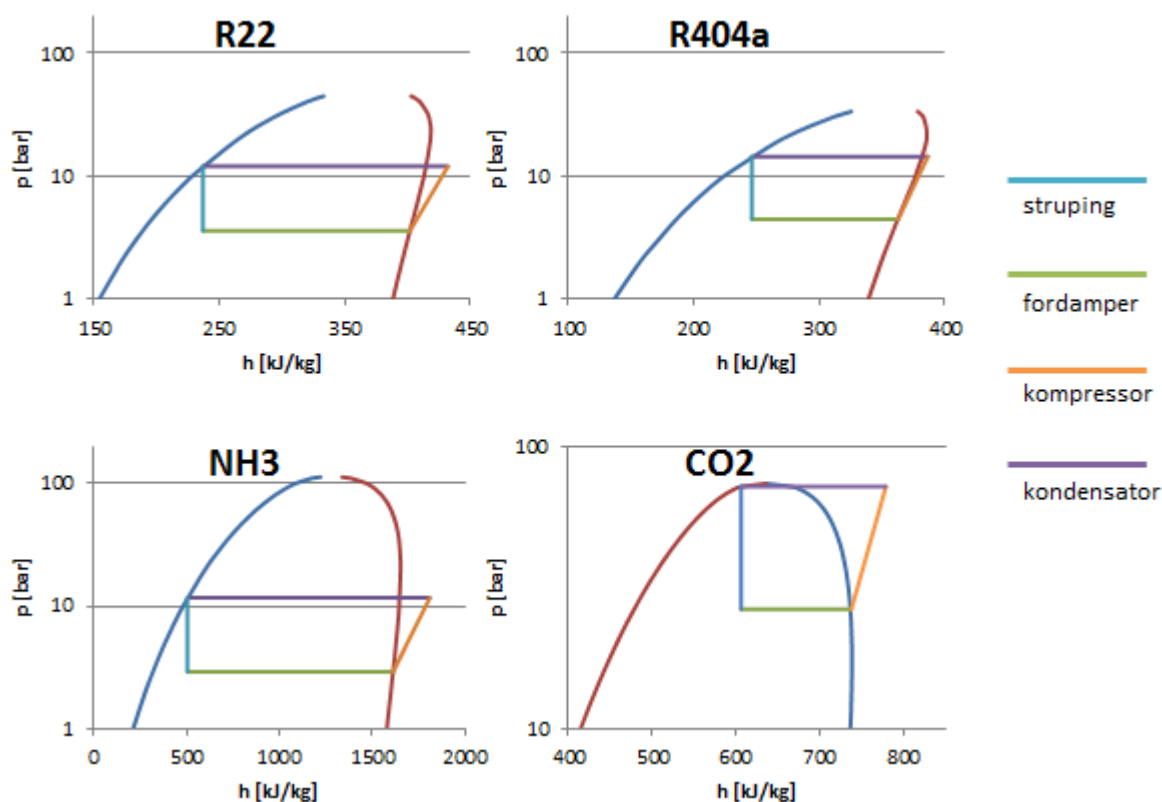
På oppdrag av Kuldebransjens Samarbeidsutvalg, gjorde Tokle, T., S. Grandum, et al. (1993), en oversikt over kuldemediebruken i Norge for ulike bransjer. I fiskeindustrien var det da 2510 anlegg, hvorav 21 % brukte NH_3 , 52 % brukte KFK og 27 % brukte HKFK. Av den totale massen kuldemedium i denne industrien dominerte NH_3 med 96 % (1 550 tonn). Det var da 30 tonn KFK og 31 tonn HKFK. Denne rapporten ble laget for drøyt 20 år siden og mye har hendt siden da.

For mer informasjon, så har miljødirektoratet mange faktaark om kuldemedier:

<http://www.miljodirektoratet.no/no/Tjenester-og-verktoy/Veileder/EU-forordningen-om-fluorholdige-klimagasser/Naturlige-kuldemedier-pa-nye-omrader/>

10.1 Viktige egenskaper og verdier

Kuldemedier har mange egenskaper som er av betydning for driften av et kuldeanlegg. Det finnes ikke et perfekt kuldemedium, uten man må velge hva som må prioriteres avhengig av temperatur- og trykknivåer, anleggsstørrelse, anleggsplassering, driftsforhold etc. Her følger noen egenskaper som er viktig å kjenne til (Pearson 2008c). I Figur 10.1 vises trykk/entalpi-grafer med en teoretisk kuldeprosess inntegnet, for forskjellige medier. I Tabell 10.1 vises noen egenskaper og beregnede verdier for prosessene i grafene.



Figur 10.1. Trykk/entalpigrafer med en teoretisk kuldeprosess (-10/30 °C) inntegnet.

Molvekt

Lavere molekylvekt innebær oftast lavere massestrøm og lavere trykkfall, hvilket er å foretrekke. Et eksempel på kuldemedium med lav molekylvekt er ammoniakk, med 17 g/mol, mens R22 og R404A har henholdsvis 86 g/mol og 98 g/mol.

Kritisk temperatur

Kritisk temperatur har betydelse for kuldekapasiteten og dermed COP (Coefficient of performance) for et anlegg. Hvis kondenseringstemperaturen er nærme kritisk temperatur, blir kuldekapasiteten lavere. Et eksempel på det er grafen for CO₂ i Figur 10.1, hvis kondenseringstemperaturen senkes, flyttes strupingen mot venstre, hvilket gir en større kuldeytelse. CO₂ er det kuldemediet som har lavest kritisk temperatur, 31 °C, mens ammoniakk har relativt høy kritisk temperatur, 132 °C. For CO₂ har man forskjellige løsninger for å unngå at dette blir et problem, for eksempel gjennom å kjøre systemet transkritisk.

Normalkokepunkt

Normalkokepunktet er den temperaturen der kuldemediet fordampes ved atmosfærisk trykk. Kuldemediet bør velges sånn at det fordampes ved trykk over atmosfærisk trykk ved systemets laveste temperatur. For eksempel, hvis laveste temperatur i systemet er -40 °C, så er dette under normalkokepunktet til ammoniakk (-33 °C), men over normalkokepunktet til R404a (-44 °C) og CO₂ (-57 °C). Hvis temperaturen i systemet er lavere enn dette blir trykket under-atmosfærisk, noe

som kan gi lekkasjer inn i systemet (av luft, vann mm). Problem med dette kan løses med forskjellige filter.

Spesifikt volum ved sugetrykk

Det spesifikke volumet har betydning for størrelsen på kompressoren og rørdimensjonene. Derfor er det en fordel med lavt spesifikt volum ved sugetrykket, siden det gir mulighet for små komponenter. For en prosess med fordampningstemperatur på $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ blir spesifikt volum før kompressoren $0,05\text{ m}^3/\text{kg}$ for R404a, $0,42\text{ m}^3/\text{kg}$ for ammoniakk og $0,01\text{ m}^3/\text{kg}$ for CO_2 . Verdien for ammoniakk er høy, men det kompenseres med at fordampningsentalpien også er høy.

Fordampningsentalpi

Størrelsen på fordampningsentalpien avgjør hvor høy massestrøm som er nødvendig for en gitt kuldeytelse. Grafene i Figur 10.1 er for en teoretisk kuldeprosess mellom $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. For en kuldeytelse på 100 kW ved disse betingelsene trengs en massestrøm på $51,4\text{ kg/min}$ for R404a, mens kun $5,4\text{ kg/min}$ for ammoniakk.

Viskositet

Lav viskositet er ønskelig fordi det gir økt massestrøm og bedre varmeoverføring. Noen verdier for viskositet ved $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ og for $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ er vist i Tabell 10.1.

Tabell 10.1. Oversikt over noen egenskaper og beregnede verdier for utvalgte kuldemedier (Pearson 2008c; IPU & Department of Mechanical Engineering - Technical University of Denmark 2010).

Egenskap/verdi	R22	R404A	R717 (NH_3)	R744 (CO_2)
Molvekt [g/mol]	86	98	17	44
Kritisk temperatur [$^{\circ}\text{C}$]	96	72	132	31
Normalkokepunkt [$^{\circ}\text{C}$]	-40	-44	-33	-57 ^{a)}
Spesifikk volum ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) [m^3/kg]	0,065	0,05	0,42	0,01
Viskositet ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,25 e-3	0,20 e-3	0,21 e-3	0,11 e-3
Viskositet ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,33 e-3	0,29 e-3	0,29 e-3	0,19 e-3
Termisk konduktivitet væske ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) [W/mK]	0,11	0,088	0,56	0,12
Fordampningsentalpi ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) [kJ/kg]	213	176	1296	259
Kuldeytelse ($-10/30\text{ }^{\circ}\text{C}$) [kJ/kg]	165	117	1108	132
Massestrøm ytelse 100kW ($-10/30\text{ }^{\circ}\text{C}$) [kg/min]	36,4	51,4	5,4	45,6
COP ($-10/30\text{ }^{\circ}\text{C}$)	5,45	4,95	5,59	3,19 ^{b)}

a) Dette er også trippelpunktet; når de tre fasene væske, gass og fast er i likevekt.

b) Dette er veldig nært kritisk punkt for CO_2 .

Termisk konduktivitet for væsken

Høy termisk konduktivitet for væskefasen betyr høy varmeoverføring i fordamper, noe som er ønskelig. Ammoniakk har betydelig høyere termisk konduktivitet enn de andre vanlige kuldemediene.

Sikkerhet

Det finnes forskjellige måter å kvantifisere hvor farlig et kuldemedium er. En måte er å angi OEL, Occupational Exposure Limit, som forteller hvor stor dose man kan utsettes for av en gass i løpet av en 8 h arbeidsdag uten å bli dårlig. For ammoniakk er det 25ppm, for R404a 1000 ppm og for CO₂ 5000 ppm. I tillegg er miljøpåvirkning viktig, dette beskrives i neste avsnitt.

10.2 Miljøpåvirkning

KFK- og HKFK-medier har en ozonnedbrytende effekt, Ozone Depletion Potential, ODP. Verdien er satt til 1 for R11. Ozonlaget beskytter mot farlig UV-stråling, som kan forårsake kreft og øyeskader. Det ble derfor besluttet i Montreal-protokollen at de skulle utfases. Montrealprotokollen ble ferdigforhandlet i 1987 og trådte i kraft i 1989. Tabell 10.2. Noen utvalgte kuldemedier (Returgass) viser en oversikt over noen aktuelle kuldemedier for industrielle anlegg. R12 er allerede blitt forbudt og selges ikke mer og det blir forbudt å fylle R22 etter 31/12 -14.

Etter at man oppdaget den ozonnedbrytende effekten fant man også ut at de fleste syntetiske kuldemediene gir drivhuseffekt, Global Warming Potential, GWP. Referanseverdien er satt til 1 for CO₂, hvilket innebærer at man får 3260 ganger høyere drivhuseffekt ved utslipp av 1 kg R404A enn av 1 kg CO₂. I Kyotoprotokollen (1997) avtalte man å redusere utslipp av gasser med drivhuseffekt. Som en del av dette innførte Norske myndigheter ekstra avgifter på disse kuldemediene. I tillegg har man en refusjonsordning når HFK leveres til godkjent mottak for destruksjon (Gaasholdt 2013).

F-gassforordningen ble vedtatt i EU i 2006 og gjelder fra 2007. Formålet med den er å redusere utslippene av HFK, PFK og SF₆. En målsetning innen EU var å redusere den totale mengden drivhusgassutslipp med 8 % i forhold til 1990-nivå, i perioden 2008 - 2012. Flere land i Europa har klart dette, inkludert Norge. Videre har man satt opp nye mål, frem mot 2020, der man fokuserer på:

- 20 % reduksjon i EUs drivhusgassutslipp sammenlignet med verdiene i 1990
- 20 % av EUs totale energibruk skal komme fra fornybar energi
- 20 % økning av EUs energieffektivitet

(EEA 2013)

Tabell 10.2. Noen utvalgte kuldemedier (Returgass)

Gruppe	Nummer	Navn/innhold	GWP	ODP	
KFK	R12	Diklordiflourmetan	8500	1	forbudt, selges ikke mer
HKFK	R22	Klordinflourmetan	1700	0,055	får ikke fylles etter 31/12 -14
HFK	R404A	R125/R143a/R134a	3260	0	
HFK	R410A	R32/R125	1730	0	
Naturlige kuldemedier	R717	Ammoniakk, NH ₃	0	0	
Naturlige kuldemedier	R744	Karbondioksid, CO ₂	1	0	
Naturlige kuldemedier	R290	Propan	3,3	0	

10.3 Syntetiske kuldemedier

Syntetiske kuldemedier som R12 og andre KFK:er ble innført på 1930-tallet fordi de var mye sikrere enn daværende kuldemedier. De ble mye brukt i små anlegg på grunn av at de var relativt billige, lette å håndtere, ikke giftige, ikke brennbare og kjemisk stabile. På 1950-tallet ble HKFK:er mer vanlige, for eksempel R22. Med lavere kokepunkt og større volumetrisk kuldeeffekt enn R11 og R12 passet disse utmerket i større industrielle kuldeanlegg. Det var først på 1980-tallet at man fant ut av de miljøskadelige effektene (Pearson 2008a).

Noen består av kun en komponent, andre er blandinger, f.eks. R404A som består av 44 % R125, 52 % R143a og 4 % R134a.

10.4 Ammoniakk

Ammoniakk (NH₃, R717) har meget gode termofysiske egenskaper, og har vært benyttet som kuldemedium i større industrielle kuldesystemer i over hundre år.

10.4.1 Fordeler med ammoniakk

- NH₃ er et miljøvennlig medium – ODP=0 og GWP=0.
- NH₃ har svært høy fordampningsentalpi og derfor høyere kuldeeffekt per massestrømsenhet enn alle andre kuldemedier.
- NH₃ har høy utløpstemperatur etter kompressoren, hvilket er en fordel i luftkjølte kondensatorer.
- NH₃ er lettere enn luft og er derfor enkel å ventilere bort ved gasslekkasjer (se også under "Ulemper").

- NH_3 har generelt høyere termisk ledningsevne enn for eksempel R22 og R404a. Dette gjør at man kan bruke mindre fordampere eller, ved like store fordampere, ha høyere fordampningstemperatur og lavere kondensatortemperatur, noe som gir høyere ytelse (COP).
- Store, internasjonalt anerkjente bedrifter produserer komponenter og komplette anlegg for NH_3 , deriblant York Refrigeration (Johnson Controls – USA), Mycom (Japan) og Linde (Tyskland).

(Stene and Skiple 2008; Pearson 2008a; Pearson 2008b)

10.4.2 Ulemper med ammoniakk

- NH_3 er et meget giftig medium og bør kun brukes i anlegg der man har operatører med spesifikk kunnskap om ammoniakk. Anleggene skal også være utstyrt med gassalarm, nødventilasjon etc.
- NH_3 er brennbar/eksplosiv i visse blandingsforhold med luft, men det er ikke trolig at man kommer opp i disse konsentrasjonene på grunn av rask diffusjon og store luftvolum.
- NH_3 har skarp illeluktende lukt, hvilket kan være panikkskapende, men gir også tidlig varsel om lekkasjer. Derfor skal man unngå å ha ammoniakk i kontakt med produksjonen.
- NH_3 angriper kopper og kopperlegeringer ved fukt i anlegget. Ammoniakkanlegg bygges derfor normalt med varmevekslere, ventiler og rørføring i stål samt åpne kompressorer.
- NH_3 har høy trykkgasstemperatur og høyt overhetningstap pga. lav tetthet og c_p -verdi i gassfasen. Det finnes forskjellige tiltak for å holde trykkgasstemperaturen nede.
- NH_3 har relativt høy normalkokepunkt, NBP ($-33,3^\circ\text{C}$). Dette begrenser hvor lav temperatur man kan ha i frysetunellene. Ved lavere fordampningstemperatur enn NBP vil det være undertrykk på fordampersiden, og luft/fuktighet vil kunne trenge inn i anlegget og forårsake driftsproblemer. Anleggene må derfor ha luft- og vannutskillere.
- En annen ulempe er at temperaturene i fordamperne kan bli ujevn i ammoniakkanlegg. Årsaken til dette er at et trykktap i fordamperne gir større utslag på temperaturen for NH_3 enn for CO_2 . 0,5 bar i trykktap gir ca. 1 K temperaturforskjell for CO_2 , men ca. 8 K for NH_3 . Dette kan påvirke innfrysningstiden hvis luften går gjennom fordamperne før den går over produktene.

(Stene and Skiple 2008; Widell 2012)

10.5 CO_2

Karbondioksid (CO_2 , R744) var fram til ca. 1940 et mye brukt kuldemedium for industriformål, skipskuldeanlegg og klimakjøleanlegg. De syntetisk framstilte KFK- og HKFK-mediene inkl. R12 og R22, som ble introdusert i 1930-50-årene, ble i økende grad foretrukket framfor CO_2 . Dette førte til slutt til at bruken av CO_2 som kuldemedium opphørte helt på midten av 1950-tallet.

CO_2 ble ”gjenoppdaget” som kuldemedium på midten av 1980-tallet, da professor Gustav Lorentzen og andre forskere ved NTNU-SINTEF startet utviklingen av CO_2 -klimaanlegg for biler og CO_2 -varmepumper for varmtvannsberedning basert på nye ideer med hensyn til anleggsoppbygging og styring/regulering. De senere årene har det vært nedlagt en betydelig forskningsinnsats innen dette fagfeltet. Parallelt med forskningsarbeidet har ledende produsenter av kulde- og varmepumpeteknisk utstyr i økende grad utviklet komponenter for CO_2 , slik at det i dag

er mulig å bygge kommersielle anlegg som holder samme kvalitet som anlegg med konvensjonelle kuldemedier. CO₂ blir i dag benyttet i en rekke kulde- og varmepumpetekniske anvendelser over hele verden, deriblant butikkjøleanlegg, bunntrinn i kaskadeanlegg og varmepumper for varmtvannsberedning. Nye anleggstyper blir kontinuerlig utviklet og kommersialisert (Stene and Skiple 2008).

10.5.1 Spesielle medieegenskaper for CO₂

CO₂ har vesentlig lavere kritisk temperatur (31,1 °C) og høyere kritisk trykk (73,8 bar) enn HFK-mediene, ammoniakk, propan og propylen. I praktiske anlegg vil maksimal kondenseringstemperatur ved underkritisk trykk være ca. 28 °C. Hvis anlegget må avgi varme ved høyere temperatur skjer dette ved avkjøling av høytrykks CO₂-gass ved overkritisk trykk, dvs. ingen kondensasjon av gassen. Temperatursenkningen av CO₂-gassen ved varmeavgivelse kalles *temperaturglidning*, og vil kunne variere mellom 20 til 100 K avhengig av type anvendelse. Varmeveksleren kalles kondensator ved underkritisk trykk og *gasskjøler* ved overkritisk trykk.

Trykket i et CO₂-anlegg vil være vesentlig høyere enn i kuldeanlegg med HFK, ammoniakk eller hydrokarboner. Eksempelvis vil fordampetrykket for et fryseanlegg ($t_0 \approx -35$ °C) være ca. 12 bar og for et kjøleanlegg ($t_0 \approx -5$ °C) ca. 30 bar. Ved 28 °C kondenseringstemperatur vil kondenseringstrykket være ca. 69 bar. Høytrykssiden for en transkritisk CO₂-kuldeprosess kan kreve driftstrykk i størrelsesorden 100 til 120 bar (Stene and Skiple 2008).

10.5.2 Fordeler med karbondioksid

- CO₂ er et miljøvennlig medium – ODP=0 og GWP=0 (ved bruk av overskudd fra industrien).
- CO₂ er ikke brennbart (brukes også som brannsløkkingsmiddel).
- CO₂ er ikke akutt giftig i lave konsentrasjoner, men kan være dødelig dersom konsentrasjonen er over 10-15 %. CO₂ er tyngre enn luft, og system for gassdeteksjon kreves dersom CO₂-konsentrasjonen i luften kan overstige 70 gram/m³ romvolum (= praktisk grenseverdi for CO₂) ved lekkasje fra kuldeanlegget.
- CO₂ kan gi høy energieffektivitet (COP) hvis kuldeanlegget utformes for å utnytte de spesielle medieegenskapene, blant annet ved å minimalisere strupningstapet. CO₂ gir høyere kompressorvirkningsgrad enn HFK, ammoniakk og hydrokarboner pga. lavere trykkforhold, og CO₂ har gunstige termofysiske egenskaper som medvirker til høyere varmeledningsegenskaper enn HFK-mediene.
- CO₂ gir typisk 15-40 % lavere massestrøm enn HFK-mediene pga. høyere spesifikk fordampningsentalpi. Sammen med et betydelig lavere $\delta t/\delta p$ -forhold og lavere viskositet for CO₂ gir dette høyere optimale strømningshastigheter og mindre dimensjoner på rørledninger, ventiler og strømningsstverrsnitt i varmevekslere enn for HFK-anlegg.
- CO₂ gir 4-8 ganger lavere kompressorvolum enn for HFK-mediene, ammoniakk og hydrokarboner pga. høy volumetrisk kuldeytelse (VRC). Dette skyldes en kombinasjon av relativt høy spesifikk fordampningsentalpi og svært høy gasstetthet.
- CO₂ har mindre forskjell i tetthet mellom gass og væske, og dette fører til mindre problemer ved fordeling av tofase mediestrøm i fordampere (mindre skjevfordeling).

- CO₂ kan benyttes sammen med både blandbare og ikke-blandbare oljer. Ved bruk av blandbare oljer (polyolester, POE) løses CO₂ lettere i oljen enn f.eks. HFK. Dette må det kompenseres for ved å bruke en mer viskøs olje. Ved bruk av ikke-blandbare oljer (mineralolje, polyalfaolefin, alkylbenzene) og delvis blandbare oljer (polyalkylenglykol) kan CO₂ være lettere enn oljen, og dette krever gode oljeutskillere og spesiell utforming av oljerekursystemet. En bør fortrinnsvis følge kompressorleverandørenes anbefalinger mht. oljevalg.
- CO₂ er kompatibel med de fleste vanlige konstruksjonsmaterialer og pakningsmaterialer. Det må imidlertid tas spesielle hensyn til materialvalg i beholdere og andre komponenter som vil/kan utsettes for lave temperaturer, evt. en kombinasjon av lav temperatur og høyt trykk. Det er forøvrig viktig med god vakuumering for å unngå fuktighet og luft i anlegget.
- CO₂ som arbeidsmedium i innfrysningstuneller er lite påvirket av statiske høyder.

(Stene and Skiple 2008)

10.5.3 Ulemper med karbondioksid

- CO₂ har vesentlig høyere trykknivå enn konvensjonelle kuldemedier. Det høye trykket kan by på konstruktive utfordringer, og det må tas spesielle hensyn for å håndtere stillstandstrykket. Mens rør og utstyr i standard 25 bar trykklasse tidligere alltid var tilstrekkelig, må en ved CO₂ i større grad trykkdimensjonere rør og komponenter for hvert enkelt anlegg på individuell basis. Tilgangen på kuldetechnisk utstyr som er beregnet for tilstrekkelig høyt trykk har vært begrenset, men er nå i god utvikling.
- CO₂ har høyt strupningstap som kan medvirke til lav spesifikk kuldeytelse (lav kapasitet) og høyt energibehov (lav COP) hvis det ikke tas hensyn til dette ved prosjektering og drift av kuldeanlegget. For eksempel; ved transkritisk drift vil en litt for høy CO₂-temperatur etter gasskjøleren sammenlignet med prosjektert gi svært store utslag ved lave gasskjølertrykk i form av redusert kuldeytelse, q_0 . Viktige forhold i denne sammenheng er bl.a. korrekt gasskjølerdimensjonering og valg av optimalt gasskjølertrykk.
- CO₂ har trippelpunkt ved -56,6 °C og 5,6 bar, og det betyr at CO₂ vil være i fast form (tørris) ved atmosfæretrykk. Dette får stor betydning i forbindelse med drift og service av CO₂-anlegg. Bl.a. vil det kreves trykkstyring ved fylling og tømning av mediet. Mulig tørrisdannelse i sikkerhetsventiler er en annen konsekvens.
- CO₂ vil på grunn av det relativt høye trippelpunktet ha en minste fordampningstemperatur på -56,6 °C. I praksis vil grensen typisk ligge omkring -53 til -55 °C.
- CO₂ kan reagere med vann og danne en korrosiv syre og fritt vann kan fryse i anlegget og gi problemer med gjentetting av ventiler osv. Vann kan også bidra til spalting av oljer, som igjen kan føre til tetting av kapillarrør, rør til trykkmåling og motorkjøling av pumper. Derfor er akseptabelt vanninnhold i CO₂-systemer mye lavere enn for andre kuldemedier, og god vakuumering og effektive tørrefiltre er derfor svært viktig.
- CO₂ fungerer som et løse-/rensemiddel i systemet, og spesielt ved første oppstart av anlegget kan mye smuss havne i filter eller andre uønskede steder. Det er derfor viktig at det benyttes et effektivt smuss-/partikkelfilter i anlegget som byttes ved behov.
- CO₂ reagerer kjemisk med ammoniakk og danner ammoniumkarbammat. Dette er et salt som kan tette igjen ventiler og filter, og saltet kan til en viss grad motstå trykk. Dette er en aktuell problemstilling i kaskadeanlegg med CO₂ og ammoniakk.

- CO₂-væske har høy termisk ekspansjonskoeffisient (utvidelsesfaktor). Den er 146 ganger høyere enn for vann i området 0 til 30 °C. CO₂-anlegg må derfor utformes slik at væske ikke blir innelukket i rør eller komponenter mellom avstengningsventiler.

(Stene and Skiple 2008)

10.6 Hydrokarboner

Hydrokarboner (HK) har gode termodynamiske egenskaper og har blitt brukt som kuldemedier i store kuldeanlegg i mange år, i hovedsak i petrokjemisk industri der håndtering av brennbare medier er vanlig. De mest aktuelle mediene er **propan** (R290, C₃H₈) og **propylen** (R1270, C₃H₆). Det er også mulig å benytte **etan** (R170, C₂H₆) i kaskadeanlegg ned til ca. -90 °C.

10.6.1 Fordeler med hydrokarboner (HK – R290, R1270, R170)

- HK er miljøvennlige medier – ODP=0 og GWP=3
- HK er ikke-giftige medier (som HFK).
- HK har relativt høy teoretisk energieffektivitet (COP) og generelt sett bedre varmeoverføringseffektivitet enn HFK-mediene pga. gode termodynamiske egenskaper. HK gir noe høyere kompressorvirkningsgrad enn for HFK-medier pga. lavere trykkforhold og i størrelsesorden 10 til 65 % lavere gasstetthet.
- HK gir betydelig lavere mediefylling enn HFK pga. 50-60 % lavere væsketetthet.
- HK har relativt lave normalkokepunkt, NBP (R290 -42,1 °C, R1270 -47,7 °C, R170 -88,8 °C).
- HK er compatible med vanlig konstruksjonsmaterialer i kuldeanlegg (jern, stål, rustfritt stål, kobber, sink, og kobber-baserte legeringer) samt vanlige elastomerer i pakninger osv. HK kan derfor benyttes sammen hermetiske og semi-hermetiske kompressorer.
- HK har meget lav vannløselighet og ingen klor/fluoratomer som kan bidra til syreproduksjon i anlegget ved ugunstige driftsforhold (høye temperaturer osv.).

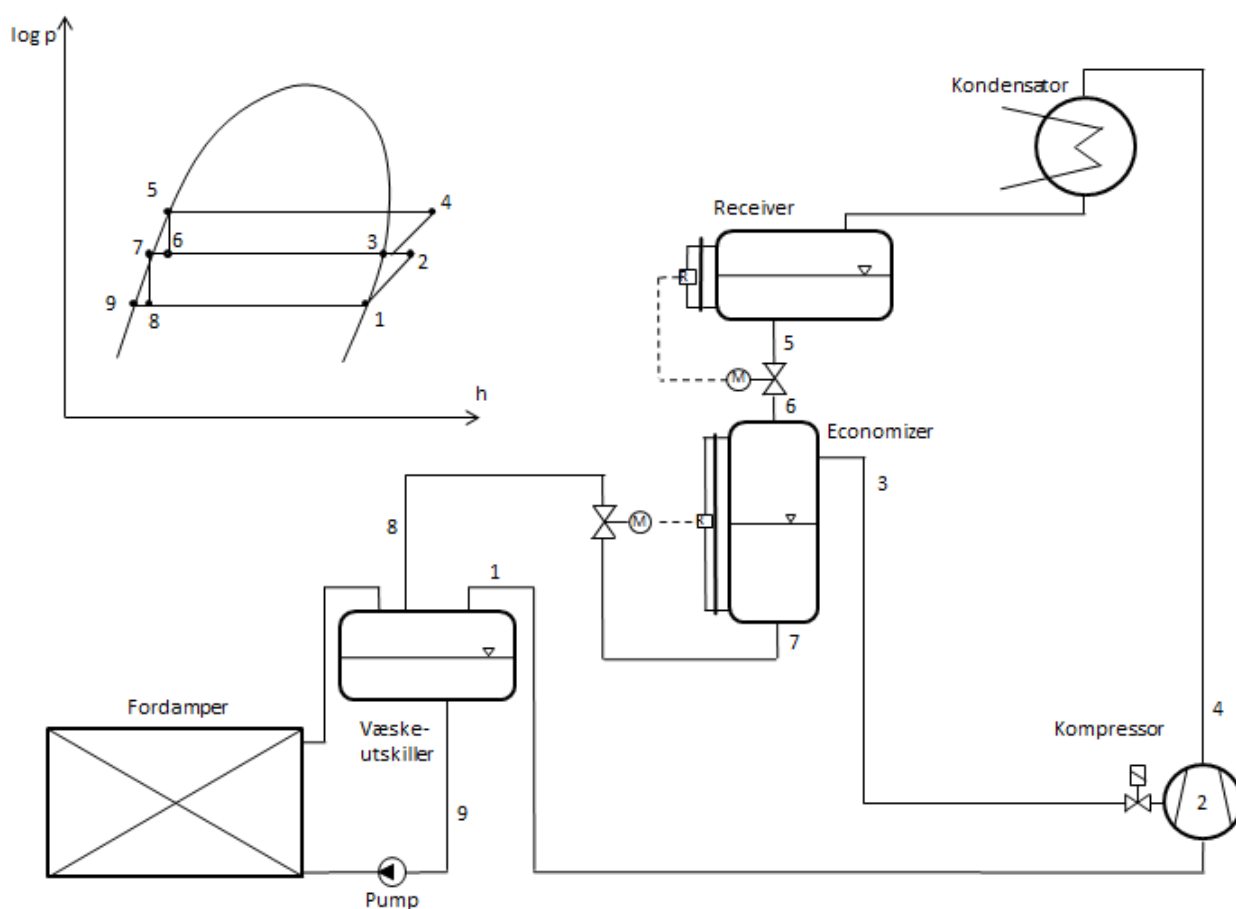
10.6.2 Ulemper med hydrokarboner (HK – R290, R1270, R170)

- HK er svært brennbare/eksplosive i visse blandingsforhold med luft, HK er derfor klassifisert i gruppe A3 "Higher Flammability" i EN378, og det kreves relativt omfattende sikkerhetstiltak for komponenter, rørføring og maskinrom. Nivået på sikkerhetskravene settes i forhold til aggregatets fyllingsmengde.
- HK er tyngre enn luft, noe som er en ulempe ved detektering og ventilerings/drenering. Gassdetektorer og avtrekksventilasjon må derfor plasseres ved gulvnivå
- HK er luktfrie, noe som er ulempe ved eventuelle utslipp.
- Det finnes kun et begrenset antall produsenter av kompressorer og utstyr for HK samt komplette kuldeanlegg med HK. De fleste kompressorprodusenter gir ikke garanti hvis det benyttes HK. York Refrigeration (Johnson Controls – USA) og Linde (Tyskland) er eksempler på leverandører av komplette kuldeanlegg med HK som kuldemedium.

(Stene and Skiple 2008)

11 Kuldeanleggets komponenter

Figur 11.1 viser en skisse over et kuldeanlegg. Kompressoren suger damp fra væskeutskilleren (1) og komprimerer opp til kondenseringstemperaturen (4). I kondensatoren kjøles kuldemediet ned og kondenserer før det samles i receiveren (5). Deretter er en væskeutskiller som benevnes economizer og som ligger på et mellomtrykk (6). Skruekompressorene har en ekstra port hvor gassen fra economizeren (3) kan suges inn. Dette gjør at kun en del av kuldemediet må komprimeres over hele trykkdifferensen, hvilket er spesielt gunstig ved store trykkdifferenser. Ventiler kontrollerer væsknivået i receiveren og economizeren. Fordamperne i denne figuren er pumpesirkulert. Væsken pumpes til fordamperne og gass/væskeblandingen samles i væskeutskilleren.



Figur 11.1. Forenklet skisse over kuldeanlegg med skruekompressor og economizer. Nummeringen viser tilstander i log p-h-diagrammet.

11.1 Fordamper

Den vanligste fordamperen i industrielle kuldeanlegg er rørvarmevekslere med finner, der kuldemediet strømmer inne i røren og luften på utsiden. Finner på utsiden gjør overflaten mot luftsiden større og dermed også varmeovergangen. Avstand mellom finnen må velges ut fra varmeovergang, men også mengde fuktighet i luften. Ved høy fuktighet må det være større avstand mellom finnene for å unngå at de blir dannet frost som blokkerer luften.

Mating av fordamperne kan gjøres med i hovedsak tre metoder:

- 1) Direct expansion/Direkte ekspansjon
- 2) Flooded evaporator/Fylt fordamper
- 3) Liquid resirculation/Resirkulasjonsfordamper

I den første metoden går væske inn på fordamperen og overhett gass ut av fordamperen. Den reguleres ved hjelp av en temperatursensor som kontrollerer at det alltid er 4-7 °C overhetning. Hvis det er avvik sendes signaler til en ventil om åpning eller lukking. Denne metoden brukes iblant for syntetiske kuldemedier ved moderate temperaturer, men har begrenset bruk ved lave temperaturer og med ammoniakk.

I den andre metoden har systemet en utjevningstank hvor kompressoren suger gassen fra. Sirkulasjonen i fordamperen skjer naturlig på grunn av trykkdifferensen mellom væskesøylen under tanken og fordamperen. Varmeovergangen er høyere enn ved den første metoden, siden det er væske på alle overflater på innsiden av fordamperen, noe som ikke gjelder ved direkte ekspansjon. Dessuten er temperaturen inn på kompressoren lavere, hvilket er gunstig. Ulempene er at de er dyrere, man trenger mer kuldemedium og det er en risiko for at olje akkumuleres i tanken og i fordamperen.

For systemer med flere fordampere (mer enn 3) er det vanlig å ha resirkulasjonsanlegg. Prinsippet er likt fylt fordamper, men i tillegg har man en eller flere pumper som fordeler væsken til fordamperne. Effektiviteten er lik, men hvis systemet har mange fordampere blir kostnadene for vedlikehold og styring lavere med denne metoden.

Størrelsen på fordamperen bestemmes av dimensjonert temperaturdifferanse mellom innkommende fluid og kuldemedium. I mange tilfeller er det kun økonomien som bestemmer; større fordamper gir høyere investering, men lavere driftskostnader, og optimal temperaturdifferanse og størrelse finnes basert på dette. Tabell 11.1 viser sammenhengen mellom noen faktorer og temperaturer og kuldekapasitet (Stoecker 1998).

Tabell 11.1. Forskjellige parameteres innflytelse på lufttemperatur ut av en fordamper. (Stoecker 1998)

Økning av:	Effekt på temperatur	Effekt på kuldekapasitet	Typiske verdier
Varmevekslerareal	lavere	høyere	avhengig av kuldekapasitet
Antall rader av rør i dybden	lavere	høyere	4-8
antall finner per m	lavere	høyere	115-300 finner/m
Lufthastighet	høyere	høyere	2-4 m/s

Kuldemedietemperatur	høyere	lavere	3-8 °C lavere enn innkommende luft
-----------------------------	--------	--------	------------------------------------

11.2 Kuldemediepumper

I resirkulasjonsanlegg brukes en eller flere pumper for å fordele kuldemediet til fordamperne. Hensikten er å ha større mengde væske i fordamperne enn hva som fordamper, slik at det er en blanding av væske og gass i utløpet av fordamperen. Dette gir god utnyttelse av fordamperen, siden væske har høyere varmeledningsevne enn gass. Blandingen samles opp i en væskeutskiller, der gassen suges til kompressoren og væsken går tilbake til pumpen.

Et begrep som brukes er sirkulasjonstall, n :

$$n = \frac{\text{mengde kuldemedium til fordamper}}{\text{mengde kuldemedium som fordampet}}$$

Sirkulasjonstallet påvirker fordampertytelsen på flere måter. Hvis n økes, øker også varmeovergangstallet, men med to følger; økt effektforbruk i pumpen og økt trykktap inne i fordamperen. Økt trykktap gir høyere temperaturer i utløpet av fordamperen; differansen avhenger av type kuldemedium.

Wile (1962) målte sammenhengen mellom sirkulasjonstall og varmeovergangstall i en ammoniakkfordamper og sammenlignet med en fordamper med en liten mengde superheat ($n < 1$). Det ble vist at varmeovergangstallet økte med økt sirkulasjonstall, frem til ca. $n = 3$, deretter var det ingen større forbedring. Lorentzen (1965) gjorde lignende undersøkelser, men inkluderte i tillegg varmefluksen (varmeraten per areal). Resultatene viste at varmeovergangstallet fortsatte å øke med økt sirkulasjonstall, men størst forskjell var det mellom $n = 1$ og $n = 2$. ASHRAE Refrigeration Handbook (2006) har anbefalte verdier som i Tabell 11.2. Optimalt sirkulasjonstall avhenger av varmelast, rørdiameter, rørlengde og antall parallelle kretser. Vanligvis anbefaler leverandøren av fordamperne et sirkulasjonstall for optimal drift.

Tabell 11.2. Anbefalte minimum sirkulasjonstall (ASHRAE 2006)

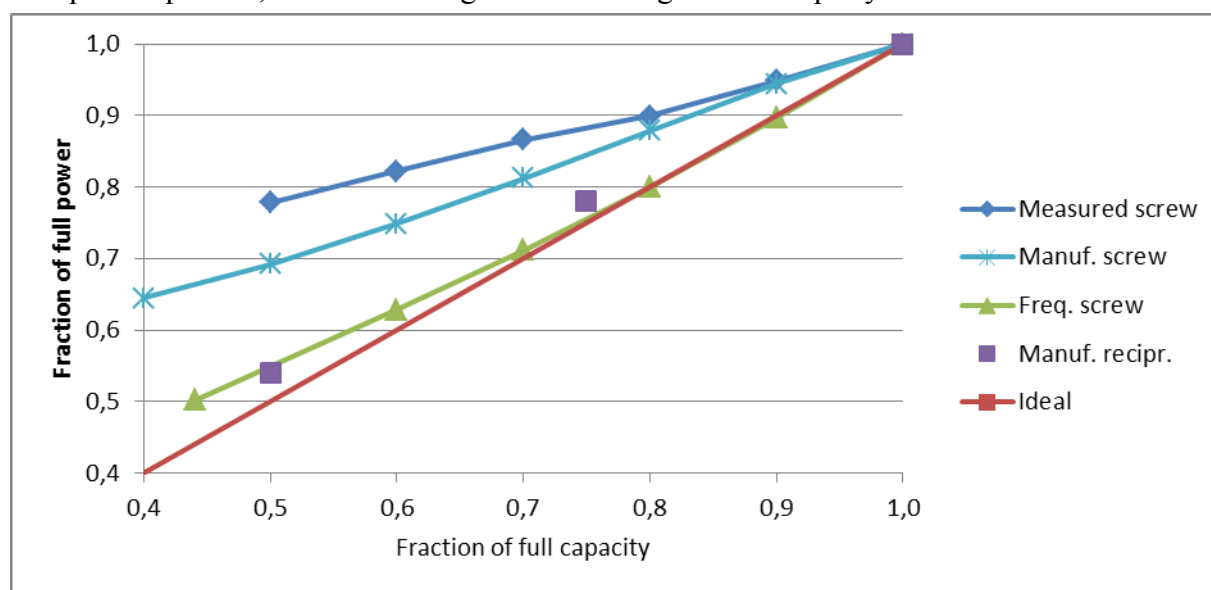
Kuldemedium	sirkulasjonstall
Ammoniakk, toppmatet (stor rørdiameter)	6-7
Ammoniakk, normalmatet (liten rørdiameter)	2-4
R22, upfeed	3
R134a	2

11.3 Kompressor

Det finnes mange forskjellige typer av kompressorer, men de mest vanlige i industrielle ammoniakksystemer er stempel- og skruekompressorer. I systemer med syntetiske kuldemedier kan også scroll og andre typer kompressorer benyttes. Stempelkompressoren er den eldste typen og har blitt brukt i kuldesystemer i mer enn 150 år. I løpet av denne tiden har de blitt mer kompakte og mer kostnadseffektive. Stempelkompressorer kan reguleres og drives mer energieffektivt enn skruekompressorer, men krever også mer vedlikehold (Pearson 2008c). Skruekompressorer kan

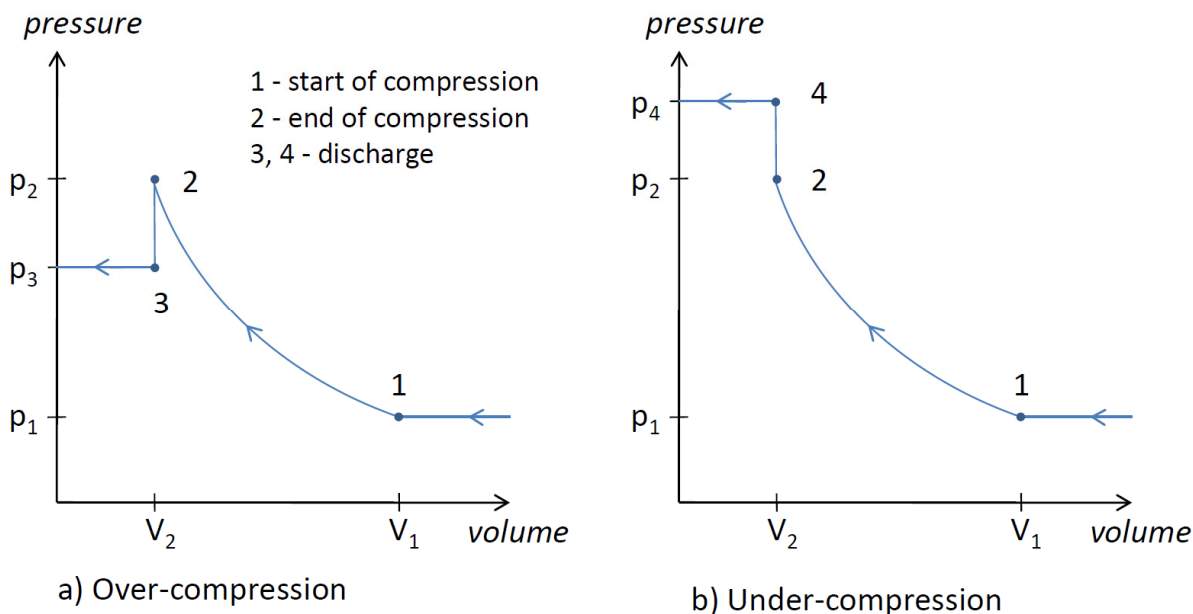
dessuten arbeide over større trykkdifferanse, hvilket gjør at én skrue er nok i tilfeller da man ellers hadde trengt to stempelkompressorer, hvilket gir lavere investeringskostnader.

Den vanligste metoden for å kapasitetsregulere stempelkompressorer er å koble inn og ut sylindere. Da holdes innløpsventilen åpen under hele kompresjonssyklusen, noe som gjør at gassen ikke komprimeres men drives tilbake til innløpet. Ved å koble ut sylindere får man en trinnvis regulering. Ved f.eks. 4 sylindere kan man få 25, 50, 75 eller 100 % av full kapasitet. Det trengs en liten mengde energi for å drive stempelet, selv om ingen gasser komprimeres, men effekten ligger nær den ideelle linjen i Figur 11.2. Det er også mulig å koble en frekvensomformer til en stempelkompressor, men det avhenger av driften og størrelsen på systemet hvorvidt det lønner seg.



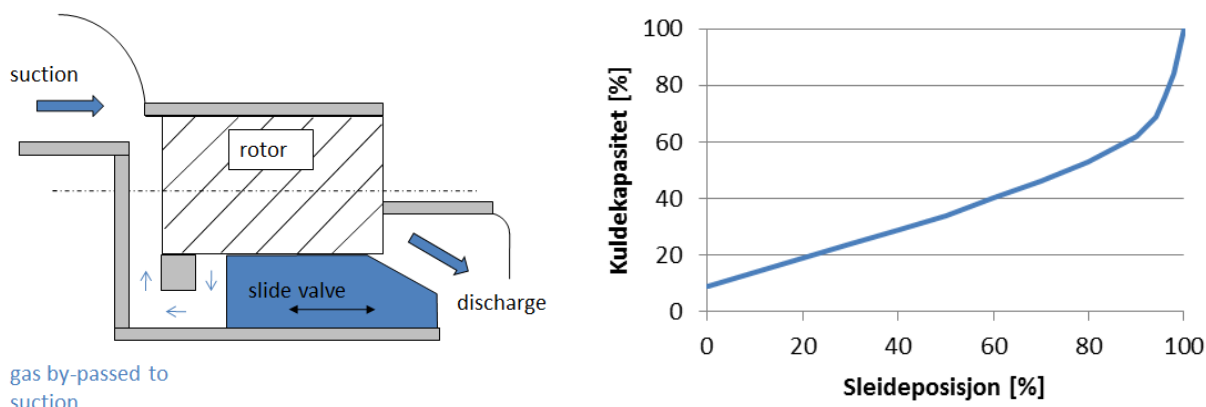
Figur 11.2 Dellastkarakteristikk: Målt for skruekompressor; Oppgitt av produsent skruekompressor; Skruekompressor med frekvensomformer; Oppgitt av produsent stempelkompressor; Ideell linje.

En skruekompressor har et innbygget volumforhold, som ikke nødvendigvis er likt systemets trykkforhold. Hvis dette ikke er likt blir det derfor tap i systemet. Figur 11.3 viser over- og underkompresjon for en kompressor, der tapene i begge tilfeller kommer fra uregulert ekspansjon av gassen. Mellom punkt 2 og 3 strømmes en del av gassen hurtig fra kompressoren til trykkledningen, noe som gir større tap enn mellom punkt 2 og 4, hvor gassen strømmes inn i kompressoren fra trykkledningen.



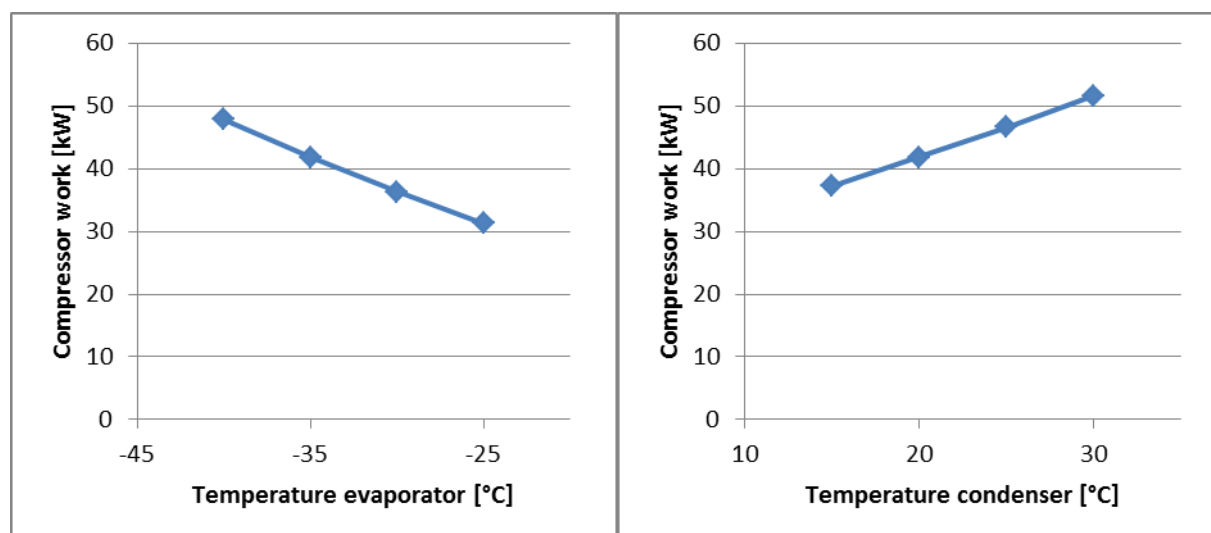
Figur 11.3. Trykk/volumdiagram for en kompressor med over- og underkompresjon. (Stoecker 1998)

Den vanligste måten å regulere ytelsen til en skruekompressor er å bruke sleideregulering, se Figur 11.4. Når sleiden flyttes åpnes en port og en del av gassen inne i kompressoren ledes tilbake til innløpet på kompressoren. Metoden er trinnløs og man kan regulere ned til 10 % av full kapasitet, men energieffektiviteten er lav. Forholdet mellom sleidens posisjon og kapasiteten er ikke lineær, så allerede ved en liten åpning går kapasiteten mye ned, som kan ses i grafen i Figur 11.4. I to artikler, (2008) og (2010), analyserte Widell og Eikevik måledata fra et stort pelagisk innfrysingsanlegg med mange skruekompressorer. Det ble vist at ved lav produksjon var det ofte at mer enn én kompressor gikk på dellast samtidig. Det var ineffektivt og ble senere endret når reguleringssystemet ble oppgradert. I artiklene ble det foreslått to metoder for dellastdrift. Den første gikk ut på å bruke de kompressorene som var der, men kun kjøre en kompressor på dellast om gangen. Hvilken kompressor det skulle være skulle bestemmes ut fra dellastkarakteristikken. Den andre metoden var å installere en frekvensomformer til en av kompressorenes motorer. Det gjør reguleringen enklere og mer energieffektiv. Noen av dellastkarakteristikkene er vist i Figur 11.2.



Figur 11.4. a) Sleideregulert skruekompressor. Den stiplede linjen indikerer hvor kompressionens starter ved dellastdrift. (Stoecker 1998) b) Forhold mellom kuldekapasitet og sleidens posisjon for en NH₃-kompressor med en trykkdifferanse på 10. (Widell 2012)

Temperaturen i fordamperen og kondensatoren har betydning for størrelsen på kompressorarbeidet, som kan ses i Figur 11.5. Her er arbeidet beregnet for en ammoniakkprosess med kuldeytelse på 100 kW og isentropisk virkningsgrad på 0,7. I den venstre grafen er kondensatortemperaturen satt konstant til 20 °C og i grafen til høyre er fordampningstemperaturen satt til -35 °C.



Figur 11.5 Forhold mellom kompressorarbeid og temperatur i fordampere respektive kondensator, ved en kuldeytelse på 100 kW og isentropisk virkningsgrad på 0,7. Kuldemediet er ammoniakk. I den venstre grafen er kondensatortemperaturen satt til 20 °C og i grafen til høyre er fordampningstemperaturen satt til -35 °C.

11.4 Economizer

I store ammoniakkanlegg er det gunstig å ha en economizer. Dette er en kuldemediebeholder som har et trykk som ligger mellom fordampetrykket og kondensatortrykket. Fra denne beholderen går

det rør til en mellomtrykksport i skruekompressorene. Dette gjør at kun en del av kuldemediet må komprimeres over hele trykkdifferensen, hvilket er spesielt gunstig ved store trykkdifferenser.

Ved sleideregulering inaktiveres economizerporten når kapasiteten reduseres til under ca. 80 %, noe som gjør at sleideregulering bør unnvikes.

11.5 Oljer og oljeutskillere

Det finnes oljefrie kompressorer, men siden de er mye dyrere å kjøpe og drive så er de uvanlige i industrielle anlegg. Kompressorene i kuldeanlegg trenger olje av disse årsakene:

- Smøring for å unnvike slitasje
- Tetting mellom bevegelige deler og faste deler
- Kjøling av kompressoren

Flere forskjellige smøremiddel kan brukes i kuldeanlegg. De deles ofte inn i to hovedkategorier; mineraloljer og syntetiske oljer. Mineraloljer er utvunnet fra råolje og var tidligere det mest vanlige i industrielle anlegg. Nå er syntetiske oljer, produsert fra f.eks. naturgass, mye mer vanlige.

Olje er viktig for kompressorene, men man vil ikke ha oljen i resten av systemet, hvor den medvirker til mer ustabil drift og mer vedlikehold av systemet. Olje i varmevekslere legger seg som et sjikt som reduserer varmeovergangen. Derfor er det viktig å ha et system som separerer oljen fra kuldemediet og fører den tilbake til kompressoren. Oljen følger med kuldemediet og samles i de laveste delene av systemet. Olje som har høyere tetthet enn ammoniakk samles alltid lavere enn ammoniakken, så den er forholdsvis lett å drenere av. Hvis temperaturen er veldig lav kan det være nødvendig å varme oljen for å få den mer lettflytende (Pearson 2008a).

11.6 Kondensator

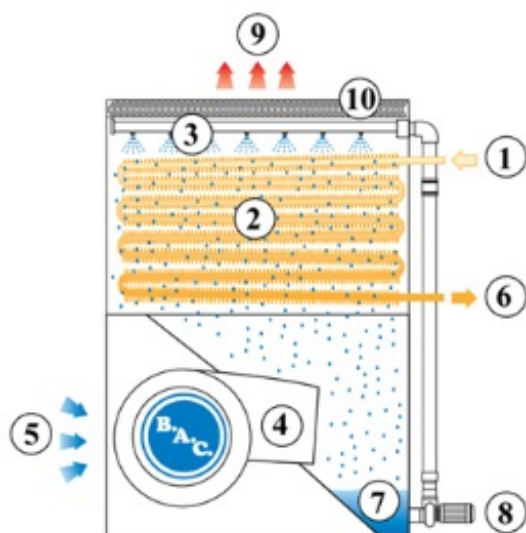
Kondensatorer kan deles inn i tre typer:

- Luftkjølte
- Vannkjølte
- Fordampningskondensator

I en luftkjølt kondensator er kondensatoren typisk plassert på taket av fabrikk og vifter blåser luft over. Denne typen er mer vanlig i air conditioning enn industrielle kuldeanlegg. For vannkjølte kondensatorer brukes oftest en rørkjelvarmeveksler der vannet kommer fra sjøen eller et vann. I den tredje typen kondensator sprayes vann over kondensatorrørene (Stoecker 1998).

BAC (Baltimore Aircoil Company) har levert flere fordampningskondensatorer til fiskeindustrien i Norge. Den vanligste typen er beskrevet i Figur 11.6.

Kuldemediet går inn som damp ved (1) og ut som kondensat ved (6). Kondensatorcoilen (2) sprayes med vann fra et sprinkelsystem (3), samtidig som en sentrifugalvifte (4) blåser omgivelsesluft (5) oppover gjennom kondensatoren. Under drift overføres varme fra kondensatorrørene til vannet og videre til omgivelsene i form av vanndamp. Vann som ikke er fordampet samles i en beholder (7) og pumpes (8) tilbake til sprinkelsystemet. Varm, fuktig luft (9) forlater kondensatoren gjennom så kalte eliminatorer (10), hvor vanndråper fjernes fra luften. Denne modellen kan kjøres uten sprinkelanlegget (tørdrift) ved redusert kapasitetsbehov og/eller lave omgivelsestemperaturer.



Figur 11.6. Fordampningskondensator av typen VXC (Baltimore Aircoil Company)

I et kuldeanlegg hvor trykket i fordamperen er under atmosfærens trykk¹, suges luft og vann (damp) inn i systemet hvis ventiler, pakkbokser, rør eller tanker er utette. Anlegg som går med overatmosfærisk trykk kan også ha luft og andre ikke-kondenserbare gasser i systemet, for eksempel fra kjemiske reaksjoner mellom kuldemedium, olje og materialer. Når anlegget er i drift følger luften med kuldemediet og samles i kondensatoren, siden den ikke kan kondenseres ved gitt temperatur. Ved stillstand fordeles luften jevnt i systemet. Luft i kondensatoren leder fremfor alt til to problemer:

- Kondensatortrykket øker
- Varmeoverføringen blir dårligere

Trykket i kondensatoren blir summen av kondenseringstrykket for kuldemediet + luftens trykk. Dette gjør at kompressoren må arbeide mot et høyere trykk enn nødvendig, hvilket gir høyere energiforbruk. Man kan regne med at for hver °C økning i kondensatortrykk blir kuldeytelsen 1 % lavere, COP 3 % lavere og kraftforbruket (for gitt kapasitet) 3,1 % høyere. I tillegg blir temperaturen ut av kompressoren høyere enn dimensjonert, hvilket kan ha konsekvenser for oljen og kompressorens levetid. Mer kjølevann er også nødvendig (Cool Partners).

Luft i systemet legger seg som et sjikt i kondensatoren, hvilket reduserer varmeoverføringen. Konsekvensen av dette blir enda høyere trykk og dårligere ytelse for kondensatoren. Platekondensatorer, med små gassvolum, er spesielt følsomme for luft i systemet.

For å oppdage luft i systemet må temperaturer og trykk på høytrykksiden sammenlignes. Som et eksempel kan en ta en vannkjølt kondensator i et ammoniakkanlegg. Manometertrykket viser 9,9 bar på kuldemediet, hvilket gir et absoluttrykk på 10,9 bar. Dette tilsvarer en kondenseringstemperatur på 27,7 °C. Den målte temperaturen på kondensatet er 21,5 °C. Leverandøren av kondensatoren angir at vanlig maksimal underkjøling er 2 °C, hvilket gir en maksimal kondenseringstemperatur på 23,5 °C, tilsvarende et trykk på 9,5 bar. Med de verdiene får man en temperaturdifferanse på 4,2 °C eller 1,5 bar, noe som indikerer luft i systemet (Magnussen, Jonassen et al. 2006).

¹ -33,5 °C for ammoniakk, -40,8 °C for R22 og -46 °C for R404a.

De fleste systemer kan (eller skal kunne) luftes manuelt, men i tillegg bør et system ha en automatisk luftutskiller hvis det kjøres på under-atmosfærisk trykk, se også kapittel 11.8. Et annet viktig punkt når det gjelder luft i systemet er å forhindre at det lekker inn gjennom pakkbokser, ventiler, flenser, tilkoblinger mm. Disse må regelmessig kontrolleres og pakninger må etterses og byttes. Dette må gjøres systematisk som en del av vedlikeholdet.

Rørføringen før og etter kondensatoren er også viktig for effektiviteten. Kuldemediet skal dreneres ut av kondensatoren så snart det har kondensert, uten at luft eller annet hindrer dette. Det er vanlig å ha en høytrykksreceiver etter kondensatoren, der kondensatet samles. Kondensatet kan ledes inn på toppen av receiveren; da er det viktig å ha en helning på røret og at det har stor diameter, sånn at væsken kan renne ned i receiveren og at gassen kan strømme fritt i den andre retningen. Hvis receiveren har innløpet i bunn er det viktig å ha et utligningsrør tilbake til utløpet av kondensatoren for gassen.

Flere parallelle kondensatorer er vanlig i industrielle kuldeanlegg for å kunne ha fleksibel drift og forskjellig last. Ved fler enn en kondensator må en del tiltak gjøres for å få best utnyttelse av kondensatorene. En vanlig fremgangsmåte er å ha fallrør fra hver kondensator til en samlestock, som leder til receiveren. Trykkdifferensen over hver kondensator er lik, derfor er det en risk at det bygges opp væske i en kondensator hvis driften er ulik. Væske i kondensatoren gir dårlig effekt og bør unnvikes. For å hindre dette må fallrøret være med tilstrekkelig høyde, eventuelt ha en væskelås, sånn at det alltid er en viss mengde væske der, men ikke i kondensatorene. Væskesøylen utligner eventuelle trykkforskjeller i kondensatorene samt tap i ventiler og avgreninger. Hvis receiveren har innløp i bunn trengs ikke væskelås, men fallrøret må likevel ha en viss høyde. Maksimalt trykktap i en kondensator i et ammoniakkanlegg er vanligvis 3,4 kPa, noe som tilsvarer en væskesøyle på 0,6 m (men oftere brukes 1,2 m fallrør). R22 har dobbelt så høy tetthet som ammoniakk, hvilket tilsier et lavere fallrør, men siden trykktapet er fire ganger så stort så må fallrøret isteden være dobbelt så høyt, 2,4 m. Trykktapet for R22 er høyere siden latent varme er lavere og da må hastigheten være høyere for å få samme ytelse (Stoecker 1998).

11.7 Ekspansjonsventil

Den vanligste typen ekspansjonsventil er den termostatiske. Den er enkel og billig, men trenger til gjengjeld betydelig trykkdifferanse for å fungere. I mange tilfeller fører dette til at systemet driftes med høyere trykkdifferanse enn nødvendig for systemet, hvilket gir lavere total energieffektivitet. En bedre, men betydelig dyrere, ventil er den elektroniske ekspansjonsventilen, som ikke trenger stor trykkdifferanse (Pearson 2008c).

11.8 Luftutskiller

Det er vanlig at det er luft og andre ikke kondenserbare gasser i et kuldeanlegg. I systemer som har under-atmosfærisk trykk (f.eks. fryseanlegg med ammoniakk) suges luft inn på plasser der systemet ikke er helt tett. Men luft kan også oppstå fra kjemiske reaksjoner mellom kuldemedium, oljer og materialer, eller det kan komma inn i forbindelse med fylling eller service. Som beskrevet i kapitel 11.6 så gir luft redusert varmeovergang i kondensatoren og økt energiforbruk i kompressoren, derfor er det viktig med en luftutskiller.

En luftutskiller plasseres på høytrykksiden, der det kun er kuldemedium i gassform og der hastigheten er lav, fordi der er mengden luft som størst. Luftutskilling kan i prinsipp gjøres på tre forskjellige måter.

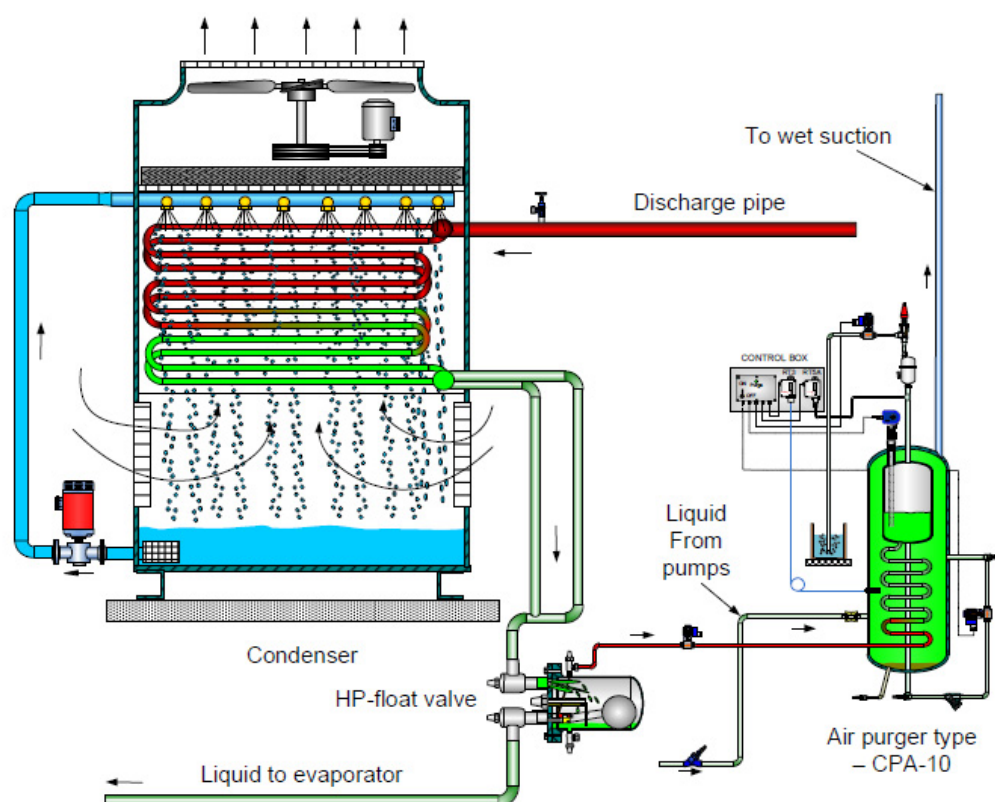
- 1) direkte utluftning av luft-kuldemedie-blandningen
- 2) kompresjon av blandningen, kondensering av mest mulig kuldemedium og deretter utlufting
- 3) kondensering av kuldemediet (med liten fordampner) og deretter utlufting

Den første metoden er enkel og gjøres manuelt, men er ineffektiv og gir også utslipp av kuldemedium. Metoden skal ikke brukes for syntetiske kuldemedier, da disse har stor miljøpåvirkning (og høy kostnad). I ammoniakkanlegg ledes gassen ned i ett vannbad, der ammoniakken absorberes.

Med den andre metoden suges en del av luft/kuldemedieblandingen ut av en liten kompressor. Blandingen får høyere trykk og kjøles deretter ned, så at en del av kuldemediet kondenserer. Når gassen deretter utluftes består den av mer luft og mindre kuldemedium enn for den første metoden.

Den tredje metoden er den mest brukte i industrielle kuldesystemer. Her ledes gassen gjennom en liten fordampner, der kuldemediet kondenserer. Denne metoden brukes i automatiske luftutskillere, se også Figur 11.7.

(Armstrong ; Cool Partners ; Stoecker 1998)



Figur 11.7 Eksempel på rørføring og luftutskiller (Cool Partners)

11.9 Vannutskiller

Sammen med luft kommer oftest vanndamp inn i systemet ved underatmosfærisk trykk. Dessuten kan vann komme inn i systemet i vannkjølte kondensatorer, ved vedlikehold eller sammen med fylling av nytt kuldemedium. Ved dimensjonering av et anlegg tilpasses kuldemedium, olje og materialer så at de passer sammen, men når det kommer inn vann i systemet påvirkes dette og kjemiske reaksjoner kan oppstå.

Effektene av vann i et kuldeanlegg er flere; isdannelse i ventiler, fordampere etc, korrosjon av metaller og andre kjemiske reaksjoner, lavere kuldeytelse og høyere energiforbruk, slitasje på ventiler og kontroller. For hver % vann i systemet øker kompressorens energiforbruk med 1 % og kuldeytelsen reduseres med 2 %. I et ammoniakkanlegg samles vann normalt på lavtrykksiden, siden vann er mer løselig i ammoniakk i flytende form enn gassform. For å finne ut om det er vann i et ammoniakksystem kan man tappe av en viss mengde ammoniakk, la det fordampe på en sikker plass og mål etterpå mengden vann som er igjen (Cool Partners). En annen, sikrere, måte er å kontrollere fordampertemperatur og -trykk, på lignende måte som for å finne luft i kondensatorene.

(Cool Partners ; ASHRAE 2006)

11.10 Styring og overvåking

Mange av dagens kundesystem har enkle regulerings- og styresystem hvor hver komponent eller anleggsdel kontrolleres uten kommunikasjon med andre deler. Spesielt uheldig er dette når flere komponenter arbeider parallelt uten kommunikasjon. Energimessig er dette viktig ved kompressorstyring og igjen er utfordringen størst ved skruekompressorer på grunn av reguleringskarakteristikken. De fleste leverandører leverer styresystemer for kompressorene, men ved besøk på anlegg og studie av driftskontroller viser det seg oftest av flere kompressorer går på dellast med stort energibehov. Delvis skyldes dette systemet og delvis at kompressorene styres manuelt ved at driftsansvarlig sikrer mye kapasitet i påvente av innlasting/oppstart. Overvåking av drift, kompressorer og energibruk mv. er stort sett mangelvare og blir i alle fall lite benyttet for oppfølging (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

Det har blitt foreslått å bruke flytende setpunkt for styring av fordampertemperaturen. Ideen med det var å la temperaturen bli lavere enn vanlig setpunkt når det er behov for mer kjøling og dermed unngå å kjøre kompressorer på dellast. Widell, Eikevik et al. (2012) simulerte hvordan en minskning av temperaturen med 2 °C og 4 °C påvirket frysetiden og energibruken. Resultatene viste at den totale energibruken nesten ikke ble påvirket av en temperaturminskning, selv om kuldeeffekten økte. Dette kom av at den totale frysetiden ble redusert. Skal man få samme effekt i virkeligheten må man ha kontroll på frysetiden til produktene og tømme tunellen når ønsket sluttemperatur er oppnådd. Simuleringene viste for eksempel en time kortere frysetid (19 h) hvis lufttemperaturen ble endret fra -31 °C til -33 °C.

12 Eksempel på ulike typer anlegg

12.1 Et-trinnsanlegg for RSW med CO₂

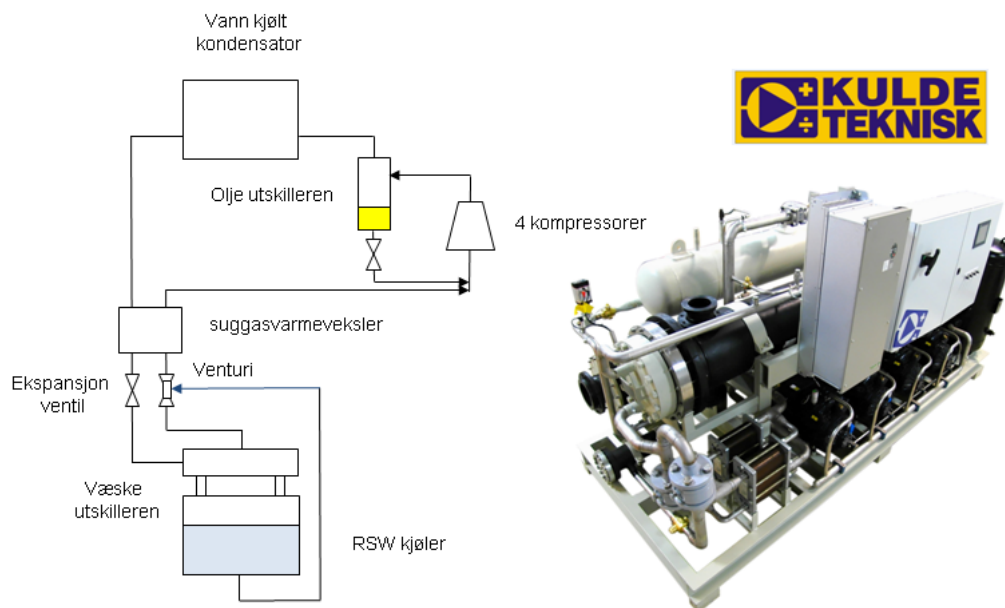
Figur 12.1 viser et RSW-anlegg med CO₂. Det har to varmevekslere: en fordamper hvor sjøvann fra tankene blir nedkjølt mot lavtrykkskjølemediet, og en kondensator hvor høytrykkskjølemediet blir nedkjølt med sjøvann pumpet fra sjøen. Anlegget er dimensjonert for 250 kW ytelse for nedkjøling av sjøvann fra 0 °C til -1 °C ved fordampingstemperatur på -5 °C. Dimensjonerende sjøvannstemperatur er 20 °C.

Fylt fordamper er standard løsning på markedet. CO₂ etter ekspansjon blir sendt på yttersiden av rørene i en rørkjelvarmeveksler. Sjøvann fra tankene strømmer på innsiden av rørene. I utgangspunkt passer denne løsning godt med CO₂. CO₂ har svært godt varmeovergangstall og lav overflatespenning som gjør at små bobler kan dannes med relativt liten temperaturforskjell mellom vann og CO₂. Men det er flere utfordringer, spesielt ved høy sjøvannstemperatur, hvor det er en viss risiko for overkoking med væskedråper som transporteres til kompressorens sugeside. Det er brukt korrugerte titanrør, noe som øker varmeovergangstallet på vannsiden med en faktor 2 (fra leverandør).

Oljeretur sikres ved å bruke CO₂-løselig olje. Etter hvert som CO₂ kokes av i fordamperen vil oljekonsentrasjon stige. Noe CO₂-væske og olje tas ut av fordamper fra bunnen. CO₂ kokes av og olje blir sendt til oljereservoar. Eventuell flytende CO₂ som følger med olje ut av fordamper bidrar ikke til kjøling i fordamper. Tap av ytelse er estimert til 3 %.

Standard løsning for kondensator på RSW anlegg er å ha kjølemediet på utsiden av rørene i rørkjelvarmeveksler. Det har flere fordeler, blant annet enkel drenering av kondensert væske ut av kondensatoren. For CO₂ kan dette designet være utfordrende. Når sjøvannstemperaturen er høy (20 °C) må CO₂-anlegget operere transkritisk (kompressorens utløpstemperatur/trykk blir høyere enn kritisk verdi). Det er da nødvendig med relativt stor massefluks (300-500 kg/s.m²) for å oppnå god varmeovergang. Dessverre er gasstettheten høy på grunn av det høye trykket, og i praksis er det vanskelig å ha tettpakket med rør for å redusere tverrsnitt på CO₂-siden. En løsning er å ha mange skilleplater for å øke CO₂-hastigheten, men det betyr en del mekanisk arbeid som kan være kostbart. I tillegg blir en høytrykksmantel tung og kostbar. Det ble derfor valgt en annen løsning med CO₂ i korrugerte titanrør. Det blir enklere å få høy hastighet på CO₂-siden og varmeovergangen er god. Drenering av væske kan være en utfordring, men laboratorieforsøk viste ingen problemer. Med dette systemet er høytrykk begrenset til rørene, og mantel kan være av lav trykkklasse laget av billig plastmateriale.

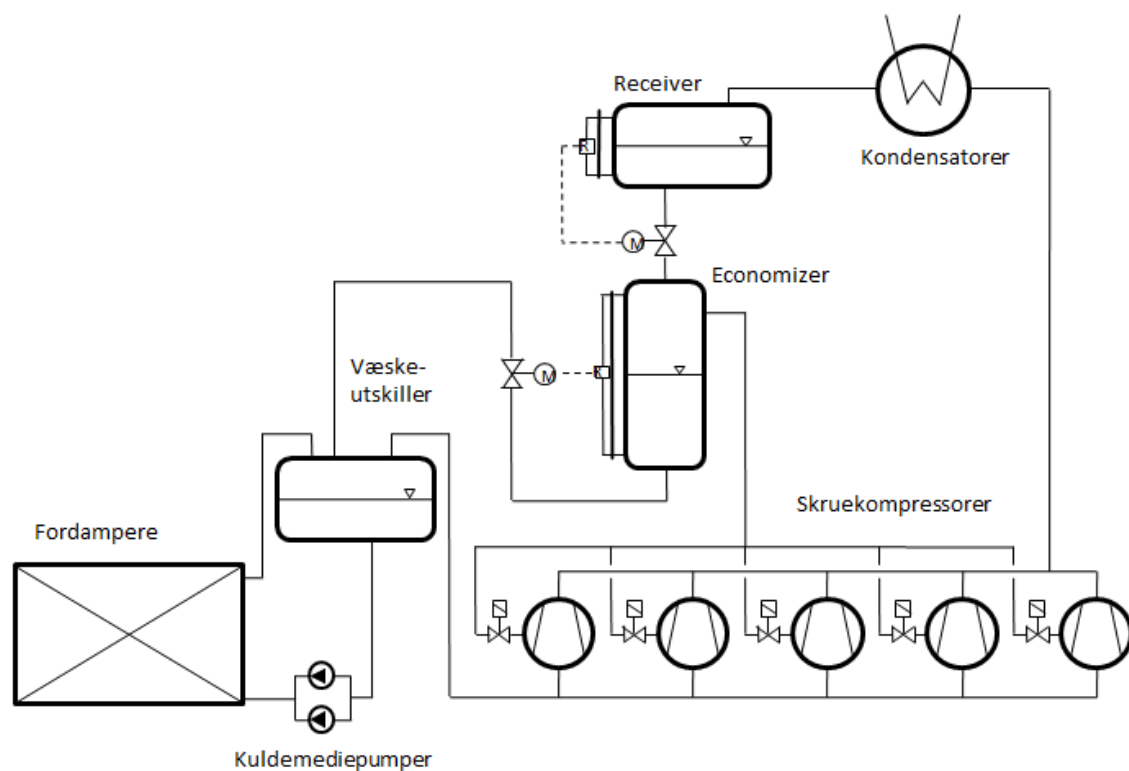
CO₂ stempelkompressor er en veletablert teknologi. I motsetning til skruekompressor er det enkelt å regulere høytrykkssiden ved varierende sugetrykk uten særlig virkningsradstap. Dorin har utviklet en ny generasjon semi-hermetiske kompressorer, CD serie, med opp til 27 m³/h ved 50 Hz. En fremtidig mulighet blir å kjøre disse kompressorer mellom 30 og 70 Hz. Da vil anlegget klare seg med 3 kompressorer. Dette er et håndterlig antall kompressorer, som gir muligheter for effektiv kapasitetsstyring (en kompressor er frekvensstyrt mellom 30 og 60 Hz) (Ladam 2012).



Figur 12.1. Prinsippskisse og bilde av RSW-anlegg (Ladam 2012)

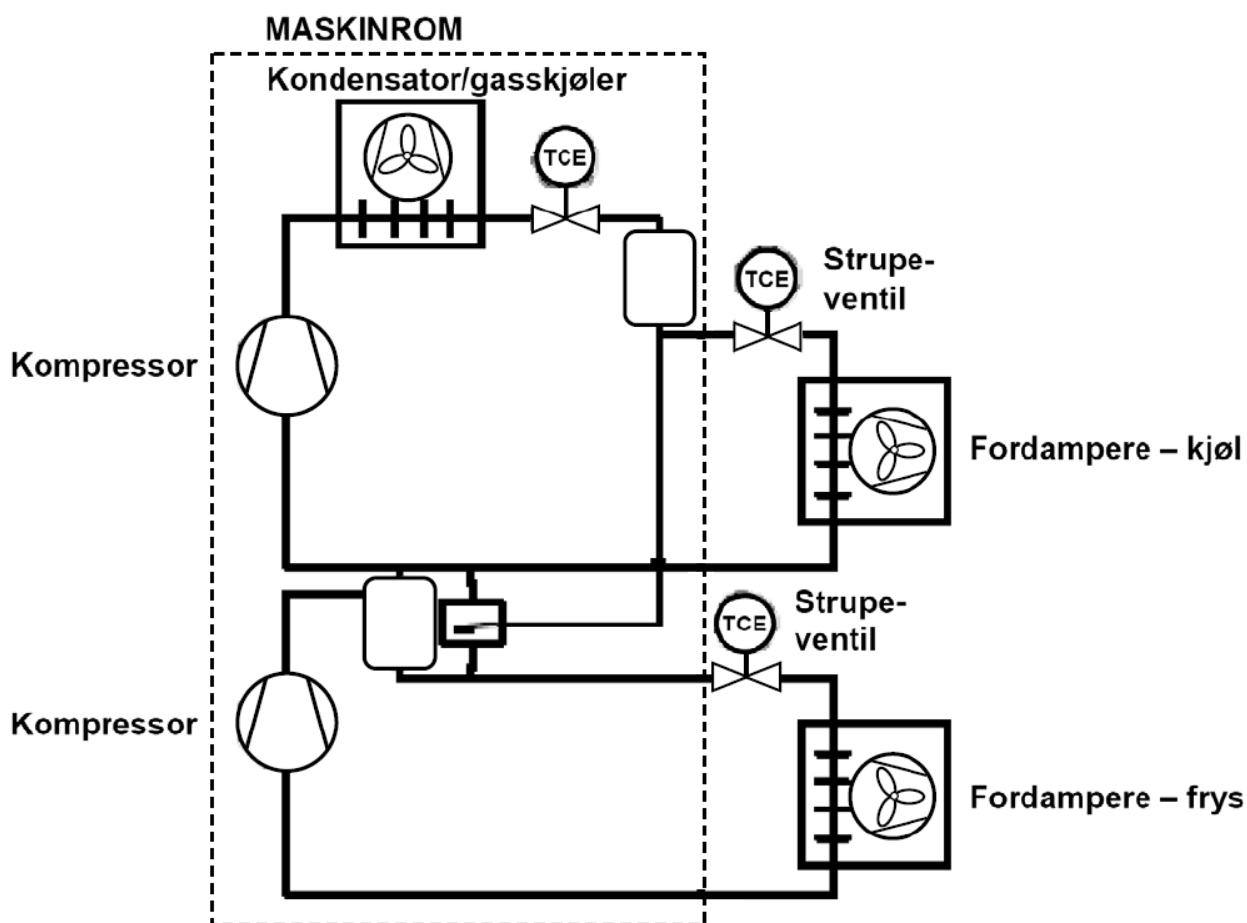
12.2 Et-trinnsanlegg med economizer

I Figur 12.2 vises et anlegg med flere parallelle skruekompressorer og en economizer. Skissen er basert på kuldeanlegget til Norway Pelagic i Måløy (Widell and Eikevik 2010). Med kun et trinn blir trykkdifferansen over kompressorene stor og derfor er det mest egnet med skruekompressorer.



Figur 12.2. Forenklet skisse over kuldeanlegg med skruekompressorer og economizer, basert på anlegget til Norway Pelagic i Måløy.

12.3 To-trinnsanlegg



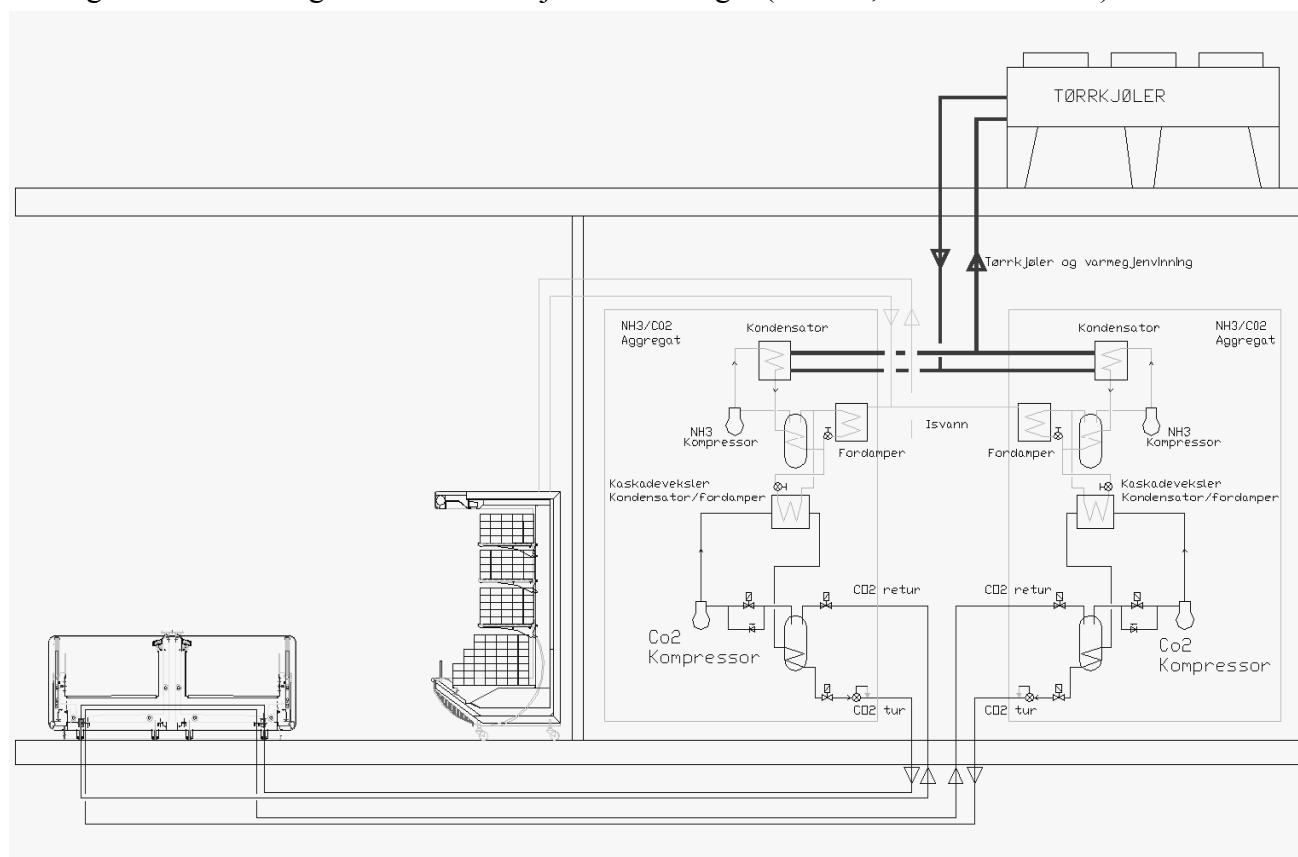
Figur 12.3. To-trinnsanlegg for CO₂, for både kjøling og frysing (Haukås, Stene et al. 2007), sid 20.

Figur 12.3 viser et eksempel på et to-trinnsanlegg for CO₂, typisk brukt i et supermarked med både kjøle- og frysebehov.

12.4 Kaskadeanlegg

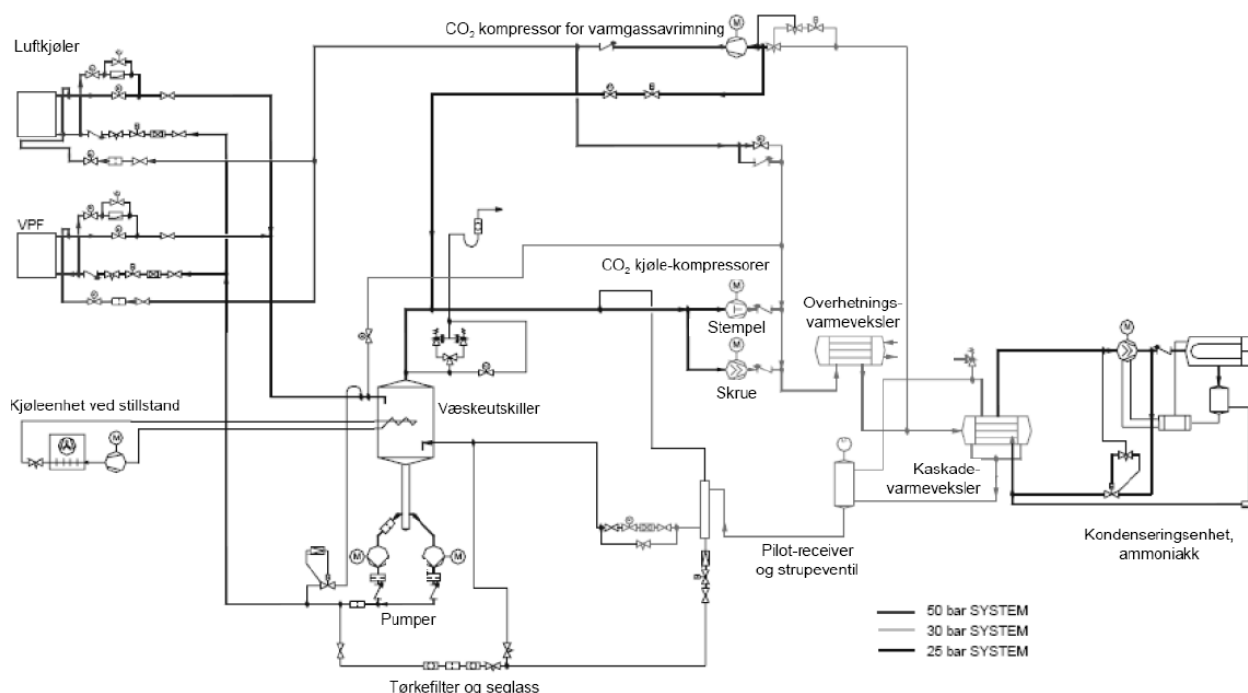
Ammoniakk kan også inngå i kaskadeanlegg med to atskilte kretser med ulike kuldemedier, hvor CO₂ benyttes i bunnttrinnet og ammoniakk i topptrinnet. I NH₃/CO₂-kaskadeanlegg kan det oppnås en fordampningstemperatur ned mot ca. -50 °C (Haukås, Stene et al. 2007).

Det første kaskadeanlegget med CO₂ i Norge var et anlegg med ammoniakk i topptrinnet, installert i en Mega-butikk (2002), se Figur 12.4. Dimensjonerende kuldeytelse for kjøling var 70 kW og for frysing 18 kW. I henhold til beregninger kommer anlegget, og spesielt frysedelen, energimessig svært godt ut sammenlignet med konvensjonelle løsninger (Haukås, Stene et al. 2007).



Figur 12.4. Systemskjema for CO₂/NH₃ kaskadeanlegg ved Mega Tøyen (Haukås, Stene et al. 2007).

Det første *industrielle* kaskadeanlegget i Norge med CO₂/NH₃ ble installert i tråleren MS Kvannøy i 2002, Figur 12.5 (Haukås, Stene et al. 2007). CO₂-anlegget betjener 11 platefrysere, 9 fryserom og én ismaskin. Ytelsen er 1350 kW ved -48 °C fordampningstemperatur. RSW produseres for øvrig i egne RSW-anlegg med ammoniakk.



Figur 12.5. Systemskjema for CO₂/NH₃-kaskadeanlegg om bord i MS Kvannøy (Haukås, Stene et al. 2007).

Det er flere årsaker til det benyttes CO₂/NH₃ kaskadeanlegg og ikke to-trinns ammoniakkanlegg. For mange byggherrer teller det mye at fyllingsmengden av ammoniakk kan reduseres til en brøkdel av det en ellers ville brukt, samtidig som all ammoniakk, uten det som må være i utendørs kondensatorer, er samlet inne i maskinrommet. En annen viktig årsak er at det kan bygges kostnadseffektive anlegg ned mot ca. -50 °C fordampingstemperatur, og på den måten øke produksjonskapasiteten betydelig på ulikt innfrysingsutstyr (Haukås, Stene et al. 2007). Nødvendig kompressorvolum for lavtrykkstrinnet er typisk 10 ganger lavere for CO₂ enn for ammoniakk. En annen fordel med CO₂/NH₃ kaskadeanlegg er at en unngår bruk av luftutskillere og ikke vil trekke fuktighet inn i anlegget da lavtrykkssiden alltid arbeider med overtrykk.

Energiforbruket for CO₂/NH₃ kaskadeanlegg er rapportert å være opp mot 8-10 % lavere enn de mest energieffektive konvensjonelle kuldeanleggene. I tillegg ble det vist en redusert frysetid på 40 % på Kvannøy-anlegget og tilsvarende økt frysekapasitet. (Haukås, Stene et al. 2007)

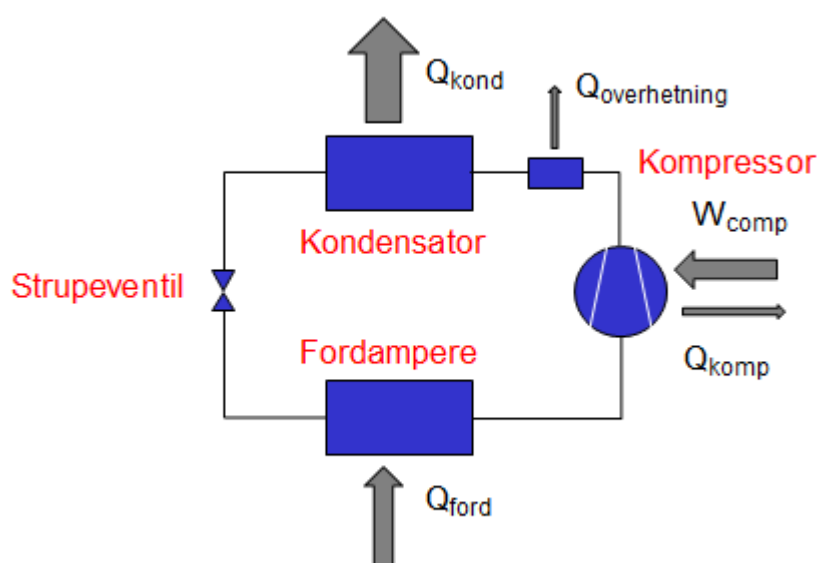
13 Varmegjenvinning

Det er hovedsakelig to kilder til spillvarme i et industrielt kuldeanlegg; høytrykksiden og oljekjølekretsen, se Figur 13.1. Kondensatorvarmen er kvantitativt stor, men temperaturnivået er lavt, typisk 16-38 °C. Denne kan brukes til forvarming av tappevann, romoppvarming eller oppvarming av utearealer om vinteren.

En mindre del av varmen på høytrykksiden (ca. 10 %, (Stoecker 1998), kap. 16), den som avgis rett etter kompressoren, har en høyere temperatur enn resten (50-115 °C). Denne varmen kan hentes ut i en overhettingsvarmeveksler. Temperaturen avhenger av hvilket kuldemedium som brukes, type kompressor og trykknivå. Det er ført og fremst i ammoniakksystem at overhettingsvarmevekslere er brukt, i systemer med syntetiske kuldemedier er temperaturen vanligvis for lav. Best utnyttelse får man av en motstrøms varmeveksler, som gir en utløpstemperatur på vannet som er høyere enn kondenseringstemperaturen.

Kondensatorvarmen er grovt regnet kuldeeffekt + kompressoreffekten, hvilket innebærer at mengden kondensatorvarme blir liten ved lav drift av kuldeanlegget. Et varmegjenvinningssystem må derfor være tilpasset til svingninger i driften og mulig tilleggsoppvarming må være tilgjengelig.

Den andre hovedkilden til spillvarme er oljekjølekretsen, der oljen brukes til å kjøle og smøre kompressoren. Temperaturen på oljen etter kompressoren er 60-80 °C og denne må ned til 40 °C før den går inn på kompressoren igjen (Gjøvåg 2003; Gjøvåg 2004).



Figur 13.1. Oversikt varmekilder i kuldeanlegg.

En annen måte å utnytte en varmemengde med lav temperatur på er å oppgradere denne varmen med en varmepumpe, hvilket allerede gjøres i noen anlegg. Visser (2010) fant at man kan spare 37-40 % i spesifikk energibruk ved å gå over fra kun oppvarming med gasskjel til å varme opp med en kombinasjon av varmepumpe og gasskjel. Dette var anlegg for forskjellige typer av kjøtt og med både NH₃ og CO₂.

Ved et slakteri på Jæren har man bygget ut varmegjenvinningsanlegget og installert en NH₃-varmepumpe på toppen av kuldeanlegget. Dette har gitt en reduksjon fra 55 % til 13 % i bruk av ekstern energi for oppvarming av varmtvann (Widell, Indergård et al. 2013a).

14 Diskusjon og konklusjon

Denne rapport har beskrevet flere forskjellige aspekter av kuldeanlegg for pelagisk industri. Formålet har vært å kombinere teori med tall fra virkelige systemer og anlegg, og som referanser har både norsk og internasjonal litteratur blitt brukt. Det har ført og fremst vært fokusert på fryseanlegg, men noen delkapitler inkluderer også kjøling.

I introduksjonen ble det vist til at sild og makrell gir lavest mengde av CO₂/kg ferdig produkt sammenlignet med bl.a. torsk, sei, hyse og laks i livssyklusanalyser (LCA). De fleste produktene som var inkludert ble transportert til utlandet, både til Europa og til Asia. En stor del (95%) av den pelagiske fisken blir eksportert.

Pelagisk fisk blir frosset, hvilket er en energikrevende prosess. For en del år siden var elektrisiteten forholdsvis billig, derfor var det ikke fokus på energieffektivisering i innfrysingsbedriftene. Når strømmen blir dyrere blir det viktigere å gjøre tiltak for å redusere energibruken. Å redusere energibruken har også en hensikt i seg selv og for i et videre perspektiv forbedre miljø og klima.

Tiltak for å redusere energibruken har blitt beskrevet i denne rapporten, men en rapport med kun fokus på dette har blitt skrevet parallelt med denne; L1.2 Energieffektiviseringstiltak ved dagens anlegg i pelagisk industrien. I denne fremgår at man må ha god regulering av kuldeanlegget, redusere unødvendig varmelast, ha bra luftfordeling over alle produkter, temperaturnivåer bør være riktige og man bør ha varmegjenvinning der det er hensiktsmessig. Det er mange faktorer som påvirker hvor mye og hvilke tiltak man kan gjøre på et anlegg. Økonomi er ofte det som har størst betydning, men også hvordan og når personalen arbeider har ofte stor betydning. Dette kan også være vanskelig å kvantifisere, og kan derfor falle utenfor beregninger og optimaliseringer. Som eksempel er å fylle, fryse og tømme en tunell på et døgn, dette kan være det mest hensiktsmessige med hensyn på personell, men kanskje ikke det som gir lavest energibruk.

Hvert kuldeanlegg og hver innfrysingsbedrift er forskjellig, så noe som er optimalt for et anlegg er ikke nødvendigvis det for et annet. I denne rapporten er forskjellige utforminger beskrevet, både på systemnivå (tunneller, platefrysere, kaskadeanlegg, etc.) og på komponentnivå (kompressorer, kondensatorer, fordampere etc.). Fryseanlegg kjøpes aldri som ferdigpakker, men designes for hvert enkelt tilfelle.

Et kapittel beskriver kuldemedier. I denne bransjen er bruken av ammoniakk utbredd. Ammoniakk har gode termofysiske egenskaper, ingen klima- og miljøpåvirkning og er forholdsvis billig å etterfylle. Ulempen er at man trenger økt sikkerhetsrutiner. Men på store industrielle anlegg er det ofte personell med kunnskap og gode rutiner for dette, i tillegg til at der er mulig å ha kuldeanlegget i et separat maskinrom.

Kapitlet før konklusjonen behandler varmegjenvinning. Dette er noe som finnes på en del anlegg, da fremfor alt gjenvinning av kompressorvarme, fra oljekjøleren og fra overhetningsvarmevekslere. Kondensatorvarmen er stor, men har lav temperatur og er derfor vanskelig å bruke, men hvis den brukes i en varmepumpe kan det gi mye gratisvarme hvis det er behov for det i fabrikk.

15 Referanser

- Alonso, M. J., T. Andresen, et al. (2011). "Improvements of air flow distribution in a freezing tunnel using Airpak." *Procedia Food Science* 1(0): 1231-1238.
- Armstrong. "Refrigerated purging solutions, <http://www.armstronginternational.com/>." Retrieved 27.05, 2014.
- ASHRAE (2006). *Handbook - Refrigeration*. Atlanta, USA, American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers.
- Baltimore Aircoil Company. "<http://www.baltimoreaircoil.eu/products/VXC>." Retrieved July, 2014.
- Bergman, T. L., A. S. Lavine, et al. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons.
- Cool Partners. "Safe and efficient refrigeration, <http://www.coolpartners.dk/>." Retrieved 27.05, 2014.
- EEA (2013). Trends and projections in Europe 2013. Tracking progress towards Europe's climate and energy targets until 2020. <http://www.eea.europa.eu/publications/trends-and-projections-2013/full-report-ghg-trends-and-1>, European Environment Agency.
- Ellingsen, H., A. Emanuelsson, et al. (2009). Energibruk og klimautslipp i eksport av norsk sjømat, SINTEF rapport A19097.
- Enova.no. "Enovas industrinettverk." Retrieved 08-04, 2014, from industrinettverk.enova.no/ChooseIndustry.aspx.
- Gaasholdt, S. (2013). *Kompendium for sertifisering i f-gassforordningen* Anser AS.
- Gjøvåg, G. A. (2003). Energibruk og -utnyttelse ved industrielle kuldeanlegg, Prosjektoppgave, NTNU.
- Gjøvåg, G. A. (2004). Energibruk og -utnyttelse ved industrielle kuldeanlegg, Hovedoppgave, NTNU.
- Haukås, H. T., J. Stene, et al. (2007). Kjøle- og fryseanlegg med CO₂ (R744) som kuldemedium, Norsk Kjøleteknisk Forening - Kurs, SINTEF & NTNU.
- IPU & Department of Mechanical Engineering - Technical University of Denmark (2010). Coolpack, Database and simulation program: www.ipu.dk.
- Ladam, Y. (2012). Fremtidens RSW-anlegg på fiskebåt – CO₂ RSW pilot, SINTEF Report TRA7232.
- Lorentzen, G. (1965). "How to design piping for refrigerant recirculation." *Heating/Piping/Air Conditioning* 37(6): 139-152.
- Magnussen, O., O. Jonassen, et al. (2006). Lødingen Fryseri AS Kondensatortrykk i kuldeanlegg, Teknisk rapport, TR F6302.
- Magnussen, O. M. and T. S. Nordtvedt (2006a). Kuldeanlegget - ENØK i fiskeindustrien, Teknisk rapport, A6287.
- Nordtvedt, T. S., I. G. Aursand, et al. (2008). "Oppsummering av prosjektet Optimal emballering av pelagisk fisk, SINTEF Notat 0807099247."
- Nordtvedt, T. S. and M. Sandbakk (2004). Fremtidens pelagiske innfrysingsbedrift, SINTEF rapport STF80 F045009.
- Norway Pelagic. 2014, from www.norwaypelagic.no/index.asp.
- Pearson, A. B. (2008a). *Ammonia as a refrigerant*, International Institute of Refrigeration.
- Pearson, A. B. (2008b). "Review: Refrigeration with ammonia." *International Journal of Refrigeration* 31(4).
- Pearson, S. F. (2008c). *Saving energy in refrigeration, air-conditioning and heat-pump technology*, International Institute of refrigeration.
- Pham, Q. T. (1986). "Freezing of foodstuffs with variations in environmental conditions." *International Journal of Refrigeration* 9(9): 290-295.
- Pham, Q. T. (2002). Cooling and freezing times using simplified methods: http://www.ceic.unsw.edu.au/staff/Tuan_Pham/coolfreeze.xls.
- Returgass. Retrieved 10-04, 2014, from www.returgass.no/Hovedmeny/Kuldemedier%20og%20HMS/Kuldemediumoversikt.aspx.

- SINTEF Fiskeri- og havbruk AS. "Miljøregnskap fiskeri og havbruk." Retrieved 08-05, 2014, from <http://www.sintef.no/Fiskeri-og-Havbruk-AS/Tema/Radgiving/Kompetanse-og-tjenester/miljoregnskap-sjomat/>.
- Skaginn. "www.skaginn.is." Retrieved Juni, 2014.
- Stene, J. and T. Skiple (2008). SUPERFRYS – Vurdering av naturlige kuldemedier for lavtemperatur kuldeanlegg, Teknisk rapport
- Stoecker, W. F. (1998). Industrial Refrigeration Handbook, McGraw Hill.
- Tokle, T., S. Grandum, et al. (1993). Brukeroversikt - Kuldemedier i Norge, Rapportnr STF11 A93051, NTH-Sintef Kuldeteknikk.
- Valentas, K. J., E. Rotstein, et al. (1997). Handbook of food engineering practice, CRC Press.
- Visser, K. (2010). The use of NH₃ and CO₂ heat pumps in food processing plants with cold storage facilities. IIR Int. Cold Chain Conference. Cambridge.
- Walnum, H. T., T. Andresen, et al. (2011). "Dynamic simulation of batch freezing tunnels for fish using Modelica." Procedia Food Science **1**(0): 698-705.
- Widell, K. N. (2012). Energy efficiency of freezing tunnels: towards an optimal operation of compressors and air fans, Norwegian University of Science and Technology.
- Widell, K. N., M. J. Alonso, et al. (2014). Memo: Analysis of freezing tunnel construction and air flow distribution.
- Widell, K. N. and T. Eikevik (2008). Reducing power load in multi-compressor refrigeration systems by limiting part-load operation. IIR Gustav Lorentzen Conference. Copenhagen, Denmark.
- Widell, K. N. and T. Eikevik (2010). "Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems." International Journal of Refrigeration **33**(1): 88-94.
- Widell, K. N., T. M. Eikevik, et al. (2012). The effect of reduced air fan speed on freezing time and energy consumption in a freezing tunnel. IIR Gustav Lorentzen Conference, Delft, The Netherlands.
- Widell, K. N. and F. Frydelund (2009). Air velocity field in an air blast freezing tunnel. Deutscher Kälte-und Klimatechnischer Verein eV.
- Widell, K. N., E. Indergård, et al. (2013a). Energy- and carbon footprint reduction in industrial production of hot water in abattoir by use of surplus heat and heat pump systems. 2nd IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain. Paris, France.
- Widell, K. N. and Y. Ladam (2013b). Driftsdata fra eksisterende RSW- og kombianlegg basert på NH₃ og CO₂ i fiskefartøy, SINTEF rapport TRA7302.
- Wile, D. D. (1962). Evaporator performance with liquid refrigerant recirculation. Proceedings of Meeting of Annex 1962-1, Washington D. C. .
- Ziegler, F., U. Winther, et al. (2013). "The Carbon Footprint of Norwegian Seafood Products on the Global Seafood Market." Journal of Industrial Ecology **17**(1): 103-116.



Teknologi for et bedre samfunn

www.sintef.no