

Rapport

Energieffektiviseringstiltak ved dagens anlegg i pelagisk industrien

Leveranse L1.2

Forfatter(e)

Ole Stavset

Tom Ståle Nordtvedt

Kristina Norne Widell



Rapport

Energieffektiviseringstiltak ved dagens anlegg i pelagisk industrien

Leveranse L1.2

EMNEORD:
EnergieffektiviseringVERSJON
2DATO
2014-09-26FORFATTER(E)
Ole Stavset
Tom Ståle Nordtvedt
Kristina Norne WidellOPPDRAUGSGIVER(E)
FHFOPPDRAUGSGIVERS REF.
FHF pnr. 900915PROSJEKTNR
502000326ANTALL SIDER OG VEDLEGG:
23+ vedlegg

SAMMENDRAG

Denne rapporten er leveranse L1.2 i prosjektet Teknologi for effektiv og bærekraftig innfrysing av pelagisk fisk. Rapporten beskriver effektiviseringstiltak som kan gjennomføres ved dagens anlegg i pelagisk industrien.

Rapporten starter med en introduksjon til temaet, etterfulgt av et kapittel om styring, regulering og overvåkning, hvor spesielt kompressorregulering trekkes fram som et viktig element. I kapittel 3 beskrives ulike tiltak som kan redusere kuldebehovet og fornuftig vifteregulering vil være viktig i frysetunellene, mens reduksjon av lekkasjevarmen og effektiv avriming er viktig for lageret. Effekten av god og jevn luftgjennomstrømning i tunellen og hvordan dette kan oppnås blir beskrevet i kapittel 4. Kapittel 5 tar for seg hvordan temperaturnivået påvirker energiforbruket, og gode rutiner for luftutskilling og fornuftig valg av kondensatorløsning trekkes fram som viktige element. Til slutt beskrives det hvordan man kan gjenvinne varmen fra kuldeanlegget, før rapporten avsluttes med oppsummering i kapittel 7 samt referanseliste.

UTARBEIDET AV
Ole Stavset

SIGNATUR

KONTROLLERT AV
Anne Karin Hemmingsen

SIGNATUR

GODKJENT AV
Petter E. Røkke

SIGNATUR

RAPPORTNR
TR A7420ISBN
978-82-594-3593-4GRADERING
ÅpenGRADERING DENNE SIDE
Åpen

Historikk

VERSJON	DATO	VERSJONSBEKRIVELSE
2	2014-09-12	Ferdig rapport

Innholdsfortegnelse

1	Introduksjon.....	5
2	Styring, regulering og overvåkning	5
2.1	Energiledelse.....	5
2.2	Kompressorregulering	6
2.2.1	Skruekompressor.....	6
2.2.2	Stempelkompressor.....	7
2.3	Vifteregulering	8
2.4	Vedlikehold	8
3	Kuldebehov	8
3.1	Frysetunell.....	8
3.1.1	Produktene	8
3.1.2	Varmetap	8
3.1.3	Tekniske installasjoner.....	8
3.2	Fryselager	10
3.2.1	Varmelekkasje	11
3.2.2	Driftslast.....	11
3.2.3	Tekniske installasjoner.....	12
3.2.4	Avriming.....	12
4	Luftstrømning gjennom tunellen	13
4.1	Luftstrømningsprofilen	13
4.1.1	Himling.....	14
4.1.2	Ledeskovler	15
4.1.3	Plassering av produkt	16
4.2	Trykkfall.....	16
5	Temperaturnivå.....	17
5.1	Fordampningstemperatur.....	17
5.2	Kondenseringstemperatur	17
5.2.1	Luftkjølte kondensator	19
5.2.2	Fordampningskondensator.....	19
5.2.3	Vannkjølte kondensator	19
6	Varmegjenvinning	19
6.1	Kondenseringsvarme	20
6.2	Kompressorkjøling	21

7	Oppsummering.....	21
8	Referanser.....	23

BILAG/VEDLEGG

[Skriv inn ønsket bilag/vedlegg]

1 Introduksjon

Denne rapport er leveranse L1.2 i prosjektet *Teknologi for effektiv og bærekraftig innfrysing av pelagisk fisk*. Rapporten beskriver tiltak som kan bidra til energieffektivisering ved dagens anlegg i pelagisk industrien. Forslag til tiltak og dokumentasjon er blant annet hentet fra tidligere rapporter utarbeidet ved SINTEF Energi, og andre artikler som omhandler temaet. I tillegg er målinger ved dagens anlegg samt simuleringer benyttet for å belyse utfordringene og tiltakene som beskrives.

Det er stor variasjon i hvor stor effekt ulike tiltak gir og hvor mye som kreves for å få dem gjennomført, og ofte kan en del energi spares kun ved bevisstgjøring av driftspersonalet. Drift og adferd spiller en vesentlig rolle for energibruken ved et anlegg, og enkle tiltak som hverken krever investeringer eller oppgraderinger kan gi effekt. Eksempler på slike tiltak kan være å skru av ting som ikke er i bruk, eller ikke skru på ting som ikke skal brukes. Det er flere eksempler på frysere som går uten at det er produkter som skal fryses, eller tørkeskap som kun tørker luft.

Andre tiltak kan kreve til dels store investeringer, og det vil da være en avveining mellom forventet energibruksreduksjon og investeringskostnad. I rapporten beskrives ulike tiltak som kan gjøres ved for eksempel kuldeanlegget, luftsirkulasjon i frysetuneller eller styringen av anlegget.

2 Styring, regulering og overvåkning

Mange av dagens kuldesystemer 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 spesielt viktig ved kompressorstyring og utfordringen er 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 at flere kompressorer går på dellast med store 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).

For å sikre optimal drift av anlegget bør man ha et felles SRO-system (Styring, Regulering og Overvåkning) som viser energiforbruket til de ulike komponentene i kuldesystemet. En slik overvåkning vil gjøre det lettere å oppdage feil ved anlegget, for eksempel lekkasjer eller feil regulering av kompressorene. Under gitte forutsetninger kan det mest optimale energiforbruket kalkuleres og sammenlignes med det målte forbruket. Årsaken til avviket kan finnes manuelt, men det kommer overvåkningssystem som kan foreslå mulige årsaker. Det er også viktig å logge energiforbruket sammen med andre parametere som temperaturnivå, produksjonsrate mv. slik at man kan sammenligne forbruket fra dag til dag. På denne måten blir det lettere å oppdage avvik (Pearson 2008).

Det er flere leverandører av SRO-system som kan levere til anlegg i pelagisk industrien, men det er få standardiserte produkt. Eksempler på leverandører er Iwmac, Siemens, Schneider Electric og Johnson Controls.

2.1 Energiledelse

Ikke-teknologiske løsninger kan i mange tilfeller bidra til å redusere energiforbruket, og god energiledelse kan sikre rasjonell drift og vedlikehold ved hjelp av gode rutiner og god adferd. Et element er å utarbeide

energielaterte mål og handlingsplaner. Konkrete mål over hva man ønsker å oppnå, og en handlingsplan som beskriver hvordan målene skal nås kan være et effektivt virkemiddel for å redusere energiforbruket. Opplæring av ansatte som har innflytelse på energiforbruket i virksomheten er også viktig, slik at de får tilstrekkelig kompetanse og bevissthet angående energieffektivisering. Videre er det viktig å ha gode rutiner for drift og vedlikehold av utstyret slik at det driftes optimalt. Ved innkjøp av nytt utstyr bør det undersøkes om det finnes mer energieffektive alternativ som samtidig imøtekommer tekniske og økonomiske krav. Energioppfølging er også et viktig element innen energiledelse, og systematisk registrering, analyse og rapportering sikrer god kontroll over energibruken i bedriften. Energioppfølging gir økt kunnskap om energibruken, oversikt over den tekniske tilstanden til komponenter i anlegget, sikrer at feil blir raskt oppdaget, bidrar til å dokumentere energibesparelser og gir et bedre grunnlag for budsjettering (Enova 2007). Enova har et eget program som kan gi støtte til innføring av energiledelse (Enova.no).

God energiledelse kan i seg selv bidra til energieffektivisering, uten behov for dyre investeringer. Flere av tiltakene som beskrives i denne rapporten kan benyttes for å sikre god og rasjonell drift av anlegget.

2.2 Kompressorregulering

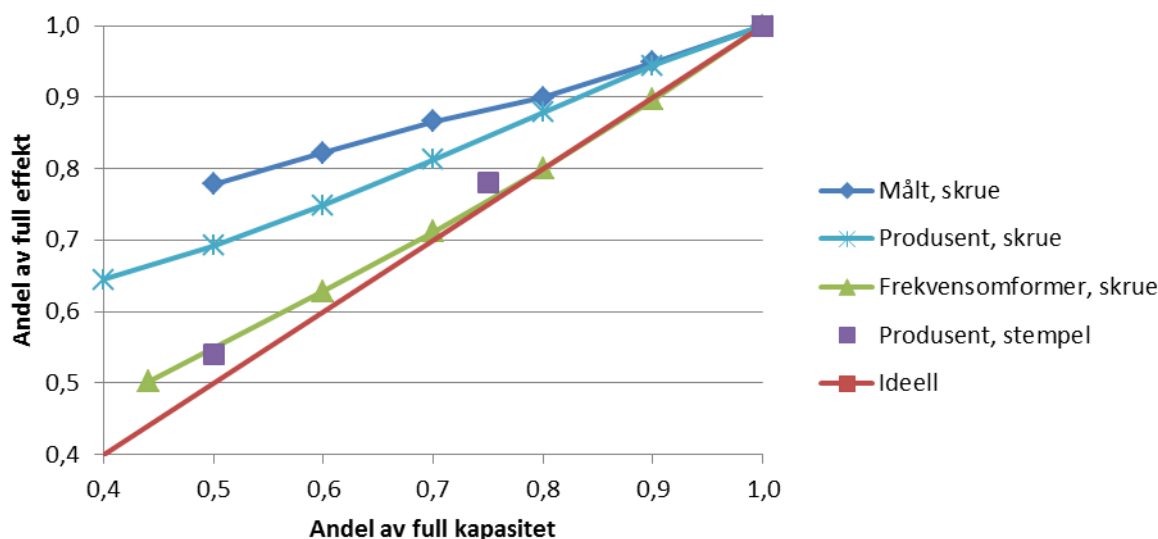
Kompressorene ved et kjøleanlegg er de komponentene som står for den største delen av energiforbruket. Tiltak som kan iverksettes for å redusere elektrisitetsforbruket vil avhenge av hvilken kompressorløsning som er valgt. Stempel- og skruekompressorer er de mest brukte kompressorene for industrielle ammoniakkanlegg. For mer informasjon om ulike kompressorløsninger, se leveranse L2.2; Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri, kapittel 10.3.

Ved anlegg hvor det ikke er kontinuerlige frysetuneller, vil belastningen på kuldeanlegget variere i løpet av innfrysningsperioden, noe som gjør at kompressorene må reguleres. Siden effektiviteten til kompressorene går ned når de driftes på dellast, er det viktig med god regulering av kompressorene i et anlegg. For å unngå at flere kompressorer driftes på dellast samtidig, bør kuldeanlegget bestå av kompressorer ved ulik kapasitet, slik at en eller flere av dem driftes for fullt det meste av tiden. I tillegg kan man installere en frekvensomformer på en eller flere av kompressorene for å forbedre dellasteffektiviteten (Pearson 2008).

For store anlegg med flere tuneller er det vanlig at disse startes etter hverandre, slik at ikke alle krever maksimal ytelse samtidig. På denne måten reduseres det totale effektbehovet til anlegget. Dersom det er store tuneller som lastes over lang tid, bør tunellene arrangeres i seksjoner som kan startes etter hvert som de er fylt.

2.2.1 Skruekompressor

Mange anlegg benytter skruekompressorer med sleideregulering. Slike kompressorer har lav effektivitet når de driftes på dellast, se Figur 2.1. 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 blir da lav. Forholdet mellom sleidens posisjon og kapasiteten er ikke lineær, så allerede ved en liten åpning går kapasiteten mye ned. Store anlegg har som oftest flere slike kompressorer, og dersom flere driftes på dellast samtidig, synker den totale effektiviteten for anlegget betydelig. Det er derfor viktig at kun en kompressor kjøres på dellast om gangen.



Figur 2.1 Dellastkarakteristikker. Målte verdier for en skruekompressor med sleideregulering, verdier oppgitt fra en produsent og verdier for skruekompressor med frekvensomformer, samt verdier fra en produsent for stempelkompressor og en ideell kurve.

Widell og Eikevik (2008) viste at COP-verdien til et anlegg kunne forbedres med mellom 1,6 % og 11,8 % ved å optimalisere driften av kompressorene. Optimal drift vil si at kuldebehovet dekkes av et gitt antall kompressorer i full drift sammen med den kompressoren med best dellasteffektivitet ved det gitte behovet. Det største forbedringspotensialet (11,8 %) ble funnet i perioder med lav produksjon, siden flere kompressorer da opererte på dellast. I perioder hvor anlegget utnyttet kapasiteten maksimalt var forbedringspotensialet mindre (1,6 %) siden kompressorene da stort sett ble kjørt for fullt.

For å øke energieffektiviteten ytterligere ble det sett på muligheten for å installere en frekvensomformer til én eller flere av kompressorenes motorer, for å forbedre dellasteffektiviteten, se Figur 2.1. I anlegg med flere kompressorer er det ofte ulik kapasitet på de ulike kompressorene, og Widell og Eikevik (2010) simulerte hvordan en frekvensomformer på en eller flere av kompressorene ville forbedre effektiviteten sammenlignet med ordinær drift og et tilfelle hvor de ikke benyttet frekvensomformer, men driftet kompressorene optimalt. Anlegget de benyttet i beregningene har 5 skruekompressorer, hvorav 3 er av samme størrelse. Resultatene viste at den største forbedringen var knyttet til optimal styring av kompressorene, men det kunne likevel være lønnsomt å installere én frekvensomformer. To frekvensomformere ville imidlertid ikke være lønnsomt. Videre ble det vist at det største forbedringspotensialet var på dager hvor ikke alle tunellene var i bruk. Dersom en frekvensomformer skal installeres, viste de at denne bør være på kompressoren med kapasitet i midten av kapasitetsspekteret. Forskjellene var små, så det var vanskelig å konkludere med hvilken kompressor som burde ha frekvensomformer.

2.2.2 Stempelkompressor

Stempelkompressorer kan reguleres og drives mer energieffektivt enn skruekompressorer, men krever til gjengjeld mer vedlikehold (Pearson 2008). Vanligvis reguleres stempelkompressorer ved å koble inn og ut sylindere. På denne måten får man en trinnvis regulering, f.eks. vil man med fire sylindere kunne drifte med 25, 50, 75 eller 100 % av full kapasitet. Som vist i Figur 2.1 ligger en slik regulering nær den ideelle kurven. Ulempen med dette er at man ikke har glidende kapasitetsregulering. Man kan også installere frekvensomformere til stempelkompressorer for å forbedre dellastreguleringen, men det vil avhenge av driften og størrelsen på anlegget om dette er lønnsomt.

2.3 Vifteregulering

I tillegg til at viftene bruker elektrisitet direkte, bidrar de til å øke kuldebehovet ved å tilføre varme til lufta i frysetunellene. Spesielt mot slutten av innfrysningsperioden står viftene for en betydelig del av kuldebehovet, og en fornuftig regulering av viftene vil bidra til å redusere energiforbruket. Mer om dette kan leses i kapittel 3.1.3.

2.4 Vedlikehold

Jevnlig vedlikehold er viktig for energiforbruket ved et anlegg. Interne lekkasjer i kuldeanlegget kan føre til et høyere energiforbruk enn nødvendig. Slike lekkasjer kan for eksempel oppstå i ventilene som brukes ved avriming, og kontroll av disse bør gjennomføres jevnlig. I anlegg som driftes ved under-atmosfærisk trykk vil luft og vanndamp kunne trenge inn i systemet. Det er derfor viktig med regelmessig kontroll av filter, pakninger, rør og ventiler mv. Rengjøring av vannsiden på kondensatorene vil også være viktig for å opprettholde en så lav kondenseringstemperatur som mulig. Dette bør enten gjøres regelmessig etter faste tidsintervall eller som følge av endret ytelse (Pearson 2008).

3 Kuldebehov

En av de viktigste formene for energieffektivisering vil være å redusere kuldebehovet. Det totale kuldebehovet som skal dekkes av kjøleanlegget er kuldebehovet til produktene, varmelekkasje gjennom vegger, tak og gulv, nedkjøling av varm uteluft og varme fra tekniske installasjoner og annet utstyr og personer. Mer om kuldebehovet kan leses i leveranse L2.2; Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri, kapittel 5.

3.1 Frysetunell

3.1.1 Produktene

Kuldebehovet til produktene i frysetunellen er i hovedsak bestemt ut fra mengde og type fisk og temperaturen til fisken inn og ut av frysetunellen. Siden hensikten med frysetunellene er å fryse fisken, er det vanskelig å redusere dette kuldebehovet. Imidlertid kan ujevn frysetid på grunn av temperatur- og lufthastighetsforskjeller i tunellen føre til en del av produktene er for lenge i tunellen, noe som gir økt kuldebehov og energiforbruk. Mer om dette kan leses i kapittel 4.

3.1.2 Varmetap

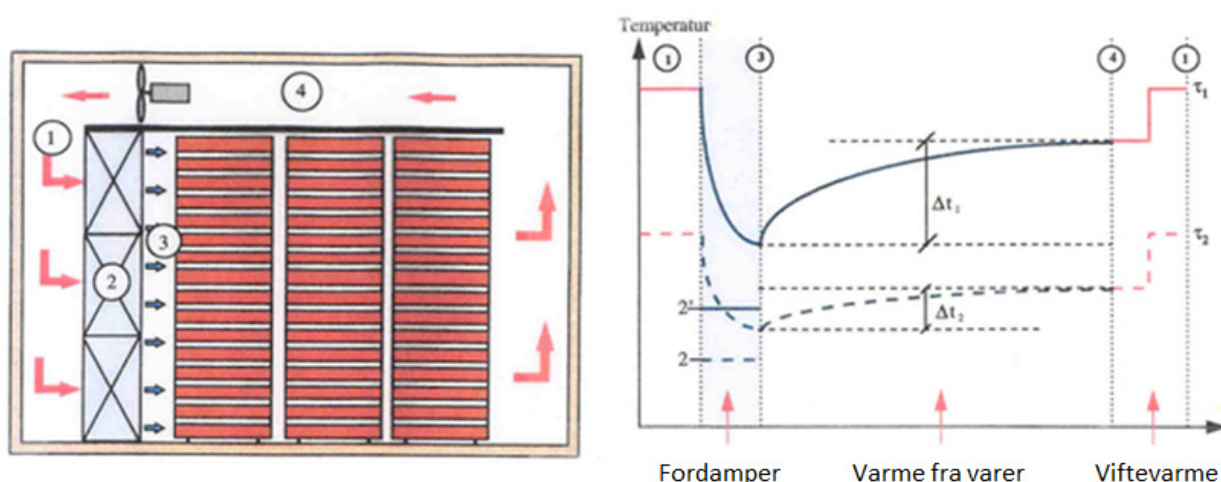
Under frysing ved full drift er varmelekkasjen relativt liten, siden utstyret oftest er kompakt og godt isolert. Derimot kan spesielt dører og åpninger gi luftlekkasjer og betydelig belastning. Det er derfor viktig å begrense lufttap ut av tunellen (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

3.1.3 Tekniske installasjoner

Varme fra tekniske installasjoner vil stå for en vesentlig del av kuldebehovet under frysing, og det er i hovedsak viftene som står for denne varmen. All effekt som blir brukt av viftene omvandles til varme inne i tunellen og denne varmen må fjernes ved hjelp av kuldeanlegget. Ved å begrense viftebruken vil man dermed kunne redusere kuldebehovet og dermed energiforbruket. Et alternativ kan være å plassere

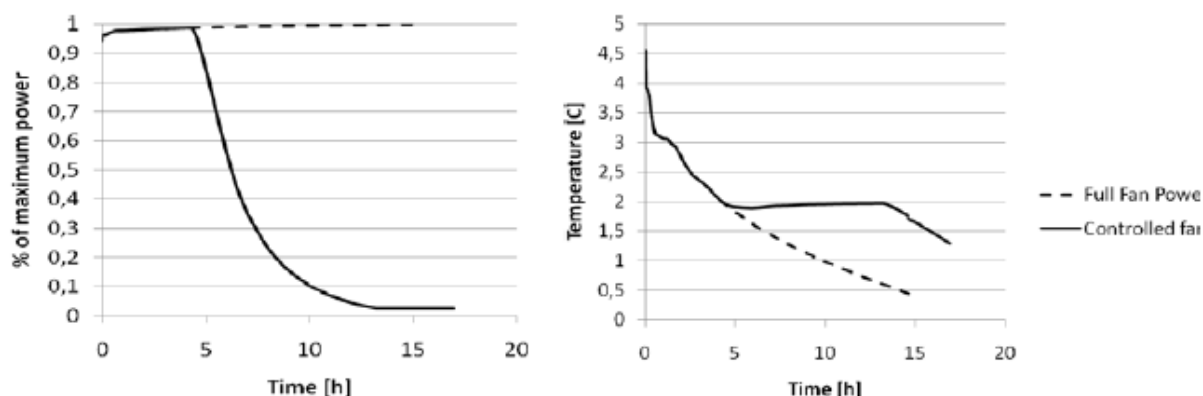
viftemotorene utenfor tunellen, noe som gjør at man unngår en del av varmen (ca. 15-30 %), men da får systemet en mer kompleks konstruksjon.

Varmen som avgis fra viftene bidrar til å øke lufttemperaturen i tunellen som vist i Figur 3.1. Figuren viser hvordan temperaturen reduseres ved fordamperen, før den øker gradvis gjennom tunellen mens den passerer varene. Deretter øker temperaturen ytterligere på grunn av varmen som tilføres fra viftene. I starten av prosessen er varmestrømmen fra produktene høy, og viftevarmen står for en relativt liten andel av kuldebehovet. Dersom vifteytelsen opprettholdes gjennom hele perioden, vil temperaturøkningen mot slutten være betydelig mindre siden den samme luftmengden passerer varene, men varmeavgivelsen er redusert. Viftevarmen vil imidlertid være den samme, og står da for en betydelig del av den totale temperaturøkningen. For mange av tunellene står det beregnede viftebehovet for omtrent 25-30 % av midlere totalt kuldebehov, men mange målinger har vist en betydelig høyere verdi, og mot slutten av frysingen kan viftevarmen utgjøre 80-90 % av kuldebehovet (Magnussen and Nordtvedt 2006a).



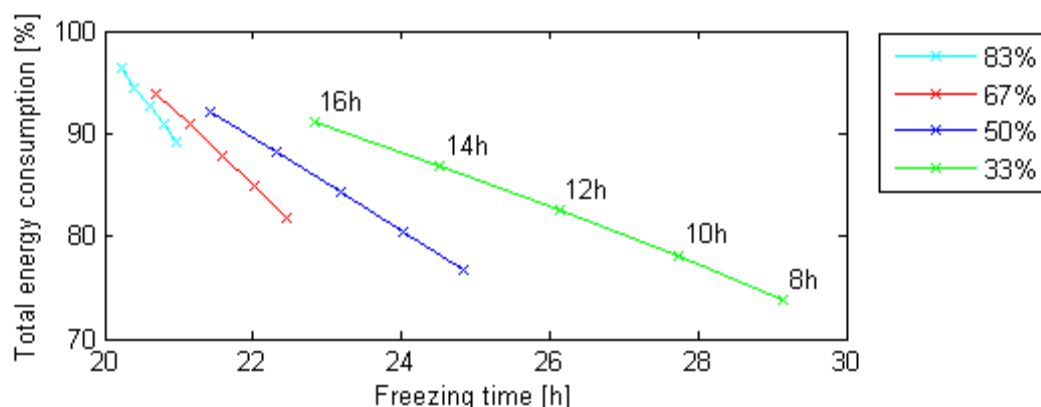
Figur 3.1 Prinsippskisse av vanlig arrangement i frysetunell og lufttemperaturer ved starten av prosessen (τ_1) og slutten av prosessen (τ_2) (Magnussen and Nordtvedt 2006a)

Dersom viftehastigheten reduseres mot slutten av innfrysningsperioden 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 simuleringene kunne viftene kontrolleres ned til 25 % av maksimal hastighet, og viftene ble kontrollert slik at lufttemperaturen økte med 2 °C over produktene. I starten er varmestrømmen fra produktene stor, og viftene gikk for fullt. Etter omtrent 5 timer begynte viftehastigheten og reguleres ned. Resultatet ble sammenlignet med en simulering hvor viftene gikk for fullt under hele innfrysningsperioden, se Figur 3.2.



Figur 3.2 Vifteeffekt og temperaturdifferanse gjennom tunellen (Walnum, Andresen et al. 2011)

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. Viftene ble regulert trinnvis, og de ulike trinnene var 33 %, 50 %, 67 % og 83 % av full hastighet. Nedreguleringen ble testet etter 8, 10, 12, 14 og 16 timer. I utgangspunktet var frysetiden 20 timer, og Figur 3.3 viser hvordan frysetiden forlenges og energiforbruket reduseres for de ulike nedreguleringene. For eksempel kan energiforbruket reduseres med nesten 20 % ved å tillate en frysetid på 24 timer i motsetning til 20 timer ved å redusere viftehastigheten til 50 % etter 10 timer.



Figur 3.3 Totalt energibruk og frysetid for de ulike alternativene for nedregulering av viftene (Widell, Eikevik et al. 2012)

Optimalisering av viftedriften vil derfor være et viktig tiltak for energieffektivisering av frysing i tunneller.

3.2 Fryselager

For et fryselager er en betydelig andel av kuldebehovet knyttet til varmetap. Varmetap vil i denne sammenhengen si at varme fra omgivelsene strømmer inn i det nedkjølte området, slik at mer varme må fjernes med hjelp av kuldeanlegget. Dette skjer både som varmeledning gjennom veggene, taket og gulvet (varmelekkasje) og ved luftstrømninger gjennom dører som åpnes (dørtap). Et overslag av vanlige belastninger på et relativt normalt fryselager på 10 000 m³ ved -30 °C og inn/utkjøring av 300 tonn varer pr døgn ble gjennomført av Magnussen og Nordtvedt (2006a). Siden driftsbelastningen oftest er knyttet til produksjonstiden vil belastningen variere. Treghet i nedkjøling/oppvarming av varer og i systemet gjør at en vanligvis fordeler lasten over døgnet. Siden driftsbelastningen ofte er større enn den jevne last, betyr det at en tillater noe variasjon i lufttemperaturen i lageret. For beregning av energiforbruket vil dette også spille mindre rolle så lenge effektiviteten av energisystemet ikke endres mye ved dellast. Ved eventuell

dimensjonering av selve kuldesystemet og komponenter må en dessuten ta hensyn til at en får redusert driftstid på grunn av avrimingsperiodene, driftsstopp for eventuell vedlikehold mv. Mer om dette kan leses i leveranse L2.2; Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri, kapittel 5. En oppsummering av "normalt" kuldebehov vises her.

Døgnbelastning ved full produksjon.

Varmelekkasje	: 33 kW · 24 timer	790 kWh
Varekjøling	: 300 tonn á 7,5 °C	960 "
Dørtap	: 2,5 timer á 305 kW	760 "
Fordampervifter:		150 "
Lys	: 10 timer	100 "
Trucker, mv.	: 10 timer á 5 kW	50 "
Avriming	:	370 "
Totalt		3 180 kWh

Med lasten jevnt fordelt over døgnet: $3\,180/24 = 132,5$ kW

Omregnet til belastning pr. volum:

$$q_{\text{tot}} = 132\,500 \text{ W}/10\,000 \text{ m}^3 = 13,3 \text{ W}/\text{m}^3,$$

av dette er "Driftslast" (varekjøling, dørtap og trucker): $q_{\text{last}} = \text{ca. } 7,4 \text{ W}/\text{m}^3$.

3.2.1 Varmelekkasje

Generelt er det viktig med god isolering av fryselager, og det er vanlig å benytte prefabrikkerte isolasjonsplater. For at isolasjonen skal fungere optimalt er det viktig å hindre at fuktighet trenger inn i isolasjonsmaterialet, siden det vil redusere isolasjonsevnen til de fleste isolasjonsmaterialer (Pearson 2008). Dersom det benyttes mineralull som isolasjonsmateriale kan fukt trenge inn og det kan bygges opp vann eller is i isolasjonen. Dette vil bidra til å øke varmelekkasjen og dermed økes energiforbruket. Fuktighet i isolasjonen kan også påføre problemer med økt vekt av takkonstruksjonen (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

3.2.2 Driftslast

I denne driftssituasjonen for denne type lager vil driftslasten være større enn lekkasjevarmen. Inkludert i driftslasten er varekjøling, og i eksempelet over er den beregnet ut fra en antagelse om at varene i gjennomsnitt kjøles ned med 7,5 °C på lageret. Dette avhenger av temperaturen fiskene har etter frysing, og kan variere fra anlegg til anlegg og fra dag til dag. Generelt er det knyttet stor usikkerhet til beregningene av driftslasten, og en må forvente store variasjoner mellom anlegg.

Foruten varekjøling er varmetap gjennom dører den største driftsbelastningen og står for omtrent 25 % av det totale kuldebehovet. Det er derfor viktig å begrense dørbruken så mye som mulig. Erfaring har vist at hengedgardiner (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 sekund pr. tonn varer transportert. Ved så korte åpninger, vil man på grunn av treghet i luftstrømmen ikke få utviklet full strømming og lufttapene blir betydelig mindre. Imidlertid viser erfaringer fra anlegg at dørbruken er vesentlig mindre effektiv, men med svært store variasjoner. 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).

3.2.3 Tekniske installasjoner

De aller fleste kuldeler har utstyr som avgir varmeenergi; fordampervifter, lys, drivmotorer, lagerreoler, varmeelement, mv. For de fleste lager i fiskeindustrien er varmelastningen først og fremst fra fordampervifter og lys. For standard fordampere i lager er vifteeffekten i størrelsesorden 3-8 % av ytelsen, og de fleste lager har moderne lysrør og med akseptabelt lys vil en ofte ha et effektbehov på 5-10 W/m² gulvareal (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

Varme fra lysene bidrar også til å øke kuldebehovet, men ved bruk av lys med lav overflatetemperatur og lysstyring vil varmeavgivelsen reduseres. Dersom det benyttes HF-forkoblinger i lysstoffrørene isteden for spoleforkoblinger, kan elektrisitetsforbruket til belysningen reduseres med 17 %. Effektive armaturer med gode reflektorer kan redusere antallet lyskilder som er nødvendig, og 10-20 % av elforbruket til belysning kan reduseres. Lysstyring med bevegelsessensorer og dagslysstyring kan redusere driftstiden og effektbehovet for belysning, og elforbruket til belysning kan reduseres med 15-30 % (Enova 2007). I tillegg til den direkte reduksjonen i elforbruk til belysning vil også slike tiltak kunne redusere varmen fra lysene, og dermed redusere kuldebehovet til kuldeanlegget.

3.2.4 Avriming

På grunn av at kjøleflatene har lavere temperatur enn luften vil vann kondensere som rim på flatene og redusere varmetransport og luftstrøm. 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 høytrykksiden, men det eksisterer lite målinger av tilført varme. Erfaringsmessig kreves ca. 3 ganger fordamperytelsen med varmgass for effektiv varmgassavriming av fordampere i lager (Magnussen and Nordtvedt 2006a).

Det er viktig med et godt kontrollsystem som gir beskjed når det er behov for avriming. Dette kan enten være basert på faste tidsintervall, eller sensorer som måler behovet for avriming. Dersom avrimingsprosessen starter ved faste tidsintervaller, risikerer man unødvendig avriming uten at det er behov, eller at det går for lang tid mellom avrimingene. Begge deler er negativt for energibruken. Kontrollsensorer som kan benyttes kan for eksempel måle temperaturen i fordamperen, trykkfallet for luften, temperaturdifferansen på tvers av fordamperen, viftearbeidet mv. eller en kombinasjon av disse (Pearson 2008).

Avriming med varmgass er i teorien veldig effektivt, men i praksis er det ofte ikke tilfellet. Årsaken til dette er sammensatt. Et problem er at det kan være nødvendig med en høyere kondenseringstemperatur enn det som ellers ville vært brukt, noe som reduserer effektiviteten til hele systemet. I store system blir ofte de ulike kjøleflatene avrimet til ulike tider, noe som fører til avriming i store deler av dagen. Under avriming er det vanlig at kondenseringstemperaturen økes i hele systemet, selv om kun noen få kjøleflater avrimes samtidig. Dersom systemet innrettes slik at kun noen få kompressorer brukes til avriming, kan resten av kompressorene driftes med normal kondenseringstemperatur, noe som vil redusere energibruken. En annen grunn til at varmgassavriming ikke fungerer så godt som teorien tilsier er at det er en direkte kobling mellom høytrykksiden og lavtrykksiden i systemet. Dersom det oppstår lekkasjer i disse ventilene vil effektiviteten reduseres. Disse ventilene kan være vanskelig å inspisere, og lekkasjer kan være vanskelig å oppdage siden det eneste symptomet kan være redusert effektivitet (Pearson 2008).

Et alternativ til vanlig varmgassavriming er reversert-syklus-avriming. Det er en form for varmgassavriming, men fordampere og kondensatorene byttes for hele systemet samtidig. Erfaringer har vist at reversert-

syklus-avriming er mer effektivt for store lager. En av årsakene er at det kun er ett kontaktpunkt mellom høytrykkssiden og lavtrykkssiden i tillegg til ekspansjonsventilen. Dette kan plasseres i maskinrommet og er derfor lett tilgjengelig for inspeksjon. Lekkasje kan dermed raskt oppdages og er derfor ikke lenger et problem. Ved denne metoden vil kompressorene under avriming pumpe direkte inn til en kald kondensator, noe som gir lavt trykk og lavt energiforbruk i starten av avrimingsperioden. Mot slutten av avrimingen vil trykket øke, og dette kan brukes som indikator for å avslutte avrimingsprosessen. Dersom man ikke kan avrime alle fordamperne samtidig, trengs det flere kundesystemer for hvert lager dersom denne metoden skal benyttes (Pearson 2008).

En ny metode for avriming kan være et gunstig alternativ til dagens metoder. Ved å benytte seg av et varmelager med faseskiftende materiale (PCM – phase change material) etter kondensatoren, kan man lagre varme som man benytter når man skal avrime fordamperen. Når kuldemediet passerer dette varmelageret, vil varme avgis til PCMen slik at den smelter. Når man skal avrime fordamperen, kobler man varmelageret sammen med fordamperen i et lukket system uten kompressor og kondensator. Varmelageret vil da avgi varme til kuldemediet slik at det koker, deretter vil kuldemediet kondensere i fordamperen og avgi varme som avrimer fordamperen. Dersom fordamperen er plassert høyere enn varmelageret, vil kuldemediet selv renne fra fordamperen og til varmelageret hvor det igjen koker og transporterer mer varme til fordamperen (Campbell, Davies et al. 2014).

En slik form for avriming vil ha flere fordeler. Selve avriming vil være energieffektiv siden den ikke krever bruk av kompressorene. Ved å bruke PCM i varmelageret hindrer man også at temperaturen i fordamperen blir høyere enn nødvendig, og dermed reduseres også behovet for nedkjøling etter avrimingsprosessen er gjennomført. Denne avrimingsprosessen vil også kunne gjennomføres hyppigere enn andre former for avriming. Varmelageret vil også gi underkjøling av kuldemediet etter kondensatoren, noe som bidrar til å øke innfrysningsskapasiteten til anlegget, uten at energiforbruket øker (Campbell, Davies et al. 2014).

Denne avrimingsmetoden er foreløpig på forsøksstadiet og kun utført på DX-systemer til nå. Forsøk gjennomført på mindre lager viser imidlertid lovende resultater, og Campbell, Davies et al. (2014) viste at elektrisitetsforbruket kunne reduseres med 20 % sammenlignet med elektrisk avriming for et lager på 2,2 m * 2 m * 2 m, med 3 kW kondensatorkapasitet. Kuldemediet som ble brukt var R404A.

4 Luftstrømning gjennom tunellen

For å føre varmen fra produktene til kuldeanlegget, sirkuleres det luft over produktene. Lufta varmes opp av produktene og kjøles ned av fordamperen slik at varmen overføres til kuldemediet. Luftmengden som sirkuleres og lufthastigheten er med på å avgjøre hvor raskt produktene fryses. Lufta kan strømme i forskjellig retning over produktene; enten fra viftene, til produktene, til fordamperen og tilbake til viftene, eller i motsatt retning.

4.1 Luftstrømningsprofilen

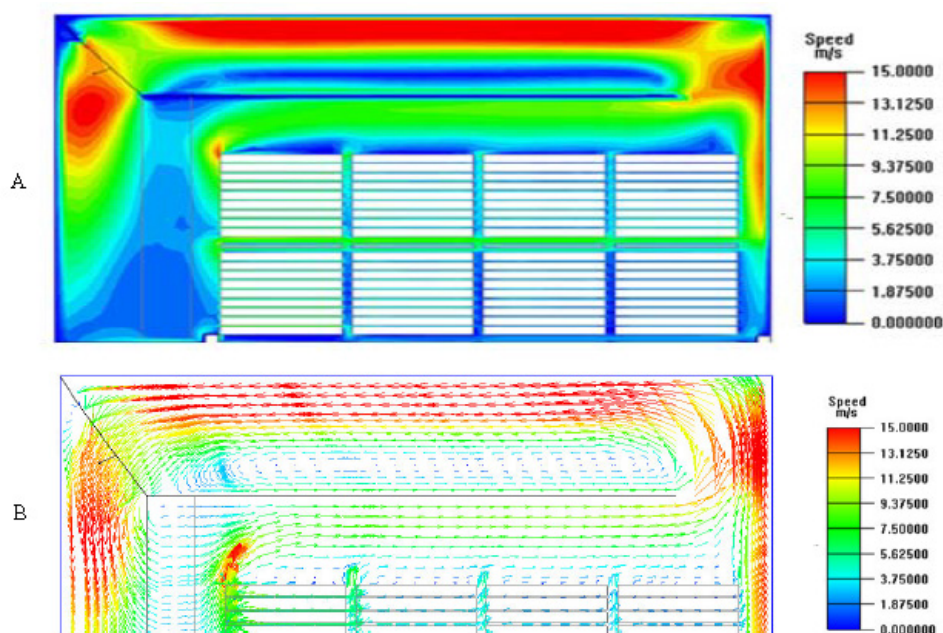
Lufthastigheten over produktene har stor innvirkning på hvor raskt produktene avgir varme til lufta, og følgelig hvor lang frysetiden til produktene blir. Dersom lufthastigheten over produktene er ulik på forskjellige steder i tunellen, vil frysetidene til produktene variere. Det kan videre føre til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

4.1.1 Himling

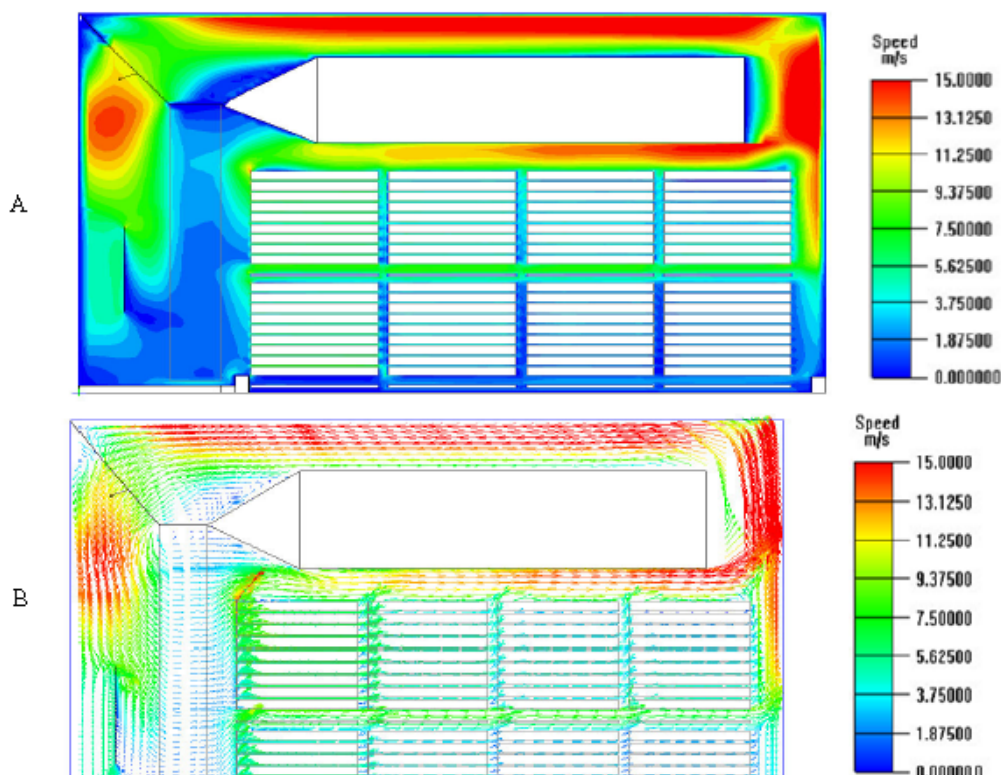
En himling over produktene vil sørge for å styre luften fra viftene til motsatt side av tunnelen, før den går gjennom produktreolene og fordampner og tilbake til viftene igjen. Dersom luftretningen er motsatt vei, vil himlingen hindre at luften kortsluttes og går direkte tilbake til viftene uten å passere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

De fleste tunneller har en slik himling, men i enkelte anlegg har man fjernet den. Det har imidlertid blitt vist i simuleringer (Widell, Alonso et al. 2014) at dette gir plasser i tunnelen med svært lav lufthastighet, og dette bør derfor unngås. Installasjon av himling vil derfor være et godt tiltak i tunneller som ikke har dette installert. Lengden på himlingen kan optimaliseres med hensyn på lufthastigheten, men dette er tidkrevende og andre tiltak, som ledeskovler, har betydelig større effekt på luftfordelingen.

Avstanden mellom toppen av reolene og himlingen, og mellom himlingen og taket til tunnelen, vil påvirke luftstrømningen gjennom tunnelen. Simuleringer som ble gjennomført av Alonso, Andresen et al. (2011) viste at dersom produkthyllene var for lave i forhold til tunnelen, ville en del av luften passere over reolene, oppunder himlingen, uten å ta til seg varme fra produktene. Dette vises i Figur 4.1. Over himlingen sirkulerer en del av luften slik at en del av strømningsarealet blokkeres og man får svært høy hastighet oppunder taket i tunnelen. Figur 4.1A viser også at det er svært lav hastighet ved gulvet i tunnelen.



Figur 4.1 A) Distribusjon av luften gjennom tunnelen med "normal" himling. B) Hastighetsvektorer for luftstrømningen i øvre del av tunnelen ved "normal" himling (Alonso, Andresen et al. 2011).



Figur 4.2 A) Distribusjon av luften gjennom tunnelen med tykkere himling og vertikale ledeskovler. B) Hastighetsvektorer for luftstrømningen i tunnelen med tykkere himling og vertikale ledeskovler (Alonso, Andresen et al. 2011).

Figur 4.2 viser hvordan luftstrømningsprofilen er forbedret ved hjelp av en tykkere himling og vertikale ledeskovler. Den nye himlingen hindrer at luft passerer oppunder himlingen uten å ta til seg varme fra produktene, og at luft resirkuleres på oversiden av himlingen. Sammen med ledeskovelene bidro den nye himlingen til å redusere trykktapet gjennom tunnelen med 13 %. Dette reduserer behovet for viftearbeid, og dermed reduseres også kuldebehovet. Den forbedrede luftstrømningsprofilen bidrar dessuten til å forkorte frysetiden, og den totale energibruksreduksjonen blir dermed på 12 % (Alonso, Andresen et al. 2011).

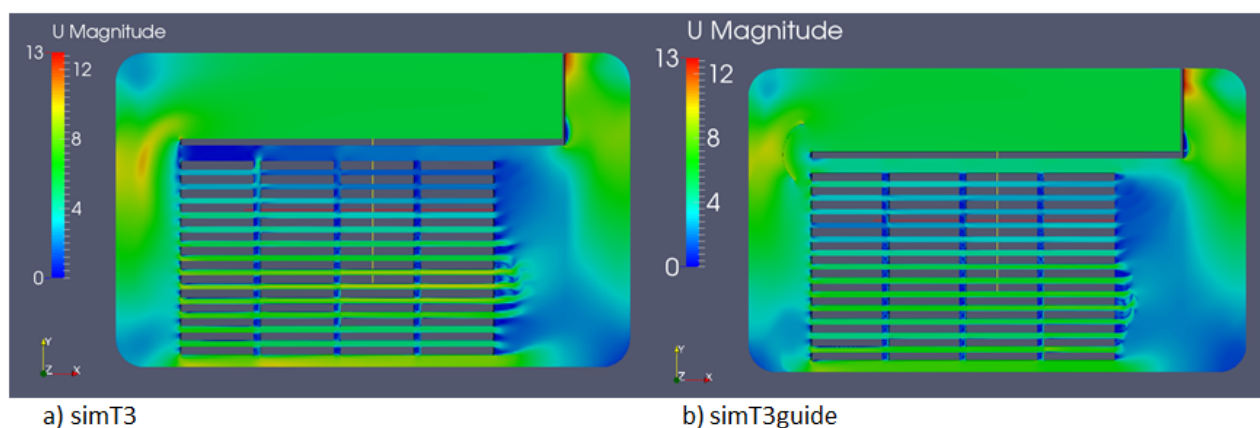
4.1.2 Ledeskovler

Avhengig av luftretningen i tunnelen, vil det være gunstig å plassere ledeskovler enten i enden av himlingen eller før fordampere. Ved hjelp av simuleringprogrammet ANSYS Airpak simulerte Alonso, Andresen et al. (2011) luftstrømningen gjennom en tunell for å forbedre tunellutformingen. Simuleringen kartla hvilke områder som gav problemer, og ulike løsninger for å forbedre utformingen ble utprøvd. Figur 4.1 og Figur 4.2 viser hvordan luftstrømningen ble forbedret ved den nye utformingen. De vertikale ledeskovlene foran fordampere bidrar til å øke lufthastigheten ved gulvet slik at innfrysningstiden blir jevnere. Ved den nye tunellutformingen økte den laveste lufthastigheten over produktene fra 2,3 til 2,8 m/s, noe som vil redusere frysetiden med omtrent 5 %. Sammen med den nye himlingsutformingen bidro dette til å redusere energiforbruket med omtrent 12 %.

Dersom luften strømmer motsatt vei vil en fornuftig plassering av ledeskovler i enden av himlingen bidra til å gjøre luftfordelingen over produktene jevnere. Widell og Frydenlund (2009) simulerte lufthastigheter i en tunell ved hjelp av simuleringprogrammet 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

varierte mellom 2,57 m/s og 5,36 m/s. Beregninger ved hjelp av en modifisert Planks likning viste at innfrysningstiden uten ledesskovler ville variere mellom 16 timer og 32 timer, en variasjon på hele 16 timer. Med ledesskovler varierte imidlertid innfrysningstiden bare mellom 17 timer og 21 timer, en variasjon på kun 4 timer.

Figur 4.3 viser simulerte lufthastigheter i en typisk frysetunell, og hvordan ledesskovler kan bidra til å forbedre luftstrømningsprofilen. I figur a (simT3) vises en tunell uten installert ledesskovl, og man kan tydelig se et blått område øverst i produktreolene, som indikerer svært lav lufthastighet. I figur b (simT3guide) vises den samme tunellen med en ledesskovl installert på høyde med himlingen. Fargene i figuren viser at lufthastigheten er jevnere, og hastigheten øverst i produktreolene økte betydelig. Laveste lufthastighet (middelhastighet over en produkthylle) i simT3 var 0,1 m/s, mens den i simT3guide var 1,9 m/s. Forbedringen førte også til jevnere innfrysningstider. Uten ledesskovl varierte innfrysningstiden mellom 16,8 timer og 33,7 timer, en variasjon på hele 16,9 timer. Med ledesskovl varierte innfrysningstiden mellom 17,8 timer og 25,6 timer, en variasjon på bare 7,8 timer. 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 (Widell, Alonso et al. 2014) .



Figur 4.3 Lufthastighet simulert med og uten ledesskovl (Widell, Alonso et al. 2014)

4.1.3 Plassering av produkt

Plasseringen av varene i tunellen vil også påvirke luftstrømningsprofilen. Dersom det er store åpne områder uten produkter, vil mye av lufta passere i de områdene, noe som gir mindre luft over produktene, og mindre varme avgis fra produktene. Dette gir langsommere innfrysning og høyere energiforbruk.

4.2 Trykkfall

Trykkfallet gjennom tunellen er med å avgjøre hvor mye viftearbeid som kreves, som igjen påvirker hvor mye viftevarme som blir tilført systemet. Det er derfor viktig at trykkfallet er så lite som mulig. Utforming av tunellen vil påvirke dette, og ledesskovler kan bidra til å redusere trykkfallet i tillegg til å forbedre luftstrømningsprofilen. Eksempelen som er nevnt tidligere viser at trykkfallet kan reduseres med 13 % ved hjelp av forbedret utforming av himlingen, og bruk av ledesskovler (Alonso, Andresen et al. 2011).

En trykkfallsreduksjon kan ha stor betydning for energiforbruket. Simuleringer som ble gjennomført av Walnum, Andresen et al. (2011) ved hjelp av en Modelica-modell viste at en trykkfallsreduksjon på 13 % vil redusere energiforbruket med 10 %.

Trykkfallet avhenger også av utforming av fordamperen og den vanligste fordamperen er en rørvarmeveksler med finner, se mer om fordamperutforming i leveranse L2.2; Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri, kapittel 10.1. Finnene på utsiden øker overflatearealet og dermed varmeovergangen mellom lufta og kuldemediet. 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. Frost på fordamperen vil øke trykktapet og redusere varmeovergangen, og det er derfor viktig med regelmessig avriming av fordamperen.

5 Temperaturnivå

Temperaturen i fordamperen og kondensatoren vil ha innvirkning på energiforbruket til et anlegg. Ved enten å øke fordampningstemperaturen eller redusere kondenseringstemperaturen, vil trykkforholdet reduseres, og virkningsgraden til kompressoren forbedres (Pearson 2008).

5.1 Fordampningstemperatur

Fordampningstemperaturen har direkte innvirkning på lufttemperaturen i tunellene, og har dermed stor innvirkning på hvor raskt produktene fryses. Lufttemperaturen avhenger også av blant annet varmeovergangen mellom arbeidsmediet i fordamperen og lufta i tunellen, kuldeanleggets ytelse og varmeavgivelsen fra produktene i tunellen mv. Fra et energibruksperspektiv vil det være gunstig med en høy fordampningstemperatur. Det kan føre til at produktene fryses for sakte, noe som igjen kan redusere anleggets kapasitet og fiskenes kvalitet.

Fordampningstemperaturen bestemmes ut fra sugetrykket til kompressoren og arbeidsmediet i kuldeanlegget. De ulike arbeidsmediene har ulike begrensninger for hvilke fordampningstemperaturer som kan oppnås, se leveranse 2.2, Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri, kapittel 9. Generelt vil det kunne oppstå problemer med luft/vann i systemet dersom kuldeanlegg med ammoniakk driftes med for lav fordampningstemperatur (under $-33,3\text{ }^{\circ}\text{C}$). På grunn av undertrykk vil luft/vann kunne trenge inn i anlegget, noe som fører til redusert effektivitet og behov for luft-/væskeutskiller. Anlegg med CO_2 som arbeidsmedium i fordamperen vil kunne benytte en lavere fordampningstemperatur uten at dette vil bli et problem.

Dersom luften passerer fordamperen før den passerer produktene, ønsker man ideelt sett en forholdsvis lik fordampningstemperatur over hele fordamperen. Dette vil bidra til å gi jevne lufttemperaturer som igjen gir jevnere innfrysningstid for produktene i tunellen. Lange stigerør kan imidlertid føre til relativt store trykktap i fordamperne, noe som gjør at det blir ulik fordampningstemperatur på ulike steder i fordamperen. Dersom luften strømmer over produktene direkte fra viftene, vil ikke ulik fordampningstemperatur ha innvirkning på lufttemperaturfordelingen siden viftene blander luften.

5.2 Kondenseringstemperatur

Det er ulike metoder som kan benyttes for å kvitte seg med kondenseringsvarmen. Dersom forholdene ligger til rette for det, kan man utnytte kondenseringsvarmen til oppvarmingsformål. Dette vil være et svært gunstig alternativ med tanke på energieffektivisering, se kapittel 6.1. Hvis det ikke er hensiktsmessig å utnytte kondensasjonsvarmen til oppvarming, må den avgis til omgivelsene. Varmen kan enten avgis til luft eller vann.

Varmen som avgis (Q) er proporsjonal med varmeovergangstallet (U), overflatearealet til varmeveksleren (A) og logaritmisk midlere temperaturdifferanse (LMTD) som er et mål på forskjellen mellom temperaturen til avkjølingsmediet og kuldemediet. Man ønsker derfor lavest mulig LMTD-verdi, slik at kondenseringstemperaturen kan være lavest mulig.

$$Q = U \cdot A \cdot LMTD$$

Varmen som skal avgis er gitt av varmen som hentes ut av produktene som fryses, pluss varmen som tilføres av kompressorer, vifter, pumper mv. Kondenseringstemperaturen bestemmes derfor av utformingen av kondensatoren og temperaturen til avkjølingsmediet. En kondensator med stort varmeoverføringsareal vil gi en lav kondenseringstemperatur, men forårsaker en høyere investeringskostnad. Det må derfor gjøres en avveining mellom reduksjonen i driftskostnader og økningen i investeringskostnaden. Varmeovergangstallet (U) bør være så stort som mulig. Dette kan påvirkes av materialvalg og utforming av kondensatoren. Regelmessig rengjøring av kondensatoren vil også være viktig for å opprettholde varmeovergangsforholdene.

Kondenseringstemperaturen vil være avgjørende for trykkforholdet for kompressorene, og vil derfor påvirke energiforbruket ved anlegget. En høyere kondenseringstemperatur vil gi et høyere kondenseringstrykk, noe som igjen gir et større trykkforhold over kompressorene og normalt et høyere energiforbruk. Varmen bør derfor avgis ved den laveste mulige temperaturen som praktisk og økonomisk lar seg gjennomføre. Kaldt vann vil i utgangspunktet være det beste alternativet, etterfulgt av vann ved våttemperatur (wet-bulb temperature) som igjen vil være bedre enn luft ved tørrtemperatur (dry-bulb temperature) (Pearson 2008).

Generelt vil COP-verdien til et anlegg reduseres med omtrent 2 % per K økt kondenseringstemperatur, og kompressorarbeidet øker med 2-3 %. Årsaken til dette er blant annet at kompressorene må løfte temperaturen mer, noe som gir høyere energiforbruk. I tillegg vil ofte det økte trykkforholdet bidra til at virkningsgraden til kompressorene reduseres. En økning i kondenseringstemperaturen vil også øke trykkørstemperaturen.

I et kuldeanlegg der trykket i fordamperen er under atmosfærens trykk¹, kan luft og vann (damp) suges inn i systemet dersom ventiler, pakkbokser, rør eller tanker er utette. Anlegg som går med over-atmosfærisk trykk kan også ha luft og andre ikke-kondenserbare gasser i systemet, for eksempel fra kjemiske reaksjoner mellom kuldemediet, oljen eller andre 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

Luft i en kondensator i et ammoniakkanlegg kan forårsake en trykkøkning som tilsvarer 5-10 °C høyere kondenseringstemperatur (Pearson 2008). Det vil derfor være viktig at pakninger, ventiler og rør mv. kontrolleres regelmessig for å forhindre at luft kommer inn i systemet. Det er også viktig at systemet kan luftes manuelt, og det bør være installert automatiske luftutskillere. Mer om dette kan leses i leveranse L2.2; Nøkkeltall for kuldeanlegg i pelagisk industri, kapittel 10.6 og 10.8.

Et annet tiltak som kan bidra til å forbedre effektiviteten er å underkjøle væsken ut av kondensatoren. På denne måten reduseres entalpien til kuldemediet som kommer inn til fordamperen, noe som videre fører til økt kuldeytelse, uten at kompressorarbeidet økes. Dette kan også bidra til å gjøre ekspansjonsventilen mer effektiv (Pearson 2008). Dette kan for eksempel gjøres ved å installere et varmelager med PCM (faseskiftende materiale) etter kondensatoren. Dette varmelageret kan senere brukes ved avriming av fordamperen, se kapittel 3.2.4.

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

5.2.1 Luftkjølte kondensatorer

Luftkjølte kondensatorer er den vanligste formen for kondensatorer, og teknologien er derfor relativt velutviklet. Forbedringsmulighetene er først og fremst knyttet til forbedret overflatestruktur som øker varmeovergangstallet (Pearson 2008). Ulempen med luftkjølte kondensatorer er at varmen avgis til luft ved tørretemperatur, noe som er lite gunstig for varmeoverføringen.

5.2.2 Fordampningskondensator

Fordampningskondensatorer er mer effektive og mer kompakte enn luftkjølte kondensatorer. De er også mer kostnadseffektive for kondensatorer som er større enn omtrent 150 kW varmeytelse. I fordampningskondensatorer går mesteparten av varmen til fordampning av vann, noe som gjør at varmeavgivelsen skjer ved våttemperaturen til omgivelsesluften i stede for tørretemperaturen. Våttemperaturen er generelt 8-12 °C lavere enn tørretemperaturen, noe som kan gi en energibruksreduksjon på opp til 20 %. Dersom man resirkulerer vannet vil man kunne oppnå 95 % reduksjon i vannforbruk sammenlignet med kondensatorer som taper vannet. En utfordring med denne typen kondensatorer er faren for legionella (Pearson 2008).

5.2.3 Vannkjølte kondensatorer

Vannkjølte kondensatorer brukes ved en del anlegg. For å oppnå lavest mulig kondenseringstemperatur er det viktig med lavest mulig temperatur på vannet. Det er derfor å ha vanninntaket godt under havoverflaten, slik at man ikke benytter det varme overflatevannet i kondensatoren. Videre er det viktig å sikre god varmeoverføring ved å fjerne begroing regelmessig. Det er også blitt utviklet forbedrede røroverflater som motvirker dannelsen av en stabil kondenseringsfilm på rørene og dermed bidrar til å forbedre varmeoverføringen (Pearson 2008).

6 Varmegjenvinning

Optimal utnyttelse av spillvarme fra kuldeanlegget forutsetter god kjennskap til hvilke tilgjengelige spillvarmekilder som finnes. Parametere som spillvarmens energimengde og temperaturnivå, samt variasjoner i disse som følge av ulike driftssituasjoner, bør være kjent. En annen betingelse for optimal utnyttelse, er å kjenne til mulige energibehov som kan dekkes av spillvarmen. Også for energibehovet er det viktig å ha kjennskap til de nevnte parametrene og hvordan de varierer. Dersom forholdene ikke er kjent kan det resultere i en dårlig utnyttelse av investert varmegjenvinningsutstyr. Årsaker til det kan være lavt oppvarmingsbehov, for liten tilgang på spillvarme eller en lav samtidighet i energitilgang og -behov (Nordtvedt and Sandbakk 2004).

Både varme fra kjøling av olje brukt i kompressorene, og kondensasjonsvarme kan utnyttes. Størrelsen og temperaturnivået til disse energikildene vil være avhengig av hvordan anlegget drives. For eksempel er kondensasjonsvarmen avhengig av hvilket temperaturnivå kompressorene jobber ved, hvordan kondensatoren kjøles, og kuldebehovet ved anlegget. Også oljekjølekapasiteten vil variere med kompressorenes belastning. Dersom man skal vurdere investeringer for varmegjenvinning ved anlegget, vil den økonomiske faktoren også være viktig. Et pelagisk anleggs drift kan være preget av korte og intensive sesonger, med en driftstid på rundt 6 måneder. Den korte driftstiden vil sette ekstra store krav til god lønnsomhet ved investeringer for at en kort nedbetalingstid kan oppnås (Nordtvedt and Sandbakk 2004).

6.1 Kondenseringsvarme

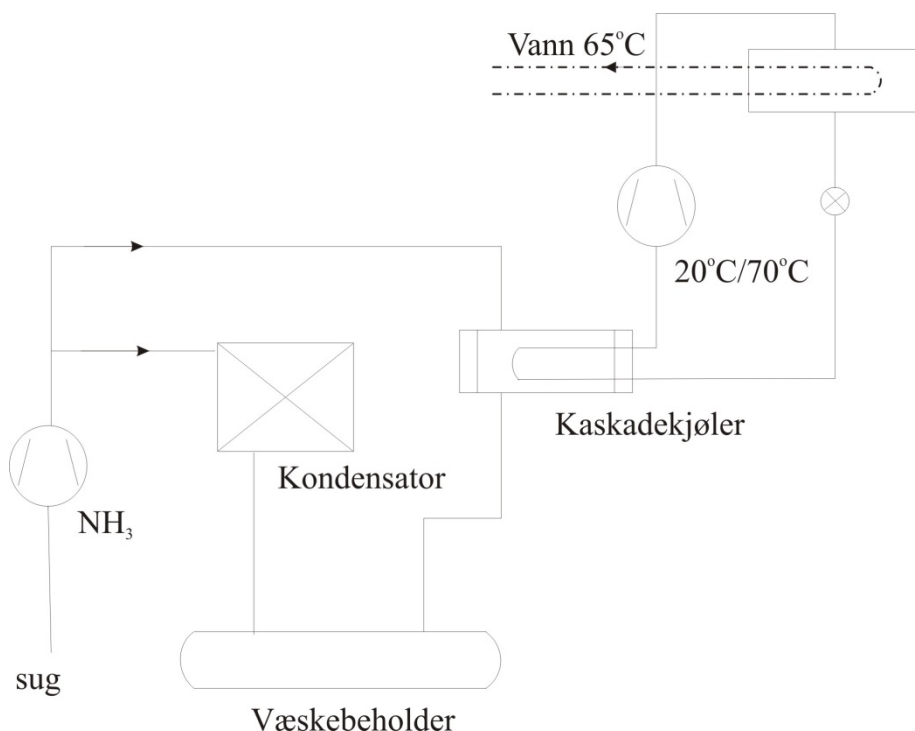
Kondensatorvarmen er grovt regnet kuldeeffekt + kompressoreffekten, hvilket innebær at mengden kondensatorvarme blir liten ved lav drift av kuldeanlegget. Et varmegjenvinningssystem må derfor være anpasset til svingninger i driften og mulig tilleggsoppvarming må være tilgjengelig.

For best mulig utnyttelse av kondenseringsvarmen er direkte varmeveksling mellom kuldemediet i kuldeanlegget og fluidet man ønsker oppvarmet skissert som den beste løsningen. I større industrielle kuldeanlegg med ammoniakk er det imidlertid begrensninger for hvordan spillvarme kan utnyttes siden ammoniakk er giftig. Ammoniakk har også en skarp stikkende lukt, som kan være panikkskapende, og det er brennbart/eksplosivt i visse blandingsforhold med luft. Ammoniakk bør derfor ikke varmeveksles direkte mot verken ventilasjonsluft eller vann.

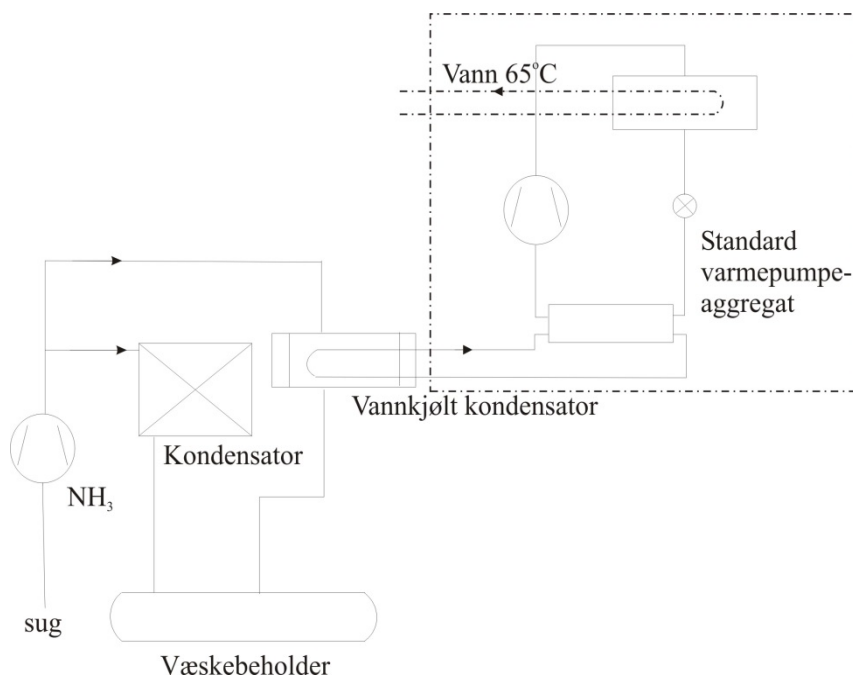
Kondensatorvarmen er kvantitativt stor, men temperaturnivået er lavt, typisk 16-38 °C. Varmen kan brukes til forvarming av tappevann, romoppvarming eller oppvarming av utearealer om vinteren. En mindre del av varmen på høytrykksiden (ca. 10 %) (Stoecker 1998), den som avgis rett etter kompressoren, har en høyere temperatur enn resten (50-115 °C). Denne varmen kan hentes ut i en overhetningsvarmeveksler. Temperaturen avhenger av hvilket kuldemedium som brukes, type kompressor og trykknivå. Det er fremfor alt i ammoniakksystemer at overhetningsvarmevekslere er brukt, i systemer med syntetiske kuldemedier er temperaturen vanligvis for lav. Best utnyttelse får man av en motstrøms varmeveksler, hvilket gir en utløpstemperatur på vannet som er høyere enn kondenseringstemperaturen.

Det er også skissert ulike løsninger der man bruker en varmepumpe og hever temperaturen til et høyere nivå. Kuldeanleggets kondensator blir da varmepumpens fordamper. Eksempel på systemløsninger for et varmegjenvinningsanlegg er vist i

Figur 6.1 og Figur 6.2.



Figur 6.1 Mulig systemløsning for utnyttelse av kondenseringsvarmen (Nordtvedt and Sandbakk 2004)



Figur 6.2 Mulig systemløsning for utnyttelse av kondenseringsvarmen (Nordtvedt and Sandbakk 2004)

6.2 Kompressorkjøling

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).

Ved gjenvinning av varme fra olje brukt i kompressorene, er det mulig å ha direkte varmeveksling med for eksempel vann. Det er særlig gunstig da temperaturen til olja er relativt høy. Varmen vil da kunne gjenvinnes ved en enkel løsning, noe som vil gjøre investeringen mer lønnsom.

7 Oppsummering

I denne rapporten er flere effektiviseringstiltak for innfrysing og fryselaagring av pelagisk fisk blitt omtalt. Det er store forskjeller på omfanget av tiltakene, både i innsparingspotensial og i kostnad. Kompressorregulering og reduksjon av kuldebehovet vil kunne bidra til en betydelig reduksjon i energiforbruket. Dette kan gjennomføres ved å innføre et godt styring-, regulering- og overvåkningssystem som muliggjør optimal drift av kompressorer og vifter. God isolering, fornuftig bruk av dører og effektiv avriming vil også være nødvendig for å redusere kuldebehovet.

Videre vil tunellenes utforming være viktig for en jevn luftstrøm over produktene. Innføring av himling og ledeskovler vil kunne bidra til å forbedre luftstrømningsprofilen og redusere trykktapet gjennom tunnelen. Dermed vil produktene fryses jevnere, og det totale energiforbruket vil kunne reduseres.

Temperaturnivået i fordampere og kondensator er også avgjørende for energiforbruket. Generelt ønsker man lavest mulig kondenseringstemperatur, noe som kan oppnås ved god utforming og jevnlig rengjøring av

kondensatoren, og fornuftig valg av avkjølingsmedium. Effektiv avriming av fordamperen er viktig for å opprettholde god varmeovergang mellom luften og fordamperen. Varmegjenvinning av varme fra kondensering og kompressorkjølingen vil også være gunstig med tanke på energiforbruket.

Hvert kuldeanlegg er forskjellig, og det er viktig med individuelle tilpasninger til hvert anlegg. En optimal løsning for et anlegg er ikke nødvendigvis optimal for et annet. En fellesnevner er at fokus på energieffektivisering er viktig for å redusere energiforbruket. Det innebærer blant annet å utarbeide handlingsplaner, lære opp personalet og dokumentere energiforbruket ved anlegget.

8 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.

Campbell, R., T. Davies, et al. (2014). Reduction in energy consumption of a walk-in freezer by using a flash defrost system. Third IIR Conference on Sustainability and the Cold Chain. London, England.

Enova (2007). Store energipotensialer i næringsmiddelindustrien, Energieffektivisering i næringsmiddelindustrien - en potensialstudie.

Enova.no. "Program introduksjon til energiledelse i industri og anlegg." Retrieved 26-08, 2014, from <http://www.enova.no/finansiering/naring/programtekster/program-introduksjon-til-energiledelse-i-industrien/245/937/>.

Gjøvåg, G. A. (2003). Energibruk og -utnyttelse ved industrielle kuldeanlegg, Prosjektoppgave, NTNU.

Gjøvåg, G. A. (2004). Energibruk og -utnyttelse ved industrielle kuldeanlegg, Hovedoppgave, NTNU.

Magnussen, O. M. and T. S. Nordtvedt (2006a). Kuldeanlegget - ENØK i fiskeindustrien, Teknisk rapport, A6287.

Nordtvedt, T. S. and M. Sandbakk (2004). Fremtidens pelagiske innfrysningsbedrift, SINTEF rapport STF80 F045009.

Pearson, S. F. (2008). Saving energy in refrigeration, air-conditioning and heat-pump technology, International Institute of refrigeration.

Stoecker, W. F. (1998). Industrial Refrigeration Handbook, McGraw Hill.

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., 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.



Teknologi for et bedre samfunn

www.sintef.no