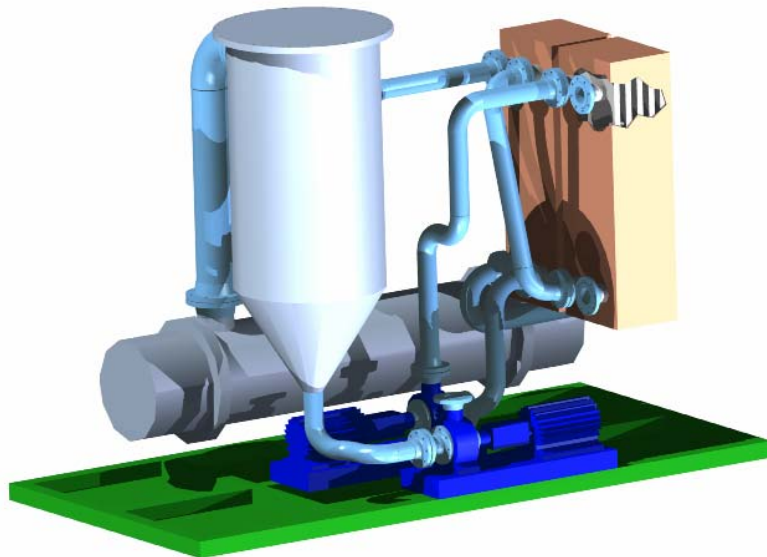




HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

# Prosjektering av Ferskvannsgenerator



Bacheloroppgave utført ved  
Høgskolen Stord/Haugesund – Studie for ingeniørfag

---

*Maskin, Energi- og Prosessteknikk*

Av: Kamilla Kleppe

Kandidat nr. 45

---

*Haugesund*

*Våren 2007*



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND

# BACHELOROPPGAVE

**Studentens navn:** Kamilla Kleppe

---

**Linje & studieretning** Maskin, Prosess- og energiteknikk

**Oppgavens tittel:** *Prosjektering av ferskvannsgenerator*

**Oppgavetekst:**

Det skal prosjekteres en ferskvannsgenerator med kapasitet 30 tonn ferskvann per døgn.

Anlegget skal tegnes på P&ID. Styring og kontrollproblematikk skal inngå, materialvalg skal diskuteres.

Energitekniske beregninger ved termisk produksjon av vann skal legges til grunn for dimensjoneringen.

**Endelig oppgave gitt:** Torsdag 8. mars 2007

**Innleveringsfrist:** Fredag 4.mai 2007 kl. 12.00

**Intern veileder** HSH v/ Monika Metallinou

**Ekstern veileder** Fjell industrier v/ Jon Alsaker

**Godkjent av studieansvarlig:**

**Dato:**

*Bjane Ottar Hagen*  
30.04.07



## **FORORD**

Som siste del av en treårig ingeniørutdanning på studieretningen prosess og energiteknikk ved Høgskolen Stord/Haugesund skal det gjennomføres et hovedprosjekt som teller 15 studiepoeng. Oppgaven kan gå ut på en problemstilling som studenten selv har formulert eller som blir tildelt ved en bedrift. Etter endt arbeid skal det avlegges en rapport som dokumenterer det arbeidet som er blitt gjort.

Målet med denne oppgaven er at studenten skal vise at en kan bruke den kunnskapen man ha tilegnet seg gjennom studiet, og at man er i stand til å finne og nytte den informasjonen man trenger for å løse problemstillingen.

Oppgaven som skulle løse fikk jeg tildelt av Fjell industries A/S som hører til på Sotra utenfor Bergen. Den gikk ut på å prosjektere en ferskvannsgenerator for bruk på en offshoreinstallasjon.

Denne oppgaven var et prosjekt som var veldig reell for hvordan en jobbhverdag for en ingeniør vil være. Oppgaven tok for seg materialvalg, termiske beregninger og opptegning av systemet.

Rapporten vil i hovedsak rette seg mot ansatte ved Fjell industrier, men kan også være av interesse for andre som vil ha et innblikk i hvordan en ferskvannsgenerator fungerer.

Jeg vil takke alle som har hjulpet meg med å gjennomføre denne hovedoppgaven

En spesiell takk til Jon Alsaker, ekstern veileder ved Fjell Industries.

**Haugesund 4. mai 2007**

---

**Kamilla Kleppe**



## SAMMENDRAG

Denne rapporten handler om å prosjektere en ferskvannsgenerator som skal kunne produsere 30 m<sup>3</sup>/døgn ferskvann. Ferskvannsgeneratoren skal være av type flashinndamper, som er mindre utsatt for beleggdannelse sammenlignet med alternativet, stigerørskokeren.

Følgende driftsparametere er valgt som utgangspunkt for dimensjonering:

- Avdampningen skjer ved en temperatur på 60 °C, og tilsvarende undertrykk (0,2 bar).
- Sjøvannstemperaturen er 10 °C.
- Sjøvannet fra kondensator føres videre inn i systemet med en temperatur på 30 °C.
- Det antas at det er nok tilgjengelig spillvarme på installasjonen til oppvarming av sjøvannet for ferskvannproduksjonen i form av varmt vann ved 90 °C.
- Normalt saltkonsentrasjon i sjøvann: 3,5 % (3,5 gram salt oppløst i 100 gr sjøvann).

Oppgave er gitt av firmaet Fjell Industris. De ønsker å komme inn på markedet for ferskvannsgeneratorer med flashinndamper der det i dag er hovedsakelig kun en leverandør.

Rapporten tar for seg komponent og systembeskrivelse og vurderinger angående installasjon og bruk av en ferskvannsgenerator. Det er også gjort vurderinger ved material valg og laget P&I diagram og 3D tegninger av systemet

Det å optimalisere en ferskvannsgenerator er komplisert. Dette er på grunn av at man har mange varierende parameter. Forandringer på en kan det ha innvirkninger på andre komponenter i anlegget. Til beregninger ble derfor en del parameter fastsatt for å ikke ha for mange variable.



## INNHALDSREGISTER

<b>1. INNLEDNING</b> .....	<b>2</b>
1.1 BAKGRUNN OG HISTORIKK .....	2
1.2 MÅLSETNING OG BEGRENSNINGER FOR OPPGAVEN .....	3
1.3 FJELL INDUSTRIES [7] .....	3
<b>2. KOMPONENT OG SYSTEMBESKRIVELSE</b> .....	<b>4</b>
2.1 SYSTEMBESKRIVELSE .....	4
2.2 PUMPER [1] .....	5
2.3 KONDENSATOR [2] .....	5
2.4 VARMEVEKSLER [3] .....	6
2.5 FLASH TANK OG DRÅPEUTSKILLER .....	7
2.6 VENTILER .....	7
2.7 MÅLEAPPARATER .....	7
<b>3. VURDERINGER VED INSTALLASJON OG BRUK AV FERSKVANNSGENERATOR</b> .....	<b>8</b>
3.1 VANNBEHOV .....	8
3.2 FORDELER/ULEMPER – FERSKVANNSGENERATOR KONTRA LEVERING MED SUPPLYBÅT .....	8
3.3 ØKONOMISKE VURDERINGER .....	9
3.3.1 <i>Konklusjon</i> .....	11
3.4 GENERELLE BETRAKTNINGER ANGÅENDE MASSEBALANSER .....	12
3.4.1 <i>Prinsipp for ferskvannsgenerator uten gjenbruk av kjølevann.</i> .....	12
3.4.2 <i>Prinsipp for ferskvannsgenerator med gjenbruk av kjølevann.</i> .....	13
3.4.3 <i>Valg av utgangstemperatur på kjølevannet fra kondensator</i> .....	13
3.5 GRUNNLEGGENDE VURDERINGER.....	15
3.5.1 <i>Kondensatoren</i> .....	15
3.5.2 <i>Saltkonsentrasjon</i> .....	17
3.5.3 <i>Flashinndamperen</i> .....	20
3.5.4 <i>Rør dimensjoner</i> .....	23
<b>4. MATERIALVALG</b> .....	<b>25</b>
4.1 SYREFAST STÅL 316 .....	26
4.2 DUPLEX 2205 .....	27
4.3 6 MO (254 SMO) .....	28
4.4 KOBBER – NIKKEL LEGERING (CuNi10Fe).....	28
4.5 ALUMINIUM – BRONSE LEGERING .....	29
4.6 TITAN.....	29
4.7 VALG AV METALL.....	31
<b>5 KONKLUSJON</b> .....	<b>32</b>
5.0 KONDENSATOR.....	32
5.1 VARMEVEKSLER.....	32
5.2 ALTERNATIVT 2XPLATEVARMEVEKSLER .....	33
5.3 PUMPER .....	33
5.4 FLASH TANK .....	33
5.5 SIGNALGIVERE .....	33
5.6 VENTILER .....	33
5.7 SKID .....	34
5.8 ELEKTROPAPPE.....	34
5.9 KOSTNAD FOR Å KONSTRUERE FERSKVANNSGENERATOREN <sup>I</sup> .....	34



<b>6. VEDLEGG</b> .....	<b>36</b>
<b>6.1 VALG AV TEMPERATUR UT AV KONDENSATOR</b> .....	<b>36</b>
6.1.1 <i>Forandringen i heteflate arealet ved det ulike utgangstemperaturene</i> .....	36
6.1.2 <i>Massestrømmen ved det ulike utgangstemperaturene</i> .....	39
<b>6.2 KONDENSATOR BEREGNINGER</b> .....	<b>40</b>
6.2.1 <i>Energibehov</i> .....	40
6.2.2 <i>Kjølevannsmengden</i> .....	41
6.2.3 <i>Heteflate arealet</i> .....	42
6.2.4 <i>Antall rør og pass</i> .....	47
<b>6.3 SALT KONSENTRASJON BEREGNINGER</b> .....	<b>49</b>
6.3.1 <i>Maks væske dumping</i> .....	49
6.3.2 <i>Variering av dumpingsmengden</i> .....	50
<b>6.4 FLASHINNDAMPER BEREGNINGER</b> .....	<b>54</b>
6.4.1 <i>Sirkulasjonsmengde</i> .....	54
6.4.2 <i>Blandingstemperatur inn i varmeveksleren</i> .....	56
6.4.3 <i>Energibehov til varmeveksleren</i> .....	57
6.4.4 <i>Heteflate areal behovet til varmeveksleren</i> .....	57
6.4.5 <i>Antall rør og pass</i> .....	60
6.4.6 <i>Massestrømmen til varmemediet i varmeveksleren</i> .....	61
6.4.7 <i>Flash tanken</i> .....	62
<b>6.5 RØR DIMENSJONER BEREGNINGER</b> .....	<b>64</b>
<b>6.6 KOSTNAD LEVERING AV VANN KONTRA PRODUSERT VANN</b> .....	<b>67</b>
<b>6.8 ALTERNATIVE PLATEVARMEVEKSLERE</b> .....	<b>69</b>
<b>6.9 PUMPER</b> .....	<b>70</b>
<b>7. KILDEREGISTER</b> .....	<b>74</b>



## 1. INNLEDNING

### 1.1 Bakgrunn og historikk

På en offshoreinstallasjon trengs det store mengder vann til konsum og hygieniske formål. Vann skaffes i dag til plattformene på to måter: levering i bunkers fra land eller bruk av ferskvannsgeneratorer på installasjonen.

Sjøvann finnes naturlig nok i mengdevis ved en offshore installasjon og en ferskvannsgenerator bruker dette sjøvannet til å lage ferskvann. Ferskvannsgeneratoren fungerer i prinsippet ved at man varmer opp sjøvann til en temperatur slik at det begynner å fordampe. Denne dampen er ren. Deretter ledes dampen til en kondensator hvor den blir kondensert tilbake til vann. I praksis benyttes lavere temperaturer enn 100 °C i fordampningsprosessen, noe som krever at systemet settes under vakuum.

De fleste offshoreinstallasjoner, samt en del båter har mulighet til å bruke spillvarme fra andre interne prosesser, oftest kjølevann fra motoren, til å varme opp sjøvannet. Dette er energi som ellers ville gå til spille.

Det er derfor naturlig i en ferskvannsgenerator at man benytter denne ”gratis” varmen til å produsere ferskvann til eget bruk.

Ferskvannsgeneratorene som er blitt brukt opp igjennom årene har hatt ulik suksess. Dette er mest på grunn av at man har hatt store problemer med korrosjon og beleggdannelse. Beleggdannelsen kommer av at når sjøvannet blir varmet opp begynner saltet i sjøvannet å danne krystallignende belegg på heteflatene. Denne beleggdannelsen gjør at varmeoverføringen blir svekket og man får redusert produksjon, og til slutt kan rørene bli helt tette av belegg.

Den mest brukte typen ferskvannsgeneratoren opp gjennom tidene er de såkalte stigerørskokere. Her koker saltvannet i vertikale rør. Grunnet den statiske høyden er der ingen koking nederst i rørene. Siden dannelsen av belegg øker både med mangel på bevegelse og saltkonsentrasjon, har denne typen ferskvannsgenerator hatt store driftsproblemer, hovedsakelig på grunn av beleggdannelse på heteflater.

På grunn av disse problemene går trenden mot bruk av såkalte flashinndampere i ferskvannsgeneratorene. I en flashinndamper undertrykkes kokingen ved at trykket, helt til et visst punkt, holdes høyere enn kokepunktet. Da er kokepunktet ved det aktuelle trykket høyere enn vanntemperaturen i geneartoren. Ved plutselig trykkavlastning eksempelvis ved en ventil eller strupeplate, vil kokepunktet øyeblikkelig tilpasse seg trykket med den følge at en del væske momentant vil flashe av. Denne typen har vist seg å ha betydeligere bedre egenskaper mot beleggdannelse enn stigerørskoker, fordi pumpingen sikrer kontinuerlig bevegelse uten koking ved heteflatene.

Siden en ferskvannsgenerator opererer med sjøvann har man store problemer med korrosjon. Derfor har man de siste årene brukt metaller som er mer korrosjonsmotstandig. Det å senke temperaturen har også en innvirkning på hvor fort et metall korroderer, og bruk av en flashinndamper hjelper derfor også mot korrosjonsproblemene.



På dagens marked er det hovedsaklig én leverandør som selger ferskvannsgeneratorer etter dette prinsippet, og Fjell Industries ønsker derfor å prosjektere sin egen modell for å delta i dette markedet.

## 1.2 Målsetning og begrensninger for oppgaven

Målet med denne oppgaven var å prosjektere en ferskvannsgenerator med en kapasitet til å produsere  $30\text{ m}^3$  ferskvann per døgn.

For å gjennomføre dette, måtte det foretas vurderinger av økonomisk karakter ved bruk og produksjon av ferskvannsgeneratoren, gjøre materialvalg og masseberegninger for å optimalisere ferskvannsgeneratoren i forhold til økonomi og det varmetekniske. Der er også laget P&I diagram og 3D tegninger av systemet.

I denne oppgaven antar man at man har nok tilgjengelig spillvarme på installasjonen og behøver dermed ikke å ta hensyn til det.

Det er kun utført detaljerte beregninger på hovedkomponentene som kondensator, varmeveksler og flash tank som skal konstrueres ved bedriften. Det er også gjort beregninger på rør dimensjoner. Pumper og eventuelt platevarmeveksler blir bestilt fra leverandør og er dermed ikke utført beregninger på.

## 1.3 Fjell Industries [7]

Denne oppgaven er utført ved Fjell Industrier som ligger på Sotra utenfor Bergen. Fjell industries er en mekanisk bedrift som siden 1980 har levert produkter og tjenester som:

- Varmevekslere
- Rekondisjonering og ombygging av varmevekslere
- Trykkbeholdere
- Inndampingsanlegg
- Prosessapparater og utstyr
- Fabrikasjon av rørsystemer
- Løfteutstyr (inkl beregninger)
- Generelt platearbeid, sveisearbeid og maskinering
- Service

Hovedfokus har vært varmevekslerer og trykkbeholdere hvor de også utvikler og patenterer egne produkter.

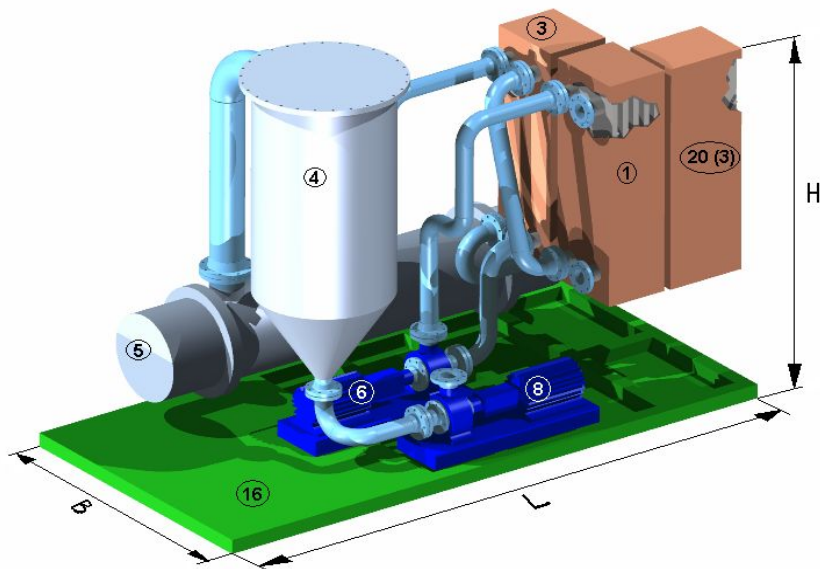
I 2002 overtok Fjell Industries bedriften Stord Bartz AS som designet og leverte prosessutstyr til bedrifter innen slamindustri, fiskemelindustri, kjøtt – benmelsindustri, alkohol og stivelse industri og andre prosessindustrier. Fjell Industries ønsker å videreføre denne virksomheten og leverer i dag tjeneste også innen disse industriene.



## 2. KOMPONENT OG SYSTEMBESKRIVELSE

En ferskvannsgenerator består av følgende hovedkomponenter (Figur 1):

- Pumper (6 og 8) (vakuumpumpe, ferskvannspumpe på Figur 2, ikke vist i Figur 1)
- Kondensator (5)
- Varmevexlere (1 og 3)(her vist som platevarmevexlere)
- Flashinndamper (kombinert trykk – reduksjon og dråpeutskiller) (4)
- Diverse ventiler
- Diverse signalgivere, måleinstrumenter og regulatorer



Figur 1. Prinsippskisse for hvordan en ferskvannsgenerator kan se ut

### 2.1 Systembeskrivelse

En ferskvannsgenerator fungerer i prinsippet ved at sjøvann kokes og dampen fra kokingen, som er ren, kondenseres.

Normalt blir sjøvann pumpet gjennom en kondensator der sjøvannet tar opp varme fra dampen som skal kondenseres til vann. Dette gjør at sjøvannet blir forvarmet før det går inn og blir oppvarmet i varmeveksleren. I varmeveksleren bruker man spillvarme fra en annen prosess til å varme opp sjøvannet ytterligere. Herifra går sjøvannet inn i en flashinndamper. I damputskillerdelen av denne hersker det et trykk, typisk 0,2 – 0,5 bar.

Dette medfører at all væske som har høyere temperatur enn 60 - 80°C ved inngangen til damputskilleren vil begynne å fordampe.

Dampen blir ledet ut i toppen av damputskilleren og ført til kondensatoren der den blir kondensert tilbake til vann. Resten av sjøvannet, som nå har en høyere konsentrasjon av salt enn det ferske sjøvannet, blir ført ut i bunnen. Ved 0,2 bar trykk i damputskilleren vil dette vannet holde en temperatur på 60 °C .

Deretter blir det pumpet inn i varmeveksleren igjen, i lag med nytt sjøvann.

Grunnen til at man bruker om igjen noe av vannet, er at man ønsker å få kostnadene ned ved å benytte en minst mulig heteflate på varmeveksleren. Hvor mye nytt vann som behøves å komme inn er avhengig av hvor stor saltkonsentrasjonen er.

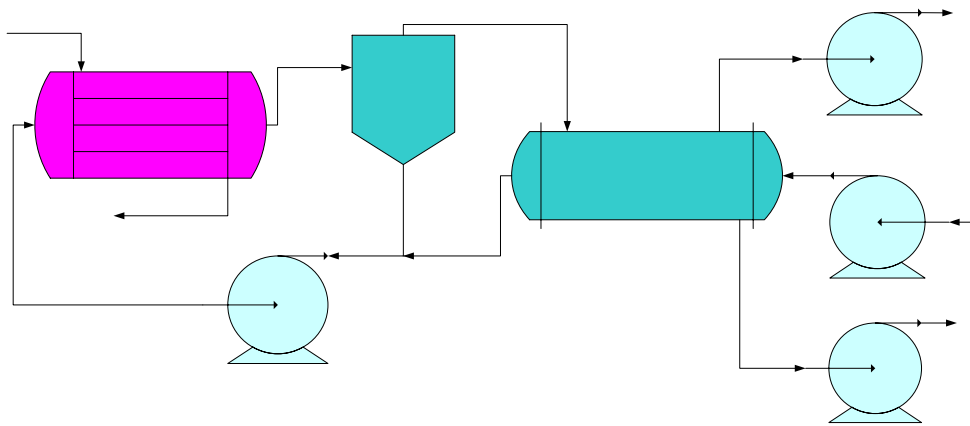
## 2.2 Pumper [1]

En pumpe sin oppgave er å forflytte en væske fra et lavere nivå til et høyere nivå (stillingsenergi), eller å øke væskens hastighet (bevegelsesenergi). Dette gjøres ved å tilføre elektrisk energi til en motor som driver pumpen.

Siden noen av pumpene skal transportere sjøvann er det viktig å velge en pumpe som er konstruert for dette med hensyn på korrosjon/erosjon og andre forurensninger.

I vårt anlegg trenger vi følgende pumper (Figur 2):

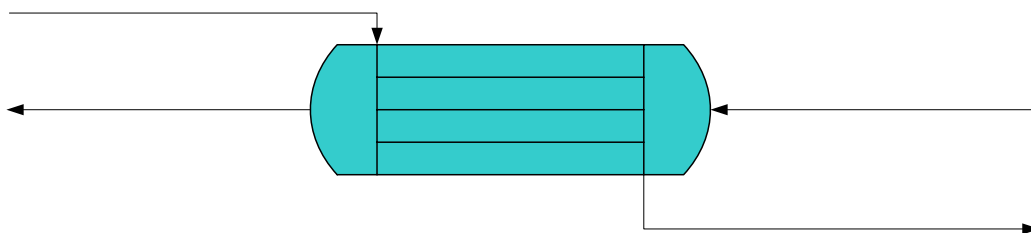
1. Sjøvannspumpe (pumpe sjøvannet inn i systemet)
2. Sirkulasjonspumpe (sirkulere væsken i flashinndamper kretsen)
3. Vakuumpumpe (danne vakuum i flashinndamperen tanken)
4. Ferskvannspumpe (pumpe ut det produserte ferskvannet)



Figur 2. Prinsippskisse over pumper i anlegget

## 2.3 Kondensator [2]

I denne ferskvannsgeneratoren skal det brukes en horisontal kondensator. En kondensator er en varmeveksler som kondenserer damp til væske. Den fungerer ved at damp kommer inn på toppen av en tank som inneholder mange rør med kjølemedium. Dampen kondenserer dermed på utsiden av det kalde rørene og blir ført ut i bunnen. I vårt system er kjølemediet sjøvann. Siden kondensatoren skal bruke sjøvann som kjølemediet er det viktig å lage den ut av et metall som har god korrosjonsmotstand i dette miljøet. Ettersom den skal installeres på en offshoreinstallasjon er det også viktig å ta hensyn til størrelsen og vekt. Prinsippet for en kondensator er vist i Figur 3.



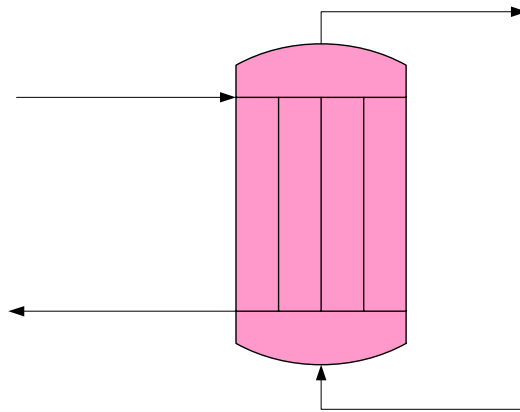
Figur 3. Prinsippskisse over en kondensator

## 2.4 Varmeveksler [3]

En varmeveksler (Figur 4) overfører varme fra et fluid til et annet fluid uten at fluidene blandes. Det forutsetter at det eksisterer en temperaturforskjell mellom fluidene.

Varmetransporten mellom de to fluidene skjer på følgende måter:

1. Konveksjon
2. Konduksjon
3. Stråling



Figur 4. Prinsippskisse over en varmeveksler

Når vi skal velge hva type varmeveksler som vil gi optimale varmetekniske og økonomiske resultater i ulike situasjoner må man ta hensyn til følgende parametere:

- Trykk og temperatur nivå
- Volumstrømmer
- Fluidegenskaper
  - ♦ Varmeovergang
  - ♦ Beleggdannelse
  - ♦ Korrosjon/materialvalg
- Antall fluider i enhet
- Sikkerhetskrav
- Krav til størrelse
- Økonomi
- Erfaring

Den mest brukte varmeveksleren er rørvarmeveksleren. Den består av en rørsats som er plassert inni en mantel. Denne typen varmeveksler er robust og relativt kompakt også ved store heteflate areal. Når trykket stiger over  $\sim 20$  bar og  $260$  °C er det ofte bare denne typen varmevekslere som kan brukes. Det er denne typen varmeveksler som er blitt beregnet i denne rapporten.

Varmeveksleren det alternativt skal bruke er av typen platevarmeveksler. En platevarmeveksler vil i utgangspunktet ha et høyere varmeovergangstall enn en rørvarmeveksler og kan dermed bli mindre og billigere. Den reduserte størrelsen (og vekt) kan være et viktig argument for systemer som skal plasseres på en offshoreinstallasjon.



Den har imidlertid begrensninger når det gjelder beleggdannelse. Et alternativ for å overkomme dette kan være å benytte to stk vekslere, én i aktivt tjeneste og en i reserve, eller til vask. (Figur 1 s. 4)

## **2.5 Flash tank og dråpeutskiller**

En flashinndamper er sammensatt av en varmeveksler, en strupningsanordning, en damputskiller og en sirkulasjonspumpe samt rør. Strupeanordningen er satt inn mellom varmeveksleren og flash tanken for å skape en trykkdifferanse mellom disse. Fordampningen undertrykkes i varmeveksleren grunnet trykket, men oppstår plutselig ved inngangen til damputskilleren ved trykkavlastning.

## **2.6 Ventiler**

Ventiler benyttes til å åpne/stenge, eventuelt kontrollere væske og gass-strømmer. De kan være manuelt eller automatisk opererte.

## **2.7 Måleapparater**

Vi har flere komponenter for å gi signal om aktuelt prosessnivå, kontrollere, samt styre systemet som:

- Nivået på væske i flashinndamper
- Saltinnhold ved ulike plasseringer
- Trykkmålere
- Temperaturmålere

**På side 35 er der vedlagt P&ID (Prosess og Instrument Diagram) med oversikt over alle komponenter.**



### **3. VURDERINGER VED INSTALLASJON OG BRUK AV FERSKVANNSGENERATOR**

I dette kapitlet blir det utført betraktninger ved bruk av ferskvannsgenerator og det blir begrunnet hvorfor de ulike beregningene er gjort. Behovet for ferskvann på en offshoreinstallasjon er også undersøkt, samt fordeler og ulemper ved benyttelse av ferskvannsgenerator kontra levering av vann fra land.

I tillegg er det gjort økonomiske vurderinger ved bruk av en ferskvannsgenerator.

#### **3.1 Vannbehov**

På en offshoreinstallasjon er det bruk for store mengder ferskvann til konsum og hygieniske formål. For eksempel Statfjord A, som er en mellomstor oljeplattform med ca 240 personer om bord, bruker i gjennomsnitt ca.  $60 \text{ m}^3$ <sup>1</sup> ferskvann per dag. I tillegg benyttes også ferskvannsgeneratorene til å lage industrivann som brukes til spyling og liknede.

#### **3.2 Fordeler/ulemper – ferskvannsgenerator kontra levering med supplybåt**

Fordelene med bruk av en ferskvannsgenerator er at kvaliteten på vannet er bra og man i stor grad slipper å klore vannet. Kombinasjonen av klorert vann og sjøvann kan forårsake at ulike typer metall begynner å korrodere.

Ulemper med ferskvannsgenerator opp gjennom årene er blant annet at det har vært en del vedlikeholdskostnader på grunn av korrosjon og beleggdannelse på heteflater. Begroing kan forårsake dårlig varmeoverføring og gjøre at effekten av generatoren avtar. Det utgjør også et korrosjonsproblem. Fjell Industries mottar hvert år mange slike apparater til overhaling og reparasjon. I noen tilfeller har vedlikeholdskostnadene vært så store og man har gått over til å forsyne riggene med vann i fra land.

Fordeler med båtlevering er at man har stabile kostnader og leveranse i forhold til en ferskvannsgenerator. Man får ikke uforutsigbare utgifter som vedlikehold og reparasjonskostnader.

Ulempen med båtleveranse er at leveransen kan bli forhindret av dårlig vær, og kvaliteten<sup>2</sup> på vannet er ikke like bra som fra en ferskvannsgenerator. Man må også klore vannet i større grad før det blir sendt ut på drikkevannsnettet, noen man helst vil unngå.

Dersom man kan bruke spillvarme fra andre prosesser til å varme opp vannet til ferskvannsgeneratoren kan levering av vann fra land bli mye dyrere i forhold til vann som er produsert av en ferskvannsgenerator.

---

<sup>1</sup> E-mail 23.01.07 fra Kim Pedersen, Statoil

<sup>2</sup> E-mail 23.01.07 fra Kim Pedersen, Statoil



### 3.3 Økonomiske vurderinger

Ferskvannsgeneratorer som kan bruke spillvarme fra andre prosesser på installasjonen kan nyttegjøre energi, som ellers ville gå tapt. Det som avgjør og om det lønner seg med en ferskvannsgenerator er hvor store vedlikeholds og reparasjonsutgifter man har.

Vedlikeholds og reparasjonsutgiftene er forårsaket hovedsakelig av to grunner, korrosjon og beleggdannelse. Velger man et materiale som har gode korrosjonsegenskaper kan man redusere disse utgiftene betraktelig. Mengden av belegg som dannes er avhengig av temperaturen og hvor stor saltkonsentrasjon sjøvannet holder. Til å bekjempe beleggdannelse tilsettes det en avleiringshemmer i ferskvannsgeneratoren av typen nøytralisert polykarboksylsyre (SI-470)<sup>3</sup>. Man har i den senere tid begynt å gå over til å bruke ferskvannsgeneratorer med flashinndampere, noe som også har hjulpet betraktelig på dannelsen av belegg.

Da plattformene Statfjord A/B/C, Gullfaks A/C og Veslefrikk B kom i produksjon henholdsvis begynnelsen og slutten av 1980, ble det installert ferskvannsgeneratorer for å produsere ferskvann til eget bruk. Nedenfor redegjøres det for hva problemer de ulike plattformene har hatt opp gjennom årene.

#### Statfjord A

Da Statfjord feltet kom i produksjon i 1979 med plattformen Statfjord A, ble det installert 3 stk 1 trinns SERCK evaporatorer. Rørene i disse ferskvannsgeneratorene var stort sett vært av aluminium bronse, et metall som har en middels motstand mot sjøvannskorrosjon og som er middels bra å sveise. Etter kort tid ble det registrert lav tilgjengelighet og det korrektive vedlikeholdskostnadene overskred 3 millioner kr årlig. Disse kostnadene skyldes mye tilsyn og service, og det var store materialproblemer i rørsystemer, ventiler og ejektorer. På grunn av høy temperatur på varmemediet til fordampene, ble det mye beleggdannelse i varmeveksleren. De måtte derfor jevnlig bores opp, rør ble dermed ødelagt og måtte plugges. Disse ferskvannsgeneratorene ble skrapet kun 7 år senere i 1986. 4]

I 1987 ble det installert 3 nye 1 trinns evaporatorer fra Alfa Laval av typen Nirex JWP-36-C-200. Denne evaporatoren ble laget i gode korrosjonsmotstandsdyktige materiale som 6 MO, titan og monell. Med denne ferskvannsgeneratoren har man erfart høy tilgjengelighet, middels vedlikeholdskostnader, tilsyn og service, høy kapasitet og kvalitet. I perioden 1990 til 1994 hadde disse 3 ferskvannsgeneratorene gjennomsnittlige vedlikeholdskostnader på 627 000 kr per år. Siden hver av disse kan produsere maks 100 m<sup>3</sup>/døgn hver, betyr at de kan produsere vann til en pris av ca. 5 kr/m<sup>3</sup> [4].

Det siste 5 årene er det brukt 2,3 millioner<sup>4</sup> kr på vedlikehold på alle evaporatorene, noe som gir vedlikeholdskostnader på ca 150 000 kr per evaporator per år. Selv om ferskvannsgeneratorene på Statfjord A er konstruert for å klare en produksjon 100 m<sup>3</sup>/døgn, blir det i dag maks produsert 80 m<sup>3</sup>/døgn. Dette grunnes at når man prøver å produsere opp mot 90 m<sup>3</sup>/døgn begynner systemet å bli ustabil. Men selv om man produserer mindre

<sup>3</sup> E-mail 23.01.07, Kim Pedersen, Produksjons sjef Statfjord A, Statoil

<sup>4</sup> E-mail 23.01.07, Kim Pedersen, Produksjons sjef Statfjord A, Statoil



ferskvann stiger ikke prisen på vann over 5 kr/m<sup>3</sup> på grunn av lavere årlige vedlikeholdskostnader.

### **Statfjord B/C**

Til Statfjord B/C som kom i produksjon i 1982/1985 ble det kjøpt inn samme typen evaporatorer som til Statfjord A. Driftserfaringene ble veldig lik som det på Statfjord A og i noen perioder ble tilgjengeligheten så lav at man måtte bunkre vann. Etter at det korrektive vedlikeholdskostnadene kom opp i 4,5 millioner i årene 1990/1991, ble de skrapet i 1992. 4]

I 1993 ble det også her kjøpt inn nye 1 trinns evaporatorer fra Alfa Laval. Fram til 1995 var disse evaporatorene rapportert feilfrie. Disse evaporatorene har vist høy tilgjengelighet, lave korrektive vedlikeholdskostnader, lav grad av tilsyn og service og middels kapasitet og kvalitet. 4]

### **Gullfaks A**

Gullfaks A ble utstyrt med 3 stk Serck evaporatorer med en kapasitet på 120 m<sup>3</sup>/døgn når den kom i produksjon i 1986. Man opplevde tidlig driftsproblemer på grunn av materialproblemer, og allerede i 1988 erfarte man lav tilgjengelighet, høy korrektive vedlikeholdskostnader, høy grad av tilsyn og service og lav kapasitet og kvalitet. Korrosjon og tæring på utstyr og komponenter var en stor del av årsaken til problemene. I 1989 og 1990 ble en del utstyr og komponenter byttet ut. Ulike ventiler og ejektorer som var i støpt bronse ble skiftet til 6MO og rør i kobber aluminium legering (CuZn20AlF34) ble skiftet til glassfiberarmerterør. Rørsatsen i kondensatoren, som var laget av kobber sink legering (CuZn20AlF24), ble gjennomtæret. Trekking og plugging av disse rørene ble så dyrt at ny rørsats av titan ble installert. Siden har den vært problemfri. Dråpefanger i monell og dråpefangerristene i kopper nikkel legering ble skiftet til inconell på grunn av tæring. Disse modifikasjonene og vedlikehold fra 1987 til 1992 utgjorde en kostnad på 6,2 millioner NOK. I oktober 92 var tallet på generert vann 3468 m<sup>3</sup> fordelt på 3 evaporatorer. Bruker vi dette som et representativt tall vil man ha i denne perioden en kostnad 25 kr/m<sup>3</sup> for ferskvannet. 4]

### **Gullfaks C**

Da Gullfaks C kom i produksjon i 1989 ble det kjøpt inne 3 ferskvannsgeneratorer av samme type som til Gullfaks A. På grunn av erfaringene som var blitt gjort på Gullfaks A ble ejektorene bytter fra bronse til 6MO før oppstart. I 1991 og 1992 ble de samme modifikasjonene som ble gjort på Gullfaks A utført på rørsystemet før det ble for mye tæring i systemet. Rørsatsene er ikke skiftet men det er prøvd å forlenge levetiden ved å sette inn nylonhylser i hullene i rørsatsplaten. Fra 1989 til 1992 ble det brukt 2,658 millioner NOK på vedlikehold på Gullfaks C. Dersom man går ut i fra at det ble produsert noen lunde den samme mengden vann på Gullfaks C som på Gullfaks A, vil prisen på produsert vann bli ~16 kr/m<sup>3</sup>. Dette viser at det var en god investering å gå til innkjøp av mer korrosjonsmotstandig materielle. [4]



## Veslefrikk B

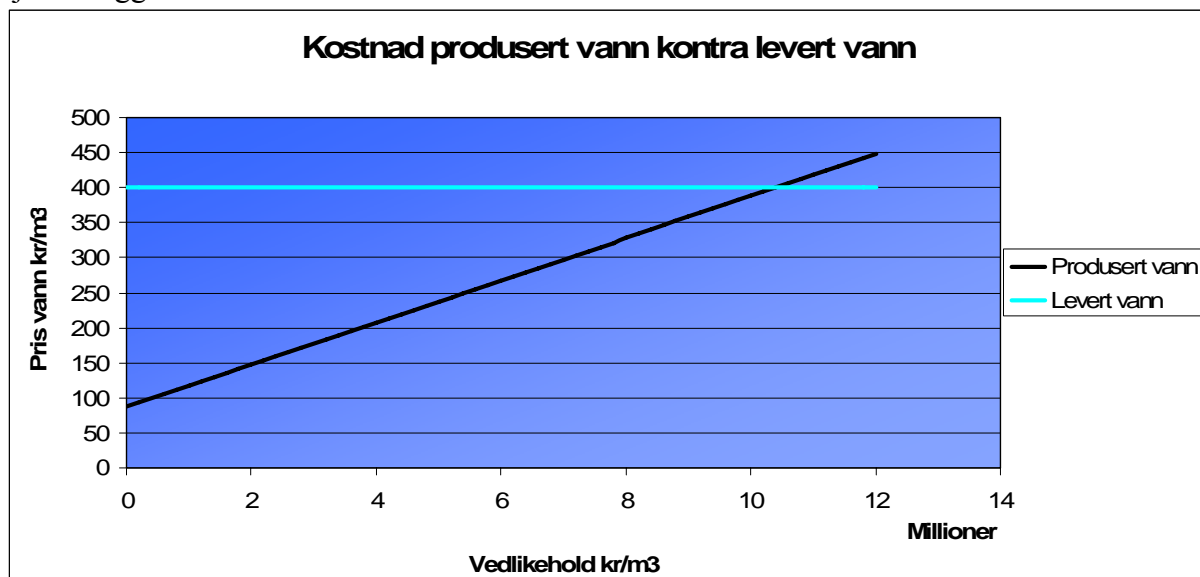
På Veslefrikk B ble det installert 2 stk 2 trinns Nirex evaporatorer fra Alfa Laval i 1989 da produksjonen startet. Kapasiteten er på 65 m<sup>3</sup>/døgn pr. enhet. Evaporatorene har fungert greit i de periodene det har vært i drift, men på grunn av til tider lite tilgjengelig spillvarme på installasjonen har det ikke alltid vært lønnsomt å produsere vann ombord. For å generere damp til ett tonn vann koster det, med dieselkostnader og CO<sub>2</sub> avgifter, ca 160 kr (1995 priser). Det har vært relativt lave vedlikeholdskostnader på evaporatorene, men til tross for liten driftstid fram til 1992 ble det registrert en del materialproblemer. Evaporatorskallene som innvendig var beskyttet med polyester og forsterket med glassfiber, løsnet og det begynte dermed å korrodere. Dråpefangeren av aluminium-messing legering ble byttet ut i 1992. 4]

### 3.3.1 Konklusjon

Man kan ha vedlikeholdsutgifter på opp mot 10 millioner kr per år (Figur 5) for det ikke lenger lønne seg med en ferskvannsgenerator. Grunnen til det er at prisen for å levere vann til offshoreinstallasjoner kan komme opp i så meget som 400 kr/m<sup>3</sup><sup>5</sup>. Det som inngår i denne prisen er kjøp av vann, leie av båt og personell. Det er også strenge krav til rengjøring av tanker og utstyr, noe som forårsaker en del ekstra arbeid med rengjøring av tanker og testing av vannkvaliteten.

Det er dermed slik at om man har en driftsikker ferskvannsgenerator med lite vedlikeholdsutgifter kan man produsere ferskvann til en gunstig pris

I diagrammet (Figur 5) er det tatt utgangspunkt i en ferskvannsgenerator som har en kapasitet på 100 m<sup>3</sup>/døgn. Det er tatt med innkjøpspris, som er 5 millioner, vedlikeholdskostnader og pris (~10 kr/m<sup>3</sup>)<sup>6</sup> for kjemikalier ved bruk av en ferskvannsgenerator. Detaljert informasjon sjå vedlegg 6.6



Figur 5. Diagram over hvor mye vedlikeholdskostnader man kan ha før det ikke lenger lønner seg med en ferskvannsgenerator.

<sup>5</sup> Telefonsamtale med Lasse Mjøs (basesjef CCB) og Karl Ove Kleppe, Statoil

<sup>6</sup> Telefonsamtale med Johannes Rosnes, M-I Production Chemicals



### 3.4 Generelle betraktninger angående massebalanser

Prosjekteringen av en slik ferskvannsgenerator vil ta sitt utgangspunkt i diverse massebalanser. Med bakgrunn i disse massebalansene kalkuleres og vurderes deretter størrelse og konstruksjon på hovedkomponentene og til slutt settes det hele sammen til et system med ventiler, rør og pumper.

For at ferskvannsgeneratoren skal være i balanse må mengde væske inn i systemet være lik mengde væske ut. Med dette som utgangspunkt kan vi se på ferskvannsgenerator systemet på to prinsipielle måter:

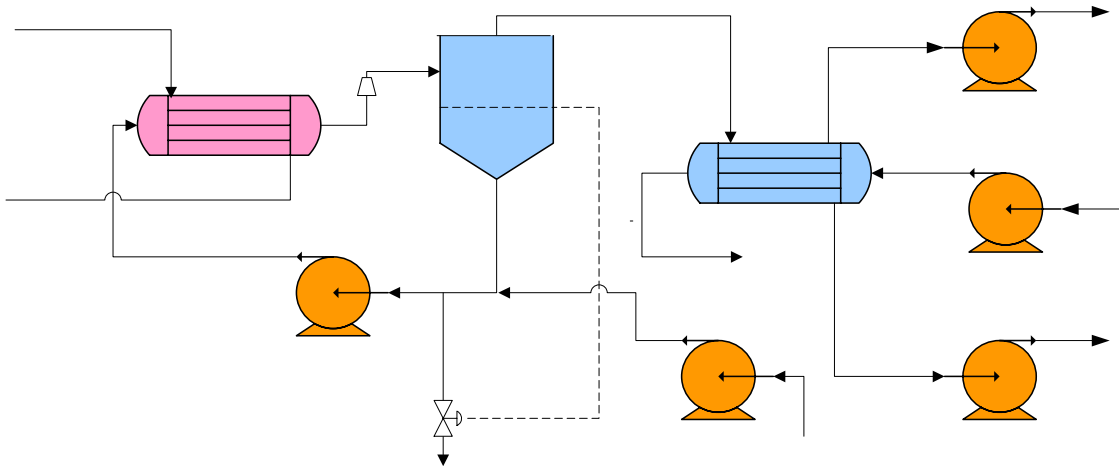
1. Inntak av kjølevann (sjøvann) til kondensatoren er uavhengig av flashinndamper kretsen.
2. Kjølevannet (sjøvann) fra kondensatoren blir brukt i flashinndamper kretsen til produksjon av ferskvann.

#### 3.4.1 Prinsipp for ferskvannsgenerator uten gjenbruk av kjølevann.

Her vil ikke sjøvannet som brukes som kjølevann i kondensatoren gå videre inn i systemet men bli dumpet etter bruk. Det er eget inntak av sjøvannet til flashinndamper kretsen for produksjon av ferskvann.

I dette prinsippet er (Figur 6):

- A. Mengde energi (kW) inn er lik mengde ut.
- B. Mengde kjølevann inn i kondenser er lik mengde kjølevann ut av kondenser.
- C. Mengde sjøvann inn er lik mengde produsert ferskvann pluss dumpet mengde ved ventil før sirkulasjonspumpe på Figur 6.



Figur 6 Prinsippkisse av anlegg uten gjenbruk av sjøvann fra kondensator

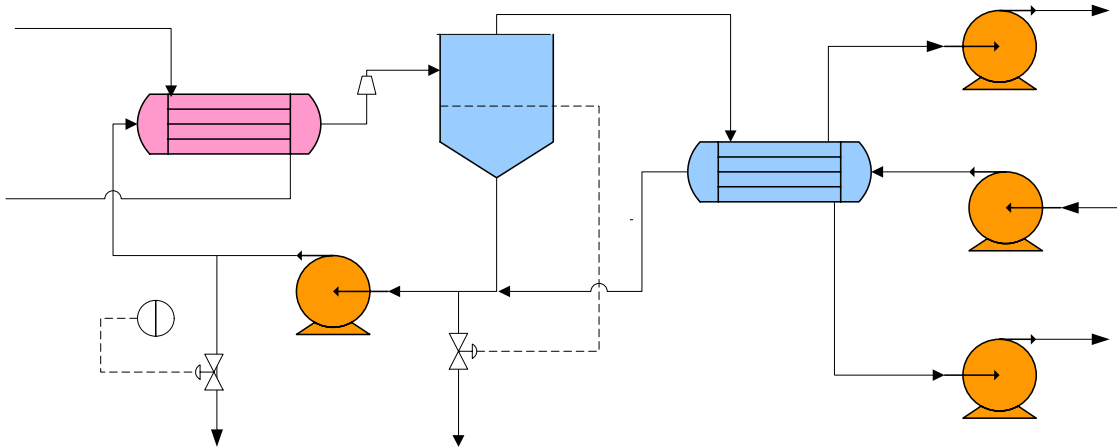
Dette anlegget er mulig å bruke og har blitt brukt, men er ikke så gunstig. Grunnen er at vi i dette systemet ikke drar nytte av oppvarmingen av sjøvann i kondensatoren. Når man ikke får forvarmet sjøvannet som skal inn flashinndampere kretsen, vil det medføre en unødvendig stor varmeveksler i flashinndamperen. Dette på grunn av stor temperatur differanse på væsken som kommer inn og væsken som går ut. Det er også behov for en ekstra pumpe i dette anlegget.

### 3.4.2 Prinsipp for ferskvannsgenerator med gjenbruk av kjølevann.

Dette er det anbefalte systemet. Her bruker man kjølevannet til kondensatoren, som er sjøvann, videre inn i flashinndamper kretsen til produksjon av ferskvann. Dette sjøvannet er nå blitt forvarmet, noe som gjør at temperaturen på sjøvannet inn i varmeveksleren vil bli hevet.

I dette prinsippet er (Figur 7):

- A. Mengde energi (fra en annen kilde) inn er lik mengde energi ut
- B. Mengde sjøvann inn er lik
  - Mengde produsert (1250 kg/hr)
  - Pluss dumpet sjøvann før flashinndamper krets (ventil 1 på Figur 7)
  - Pluss dumpet sjøvann i flashinndamper krets før varmeveksleren (ventil 2 på Figur 7)



Figur 7 Prinsippskisse for anlegg ved gjenbruk av sjøvann fra kondensator

### 3.4.3 Valg av utgangstemperatur på kjølevannet fra kondensator

Utgangspunktet for kondenseringen er gitt på skallsiden. Det skal kondenseres 1250 kg damp/hr og kjøle det ned til 20 °C. Dette kan skje ved å benytte store mengder kjølevann (sjøvann) som kun varmes opp litt eller små mengder som varmes opp mye. Typisk temperatur differanse, for kjølevannet på kondensatoren, når man bruker store mengder sjøvann kan være en  $\Delta T = 10\text{ °C}$  og for små mengder sjøvann  $\Delta T = 20\text{ °C}$

For å finne hva utgangstemperatur som var mest fornuftig å bruke tar man utgangspunkt i 3 temperaturer mellom  $\Delta T = 10\text{ °C}$  og  $\Delta T = 20\text{ °C}$  på kjølevannet ut av kondensatoren. Temperaturen på sjøvannet inn i kondensatoren ble satt til 10 °C. På grunn av dette vil utgangstemperaturen bli henholdsvis 20 °C, 25 °C og 30 °C i vårt tilfelle.

Disse temperaturene har følgende innvirkning på anlegget:

- Med en utgående kjølevannstemperatur på 20 °C, vil kjølevannsmengden bli meget stor mens kondensatoren blir relativt liten, da U-verdi og  $\Delta T$  for kjølevannet blir store.



- Dette delvis oppvarmede sjøvannet (eller deler av det) benyttes videre i flashinndamperen og varmeveksleren, og jo lavere inngangstemperaturen er, jo større blir disse.
- På den annen side vil en valgt utgående sjøvannstemperatur på eksempelvis 30°C gi en større kondensator enn ved 20 °C, men samtidig vil flashinndamper og varmeveksler bli mindre.
- Over 30 °C ut er vanskelig, da man vil få problemer med å kjøle kondensatet ned til 20 °C.
- I tillegg vil materialvalget da begynne å spille inn, da deler av kondensatoren ikke kan lages i 316 og må eventuelt lages i et dyrere materiale.

Beregninger (vedlegg 6.1.1) viser at heteflate arealet i kondensoren ikke vil stige mye med en temperatur økning fra 20 °C til 30 °C på kjølevannet ut. Ved 20 °C vil man få et heteflate areal på ~30 m<sup>2</sup> og ved 30 °C ~35 m<sup>2</sup>

Masse strømmen til kjølevannet vil også minke når men har en høyere utgangstemperatur. Ved 20 °C har man en kjølevannsstrøm på 75,52 m<sup>3</sup>/hr og ved 30 °C 37,76 m<sup>3</sup>/hr. Har man en mindre massestrøm kan det benyttes mindre pumper. (Beregnet i vedlegg 6.1.2)

Siden varmeveksleren i selve flashinndamperen vil måtes lages i titan, er det ønskelig å få den minst mulig på grunn av en mye høyere pris på titan i forhold til 316 som kondensatoren skal lages av.

***På grunnlag av dette og det andre nevnte grunnene er det varmeveksleren som blir dimensjonerende og man ønsker å bruke høyest mulig temperatur ut av kondensatoren. 30°C er derfor valgt ut av kondensatoren.***



### 3.5 Grunnleggende vurderinger

Basis for dimensjonering og valg/design av terminske komponenter i en ferskvannsgenerator skjer med følgende basis:

1. På grunnlag av tilgjengelig energi/plass/vekt.
2. På grunnlag av investeringskostnader
3. På grunnlag av vedlikeholdskostnader

Ferskvannsgeneratoren som skal dimensjonere er tenkt benyttet på en offshoreinstallasjon der spill varme energi fra andre prosesser blir brukt til å varme opp hetelegeme i varmeveksleren.. Det er varmeveksleren som krever mest energi og energiforbruket til andre komponenter spiller derfor liten rolle for dimensjoneringen. Avgjørende for dimensjonering av ferskvannsgeneratoren blir derfor investeringskostnader og vedlikeholdskostnader. Her under kommer materialvalg, størrelsen på de ulike komponentene og pris fra leverandør. Størrelse må også taes hensyn til siden det er begrenset med plass på en offshore installasjon.

Når man skal regne på massebalanser i en ferskvannsgenerator er der også en del grunnprinsipper som etterstrebes:

- Optimale varmetekniske resultat
- Gjøre den mest mulig økonomisk og kompakt
- Saltkonsentrasjon innenfor angitt område

Verdier for viskositet og spesifikk varmekapasitet for sjøvann vil variere etter hvilken temperatur man har. I varmeveksleren og kondensatoren vil derfor disse variere gjennom hele komponenten. Det er derfor for enkelhetens skyld bare brukt et gjennomsnitt av disse verdiene.

#### 3.5.1 Kondensatoren

Kondensatoren som skal bruke i denne ferskvannsgeneratoren, skal konstrueres ved Fjell Industries. Den skal lages i rustfritt stål 316 og skal ha en kapasitet på 30 m<sup>3</sup>/døgn ferskvann. Dimensjoneringen begynner derfor med kondensatoren, som er det siste leddet i ferskvannsproduksjonen.

Beregningene er vist i Vedlegg 1, side 38 til 46.

For å kunne utfør disse beregningen måtte man sette opp noen valgte parameter:

- Temperatur på sjøvann inn 10 °C
- Temperatur på sjøvann ut 30 °C
- Temperatur på damp inn 60 °C
- Temperatur på kondensat ut 20 °C
- Dimensjonen på rørene ble valgt til Ø19,05 mm



Kondensering av ferskvann skjer på skallsiden, mens sjøvann til kjøling strømmer i rørene. Grunnen til det er at sjøsiden har mest begroing og må komme til for å rengjøre. En kondensator som skal plasseres på offshore installasjon må være kompakt på grunn av plassbegrensning. Det forårsaker at rørene er plassert nært hverandre og det er vanskelig å rengjøre på utsiden av disse. Har man anlegg med høyt trykk, skjer kondenseringen ofte på innsiden av rørene. Dette er for å få en mindre å lettere kondensator siden vi da ikke trenger et så tykt skall.

Det første som ble beregnet var hvor mye energi som krevdes for å kondensere og kjøle ned det produserte ferskvannet til 20 °C. Energibehovet for å kondensere dampen ble beregnet til å være 783 kW, mens for nedkjølingen var der bare 58 kW. Den totale energien som kreves er da 841 kW. [vedlegg 6.2.1]

Inngangstemperaturen og utgangstemperaturen på sjøvannet ble henholdsvis valgt til 10 °C og 30 °C. For å finne kjølevannsmengden som kreves tar man utgangspunkt i at energi avgitt er lik energi tatt opp. Beregninger viser da at man får en massestrøm 37,76 m<sup>3</sup>/hr [vedlegg 6.2.2].

Når man har beregnet energibehovet og massestrømmen som behøves kan vi finne heteflate arealet til kondensatoren. Nede i bunnen av kondensatoren vil en del av rørene bli brukt til å kjøle ned ferskvannet. Det er derfor et annet varmeovergangstall her enn øverst i kondensatoren der det blir kondensert damp på utsiden av rørene. Varemovergangstallet og den midlere temperaturdifferansen er derfor ulik for kondenseringen og nedkjølingen, og heteflate arealene må beregnes hver for seg. Siden det er vanskelig å beregne hva varmeovergangstallet i avkjølingsdelen blir, på grunn av at det vil variere en del etter hvor man er i kondensatoren og alt etter hvor mange rør som er dekket av væske, er det erfaringsmessig satt til 250  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ .

Til kondenseringen kreves det et heteflate areal på 25 m<sup>2</sup> og for nedkjølingen 13 m<sup>2</sup>. Det totale heteflate arealet som da kreves er 38 m<sup>2</sup> [vedlegg 6.2.3].

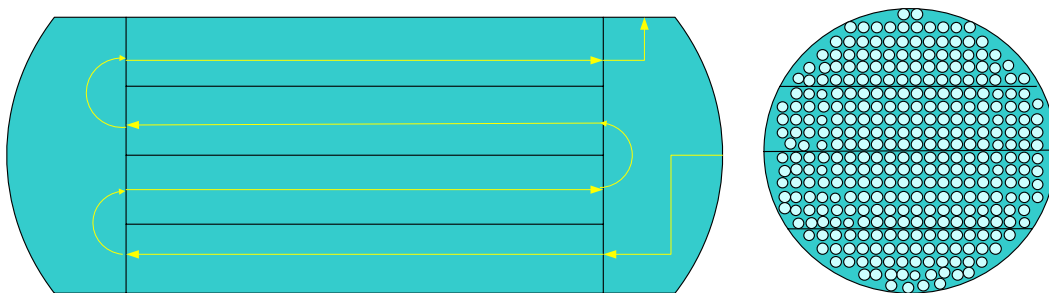
Når vi beregner heteflate arealet til kondensatoren legges det til en *fouling faktor* når varmeovergangstallet U skal beregnes. Dette er en faktor som sier noe om beleggdannelse på heteflatene. Beleggdannelse vil redusere varmeoverføringskapasiteten og denne faktoren legges derfor til for å forsikre oss om at vi har tilstrekkelig med heteflate areal selv om det skulle danne seg en del belegg. Fouling faktoren ligger mellom 0,0001, for ren side, og 0,005 for skitten side.

Viskositeten vil forandre seg gjennom hele kondensatoren. Det brukes derfor et gjennomsnitt mellom viskositeten for inngangstemperaturen og for utgangstemperaturen. Beregninger blir således ikke helt eksakt. I dag blir det brukt dataprogrammer til å beregne kondensatorer, disse integrerer langs rørene for å få et mer nøyaktig resultat.

Etter man har valgt hva temperatur man ønsker ut av kondensatoren og har funnet heteflate behovet kan man finne ut hvor mange pass og antall rør man trenger. Siden denne kondensatoren skal plasseres på en skid, har man begrensninger på hvor lang kondensatoren kan være. Den bør ikke være lengre enn 3 m. Rør diameteren ble satt til en standard størrelse på 19,05 mm. Når man har mange små rør vil man få et stort heteflate areal. Beregninger

viser, når man har rør med en diameter på 19,05 mm og en lengde på 3 m, trengs det 211 rør for å få en stor nok heteflate. Erfaringsmessig ønsker man, grunnet varmetekniske og erosjonsmessige forhold en hastighet som ligger rundt 1 m/s inne i disse rørene. For å få denne hastigheten blir rørene delt inn i såkalte pass. Pass er inndeling av rørene, dess flere pass, dess færre antall rør per pass. Det forårsaker at væsken har mindre plass å fordele seg på og som igjen gjør at hastigheten øker.

Ved 6 pass får vi en hastighet på 1,05 m/s i hvert rør. Dette er så nært den ønskede hastigheten at vi velger å konstruere kondensatoren med denne inndelingen. Hvordan pass inndelinger fungerer er vist på Figur 8 s.17



Figur 8 Prinsipp skisse for en kondensator med 4 pass

### 3.5.2. Saltkonsentrasjon

Vi har som vist i forrige avsnitt, til nå bestemt oss for en sjøvannstemperatur på 30 °C ut av kondensatoren, noe som gir en massestrøm på 38 m<sup>3</sup>/hr. Dette sjøvannet går videre inn i flashinndamper kretsen sammen med sjøvannet som ikke blir fordampet fra flash tanken. Sjøvannet ut i fra flash tanken vil holde en temperatur på 60 °C. For å ikke kjøle ned dette sjøvannet mer en nødvendig og får å få en høyest mulig temperatur på sjøvannet inn i varmeveksleren, ønsker vi å dumpe en del sjøvann før det kommer inn i flashinndamper kretsen.

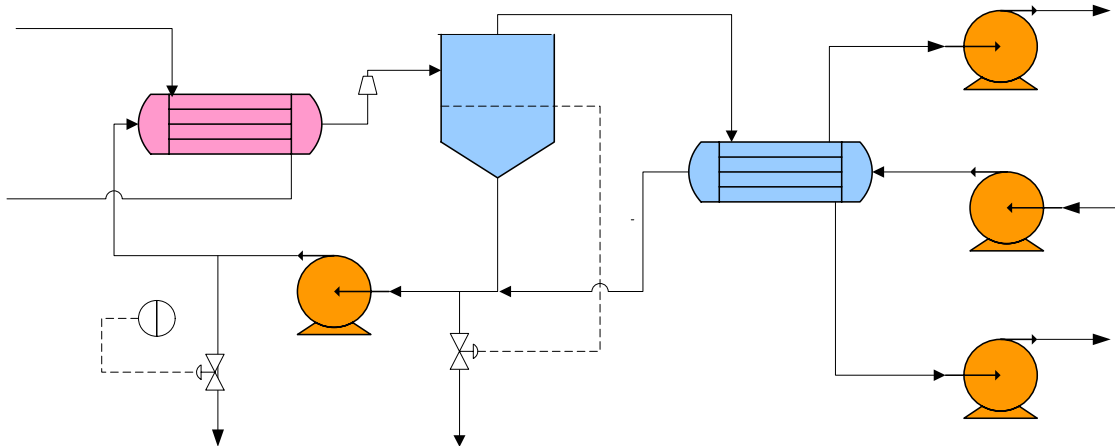
Hvor mye sjøvann som kan dumpes er avhengig av hva saltkonsentrasjonen blir. I en ferskvannsgenerator er det erfaringsmessig ønskelig med en saltkonsentrasjon som ikke er høyere en 6 – 7 %<sup>7</sup>. Dette på grunn av at dess høyere saltkonsentrasjon er, dess mer korrosjonsproblemer og beleggdannelse vil man få.

Beregningene er vist i vedlegg 6.3 s. 47 – 51

Vi vet at det komme inn 38 m<sup>3</sup>/hr og vi skal dampe av 1,25 kg/hr. For at ferskvannsgeneratoren skal være i balanse må mengde væske inn være lik mengde væske ut. Det betyr at vi totalt må dumpe 36,75 m<sup>3</sup>/hr. Dumpingen skjer to steder, før flashinndamper kretsen (ventil 1 på Figur 9) og i flashinndamper kretsen før varmeveksleren (ventil 2 på

<sup>7</sup> Oppgitt fra Jon Alsaker, teknisk sjef ved Fjell Industries

Figur 9). Dumpingen ved ventil 1 avgjør hvor høy saltkonsentrasjonen blir, dess mer sjøvann man dumper dess høyere blir saltkonsentrasjonen. Ventil 2 må dumpe det resterende sjøvannet for å holde systemet i balanse.



Figur 9. Prinsippskisse på hvor sjøvannet blir dumpet

For å vise effekten på saltkonsentrasjonen ved å dumpe mye vann i ventil 1, er det gjennomført en "worst case". Denne bestod i at alt sjøvannet fra kondensatoren utenom 1250 kg/hr ble dumpet. Det betyr at vi dumper 100 % av den totale mengden ved ventil 1. Siden sjøvann inneholder 3,5 % salt, vil det gå 43,75 kg/hr salt inn i flashinndamper kretsen. Viss vi da antar at vi har 1500 liter sjøvann, med henholdsvis 52,5 kg/hr salt, som sirkulerer i flashinndamper kretsen, vil saltkonsentrasjonen allerede etter en time øke til 6,42 %. I dette tilfellet vil saltkonsentrasjonen øke og øke siden saltet som kommer inn i flashinndamper kretsen ikke kommer ut igjen. Dette vil derfor ikke være mulig å gjennomføre.

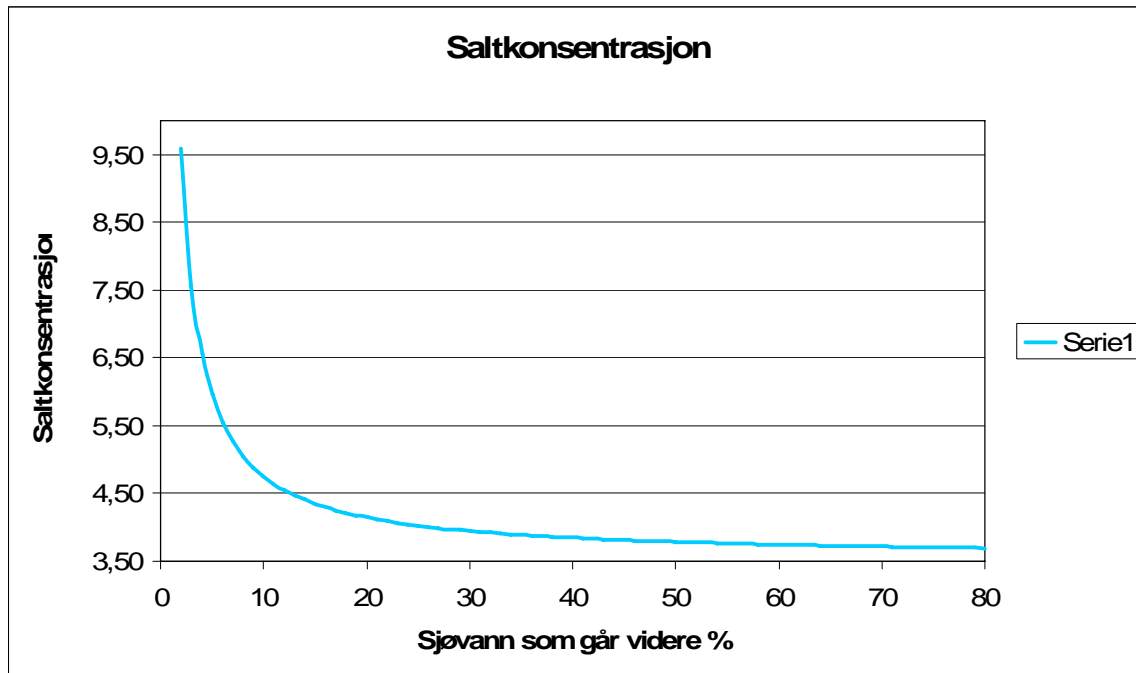
Derfor ble det så beregnet hvor mye sjøvann som måtte dumpes ved hver ventil avhengig av hva saltkonsentrasjonen ble ved ulike fordelinger. Utgangspunktet var at dersom saltkonsentrasjonen skulle holdes konstant, måtte mengde salt som kom inn i flashinndamper kretsen være den samme som gikk ut. Det som vil skje er at dess mindre sjøvann vi slipper igjennom dess mindre sjøvann blir dumpet i flashinndamper kretsen. Utfallet av dette er at når vi deler saltmengden som kommer inn på en mindre mengde sjøvann som går ut ved ventil 2, vil saltkonsentrasjonen stige.

Etter en del beregninger bestemte jeg derfor å dumpe 90 % ved ventil 1 og det resterende 10 % ved ventil 2. Det betyr at det er 4,109 m<sup>3</sup>/hr sjøvann, med henholdsvis 172,2 kg/hr salt, som går videre inn i systemet, noe som gir en saltkonsentrasjon i flashinndamper tanken på 4,76 % og 4,70 i varmeveksleren.

Som diagrammet (Figur 10) viser, er det først når man får små mengder med nytt sjøvann inn i flashinndamper kretsen at saltkonsentrasjonen stiger over ønsket nivå.

**Varmt vann - ut**

**Varmeveksler, fl**



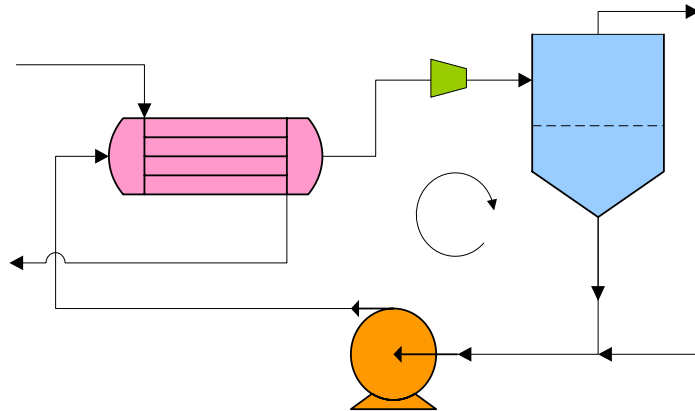
**Figur 10** Diagrammet viser hvordan saltkonsentrasjonen endre seg etter hvor mye nytt sjøvann som slipper inn i flashinddamper kretsen

Selv om vi har satt en grense på 6 – 7 % saltkonsentrasjon ønsker man ikke å operere med et slik høyt nivå. Vi ønsker et litt lavere nivå for å være på den sikre siden at det ikke danner seg så mye belegg og for å unngå korrosjonsproblemer.



### 3.5.3 Flashinndamperen

Flashinndamper kretsen består av en varmeveksler, strupeanordning, flashinndamper tank og en sirkulasjonspumpe (Figur 11).



Figur 11. Prinsippskisse over flashinndamperen

For å kunne beregne på flashinndamperen må vi velge noen faste parametre:

- Varmeveksler
  - ✘ Temperatur på varmtvann inn 90 °C
  - ✘ Temperatur på varmtvann ut 80 °C
- Flashinndamper tank
  - ✘ Temperatur på damp ut 60 °C
  - ✘ Temperatur på kondensat ut 60 °C

Beregningene er vist i vedlegg 6.4, side 47-56

Fordampning oppnåes, som nevnt tidligere ved at man varmer opp sjøvannet i veksleren til en temperatur over temperaturen i flashtanken (I vårt tilfelle 60 °C)  
Ved plutselig trykkavlastning vil en del av den ”overopphetet væsken” flashe av.

Det er erfaringsmessig vanlig å ha en temperatur på sjøvannet ut av varmevekslerdelen av flashinndamperen som er mellom 5 – 10 grader over den temperaturen som det flashes ned til (60 °C i vårt tilfelle)

Dersom temperaturen på sjøvannet inn i flashinndamperen nærmer seg ti grader over temperaturen vi har i flashinndamper tanken, er det fare for at det kan begynne å koke innover i røret som går til varmeveksleren. Har man liten temperatur differanse derimot vil det kreves mye mer sjøvann for å klare å fordampe 1,25 m<sup>3</sup>/hr.

Valgte i henhold til dette en temperatur på sjøvannet inn i flashinndamperen etter oppvarming i varmeveksleren som var mellom  $63\text{ }^{\circ}\text{C}$  og  $68\text{ }^{\circ}\text{C}$  for å undersøke hvor mye vann som trengs ved de ulike temperatuene. Temperaturen på saltlaken ut av flashinndamperen var blitt satt til henholdsvis  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  og temperaturen ut på dampen var blitt satt til  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Dette styres av trykket i flashinndamperen.

Hvordan mengden med væske som må sirkulere i flashinndamper kretsen varierte med temperaturen på sjøvannet inn, er fremstilt i [Tabell 1]

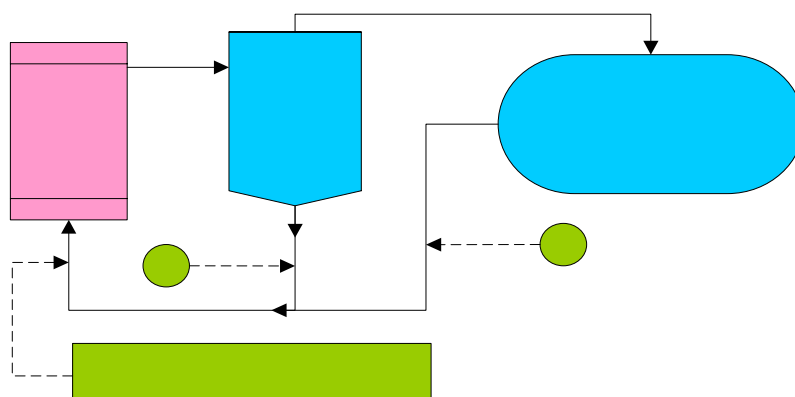
**Tabell 1 Endringen i sirkulasjonsmengde**

Temperatur $^{\circ}\text{C}$	63	64	65	66	67	68
Massestrøm $\text{m}^3/\text{hr}$	233,80	175,37	140,29	116,90	100,74	87,68

**For å være på den sikre siden at det ikke begynner å koke innover røret fra flashinndamperen til varmeveksleren, men samtidig at ikke væskemengden blir veldig stor, velger vi derfor en temperatur på  $67\text{ }^{\circ}\text{C}$  ut av varmeveksleren. Det betyr at vi må sirkulere  $100,74\text{ m}^3/\text{hr}$  i flashinndamperen kretsen for å klare å dampe av  $30\text{ m}^3/\text{hr}$ .**  
[vedlegg 6.4.1]

Det er klart at dersom man hadde hatt et mindre vakuum i flashinndamperen, og sjøvannet dermed hadde kookt ved en høyere temperatur, ville behovet for sjøvann som må sirkulere i flashinndamper kretsen vert mye mindre. Problemet vi da for, som nevnt tidligere, er større beleggdannelse og korrosjonsproblemer, og hele poenget med en flashinndamper var jo å unngå nettopp dette.

Vi har til nå bestemt oss for hvor mye nytt vann som komme inn i flashinndamper kretsen og hvor mye sjøvann som sirkulere i systemet. Vi kan da finne ut hva temperaturen (Figur 12) på sjøvannet inn i varmeveksleren blir. Denne temperaturen er en blandingstemperatur mellom sjøvannet som kommet fra kondensatoren (punkt 2 i Figur 12) og fra sjøvannet som kommer fra flashinndamperen tanken (punkt 1 i Figur 12).



**Figur 12. Hvordan blandingstemperaturen inn i varmeveksleren oppstår**



Grunnen til at vi fører sjøvannet fra flash tanken tilbake til kretsen er at denne væsken holder en temperatur på  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Det gjør at temperaturen på sjøvannet inn i varmeveksleren blir hevet, noe som igjen fører til et mindre heteflate areal for varmeveksleren.

Dersom systemet var laget slik at sjøvannet fra flashinndamperen ikke ble ført tilbake til systemet, ville man kastet mye energi i form av varme. Vi bruker heller denne energien til å varme opp sjøvannet som kommer fra kondensatoren ytterligere før det blir ført inn i varmeveksleren.

Temperaturen på sjøvannet fra flashinndamperen tanken holder  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  og temperaturen på kjølevannet fra kondensatoren holder  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Beregninger viser [vedlegg 6.4.2] at blandingstemperaturen inn i varmeveksleren blir da  $58,59\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Dersom vi ikke hadde ført sjøvannet fra flashinndamper tanken tilbake i flashinndamper kretsen, ville temperaturen inn i varmeveksler delen vert den samme som temperatur på sjøvannet fra kondensatoren, kun  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Med en inngangstemperatur og utgangstemperatur på henholdsvis  $58,59\text{ }^{\circ}\text{C}$  til  $67\text{ }^{\circ}\text{C}$  i varmeveksleren og en massestrøm på  $100,74\text{ m}^3/\text{hr}$  blir beregnet [vedlegg 4.6.3] energibehovet  $983,72\text{ kW}$ . For å klare å overføre denne energimengden behøver man et heteflate areal på  $\sim 100\text{ m}^2$  [vedlegg 6.4.4]

Når vi beregner heteflate arealet til varmeveksleren, legger vi her også til en *fouling faktor* slik som i beregninger for kondensatoren. Det resulterer i et lavere varmegjennomgangstall og dermed en større heteflate. Hensikten er å være forsikret mot at det er tilstrekkelig med heteflate areal selv om det oppstår begroing på heteflatene.

Som for kondensatoren er det hastigheten på sjøvannet som avgjør hvor mange rør og pass man skal ha i varmeveksleren. Hastigheten til sjøvannet ønsker vi å holde rundt  $1\text{ m/s}$ . Med det som utgangspunkt trenger man 554 rør og en inndeling på 6 pass. Det gir en hastighet på  $1,06\text{ m/s}$  på sjøvannet i rørene. Det er så nært at vi velger å konstruere varmeveksleren med 6 pass. [vedlegg 6.4.5]

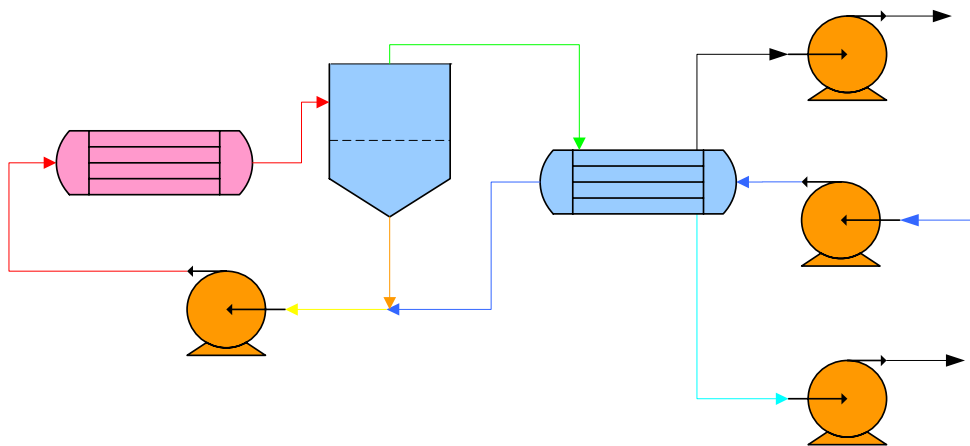
I denne oppgaven har vi antatt ubegrenset tilgang til varmemediet. Men for å vite hvordan man skal konstruere varmeveksleren er det behov for å beregne hvor stor massestrøm av varmemediet det kreves. Beregninger viser at det er behov for en massestrøm på  $\sim 23\text{ m}^3/\text{hr}$  [vedlegg 6.4.6]

Hensikten med en flashtank er å skille dråpene fra dampen, slik at dråpene ikke følger dampstrømmen. En dråpe vil være utsatt for to krefter (tar ikke hensyn til sentrifugalkreftene), oppadgående krefter som skyldes oppstuvning av damp og tyngdekraften. For at dråpen skal falle ned må derfor fallhastigheten til dråpen som skyldes tyngdekraften, være større en hastigheten den får fra det oppadgående kreft. Hastigheten dråpen må ha kalles den kritiske hastigheten. Beregninger viser at flash tanken må ha en diameter på  $0,88\text{ m}$  for at hastigheten på dampen ikke skal overskride det punkt at dråpene følger med dampen oppover. Høyden til en flash tank er vanligvis  $2 \times$  diameteren. Så i vårt tilfelle skal flash tanken være  $1,76\text{ m}$ . [vedlegg 6.4.7]

### 3.5.4 Rør dimensjoner

Det som er avgjørende hvor stor diameter man skal ha på rørene er hva hastighet man får på fluidet. Vi ønsker en hastighet på rundt 1 m/s i anlegget unntatt røret hvor dampen fraktes, der ønsker vi en hastighet på rundt 25 m/s. Siden det er ulike volumstrømmer i anlegget må man derfor ha ulike rør dimensjoner. Beregnede dimensjoner vil mest sannsynlig ikke treffe på en standard størrelse. Hovedregelen er da at man går opp til nærmeste standard størrelse på sugesiden (dette for å unngå for kavitasjon) og ned til nærmeste standard på trykksiden.

Figur 13 viser en skisse over anlegget med fargekoder for rørene, alt etter hvor stor volumstrømmen er i det ulike rørene.



**Figur 13. Prisnippskisse over hovedrørene i anlegget**

I henhold til Figur 13 blir rør dimensjonene som følger:

- Blå rør (sugeside)
  - ♦ Volumstrøm: 36,94 m<sup>3</sup>/hr
  - ♦ Rør dimensjon: 115,5 mm
  - ♦ Standard rør dimensjon: DN 125
- Gule rør (trykkside)
  - ♦ Volumstrøm: 105,64 m<sup>3</sup>/hr
  - ♦ Rør dimensjon: 193,2 mm
  - ♦ Standard rør dimensjon: DN 200
- Røde rør (trykkside)
  - ♦ Volumstrøm: 100,74 m<sup>3</sup>/hr
  - ♦ Rør dimensjon: 188,75 mm
  - ♦ Standard rør dimensjon: DN 150
- Oransje rør (sugeside)
  - ♦ Volumstrøm: 99,49 m<sup>3</sup>/hr
  - ♦ Rør dimensjon: 187,58 mm
  - ♦ Standard rør dimensjon: DN 200



- Grønne rør (sugeside)
  - ♦ Volumstrøm: 9613 m<sup>3</sup>/hr
  - ♦ Rør dimensjon: 136 mm
  - ♦ Standard rør dimensjon: DN 125
  
- Turkise rør (sugeside)
  - ♦ Volumstrøm: 1,25 m<sup>3</sup>/hr
  - ♦ Rør dimensjon: 21mm
  - ♦ Standard rør dimensjon: DN 20



## 4. MATERIALVALG

Korrosjonsskader utgjør store økonomiske tap for industrien hvert år. Valg av riktig materiale til ulike bruksområder er derfor viktig. I en ferskvannsgenerator kommer mange av komponentene i kontakt med sjøvann. Siden sjøvann er korrosivt, er det i dette miljøet viktig å lage komponenter som har gode egenskaper mot korrosjon. Dette for å gjøre systemet driftssikkert og for unngå store vedlikeholdsutgifter.

Det er flere ulike typer korrosjon. Skal her gi en kort beskrivelse av noen av det mest vanlige typene [18]:

- **Generell korrosjon**  
Oppstår når det pasifiserende oksydsjiktet delvis eller helt blir brutt ned. Deretter utbrer korrosjonen seg jevnt over hele overflaten med en hastighet som er avhengig av det korrosive miljøet og hvilket metall det er.
- **Gropkorrosjon (punktkorrosjon)**  
Er en form for lokal korrosjon og er karakterisert som angrep på små områder eller et punkt på metalloverflaten. Grop korrosjon oppstår spesielt på rustfritt stål når det har blitt utsatt for klorløsningsmidler, også i små mengder. Dette er på grunn av at klor bryter opp det passiverende oksydsjiktet slik at metallet under blir angrepet. Denne formen kan gi store skader siden korrosjonen kan være stor midt inni metallet, mens det på overflaten bare ser ut som et lite hull.
- **Sprekke korrosjon (spaltkorrosjon)**  
Denne typen korrosjon er også en form for lokal korrosjon. Dersom man har en sprekke på overflaten som det trenger væske inn i, kan det oppstå ujevnt oksygeninnhold i denne væsken. I sprekken kan det danne seg en høy konsentrasjon av syre med påfølgende lav pH.
- **Interkrystallinsk korrosjon (korn grensekorrosjon)**  
Interkrystallinsk korrosjon er korrosjon som oppstår i korn grensene i stålet. Korrosjon i korn grensen hos rustfritt stål oppstår når kromrike karbider ved visse temperaturer utskilles i korn grensene og danner en smal sone som er utarmert på krom. Vanligvis leveres austenitisk rustfritt stål i oppløsningsbehandlet tilstand og karbonet er da i løst form. Skulle stålet bli varmet opp igjen til temperaturer på 550 – 850 °C, som for eksempel ved sveising kan det oppstå utskillelse av korn grensekarbider. For å unngå denne typen korrosjon bør man bruke rustfrie stål kvaliteter som har et lavt innhold av karbon ( $C < 0,05\%$ ), eller som er stabilisert med titan eller
- **Galvanisk korrosjon**  
Når to metaller med ulik spenningspotensial blir elektrisk koblet sammen med hverandre ved hjelp av en elektrolytt, vil det mest uedle metallet bli anode og det edleste katode. Det betyr at anoden vil "ofre" seg og korrodere først og vil tildels beskytte katoden mot korrosjon. Avgjørende for korrosjonshastigheten og størrelsen på området som blir angrepet samt omfanget av korrosjonen er:
  - Forskjellen i spenningspotensial
  - Elektrolyttens ledningsevne
  - Arealet på de metallene som er i kontakt med hverandre.

Galvanisk korrosjon kan bli benyttet aktivt mot korrosjonsbekjempelse, ved at man plasserer et billigere og mindre edelt metall til å beskytte et dyrere og mer edelt metall.



#### ▪ **Spenningskorrosjon**

Denne korrosjonstypen oppstår når et metall er utsatt for kombinasjonen av strekkspenning, høy temperatur og klorioner i et korrosivt miljø. I komponenter av karbonstål, er det hardheten i materialet som avgjør hvor følsomt det er for spenningskorrosjon. Har man legeret stål med mye krom reduseres følsomheten ved høye hardhetsnivå. Nikkel er det legeringselement som i størst grad reduserer følsomheten for spenningskorrosjon. Skal det være helt ufølsomt må innholdet av nikkel være over 35-40 %, men i de fleste tilfeller gir 25 % nikkel tilstrekkelig med beskyttelse. De fleste legeringer er sårbare for spenningskorrosjon i et eller annet miljø, og de eneste metallene som er noenlunde immune, er rene metall. Utenom det rene metallene er ferritiske rustfrie kvaliteter og Duplex mer eller mindre ufølsomme for spenningskorrosjon.

Oppgjennom årene i forbindelse med benyttelse av utstyr for sjøvann er det blitt brukt ulike typer metall med ulike erfaringer.

Her er en kort beskrivelse av noen av de mest benyttede metallene og deres egenskaper:

#### **4.1 Syrefast stål 316**

Rustfritt stål har austenittisk struktur og er felles betegnelsen for metall som i stor grad generelt er korrosjonsbestandig og vedlikeholdsfrie. Dette oppnåes ved å tilsette bare krom (vanligvis 13 % Cr) eller krom og nikkel (vanligvis 18 % Cr og 8 % Ni) i tillegg til karbon. Hvor korrosjonsbestandig det ulike legeringene av rustfritt stål er, avhenger av hva komponenter det er sammensatt av og hva miljø det blir utsatt for.

Det vi kaller syrefast stål (316) er en type rustfritt stål som i tillegg inneholder molybden. Dette gjør at syrefast stål også er korrosjonsbestandig mot mange syrer og er bedre rustet mot grop – og sprekk – korrosjon.

Syrefast stål 316 består av følgende komponenter [5]:

Komponent	C	Cr	Fe	Mo	Mn	N	Ni	P	S	Si
Wt %	Max 0,08	Mellom 16 - 18	Mellom 62 - 72	Mellom 2 - 3	Max 2	Max 0,01	Mellom 10 - 14	Max 0,045	Max 0,03	Max 0,75

Mot uniform korrosjon er syrefast stål 316 karakterisert som god i mange organiske og ikke organiske miljøer. Det vil si (Kilde: Outokumpu.com) at korrosjonen er mindre enn 0,1 mm/år. Syrefast stål er godt egnet mot grop korrosjon som man møter i miljø der sjøvann er tilstede. Denne typen rustfritt stål er spesielt god mot korrosjon av syrer. Men har man en kombinasjon av strekk spenninger, temperaturer over 50 °C og visse løsninger, spesielt de som inneholder klor, er syrefast stål lett utsatt for spenningskorrosjon. Siden rustfritt stål inneholder en lav mengde med karbon er interkristallinsk korrosjon vanligvis ikke et problem. [13]



Rustfritt stål er betegnet til å ha veldig god sveisbarhet. Tidligere har man hatt et problem med interkrystallinsk korrosjon etter sveising, men dette er et sjelden problem med dagens sveiseteknikk. Man kan bruke ulike metoder til å sveise syrefast stål, som for eksempel MIG, TIG osv. [13]

Rustfrie og syrefaste stål er duktile, det vil si at de er lett formbare i kald tilstand og tåler en stor grad av deformering uten å måtte etterbehandles med varme. [13]

Generelt når det gjelder rustfrie og spesielt syrefaste stål i sjøvannsmiljøer, så har anvendelsen av disse avtatt de senere år, ettersom de er tvilsomme over 40 – 50 ° C og dessuten utsatt for spenningskorrosjon. [13]

## 4.2 Duplex 2205

Duplex 2205 er et ferritisk – austenittisk rustfritt stål som har en kombinasjon av høy styrke og god korrosjonsbestandighet. Det er denne fine balansen mellom ferritt og austenitt som gjør at dette metallet ofte er bedre enn et metall som består av reint austenittisk struktur [16].

Duplex 2205 består av følgende komponenter [17]:

Komponent	C	Cr	Fe	Mo	N	Ni
Wt %	0,01	20	68,71	6,1	0,2	18

Duplex 2205 dekker et stort område når det gjelder dens egenskaper mot generell korrosjon i ulike miljøer på grunn av dens høye innhold av krom. Når man øker innholdet av krom, molybden og nitrogen øker korrosjonsmotstanden også mot grop korrosjon. Duplex 2205 har derfor gode egenskaper mot denne typen korrosjon. Fordi Duplex 2205 inneholder ferritt, er den mye mindre utsatt for spenningskorrosjon. Når det gjelder interkrystallinsk korrosjon har Duplex 2205 god motstand på grunn av sammensetningen og det lave innholdet av karbon i metallet [17].

Sveising av Duplex 2205 betegnes å være god. Det fleste av sveisemetodene som brukes til å sveise stål kan brukes [17].

Duplex stål er hardere og mindre duktilt og derfor vanligvis vanskeligere å jobbe med enn tradisjonelt austenittiske rustfritt stål [17].





### 4.3 6 MO (254 SMO)

Dette metallet er et austenittisk stål. 6 MO ble opprinnelig laget for metallets gode egenskaper mot grop/sprekk korrosjon og spenningskorrosjon.

På grunn av at 6 MO er austenittisk er det forenelig med vanlig austenittisk rustfritt stål [16].

6 MO består av følgende komponenter [18]:

Komponent	C	Cr	Fe	Mo	N	Ni	Andre
Wt. %	0,01	20	55,69	6,10	0,20	18	Cu

6 MO ble utviklet for bruk i miljø som inneholder ”haliner”, som for eksempel sjøvann. Når det gjelder grop og sprekk korrosjon er det hovedsakelig det høye innholdet av molybden, men også krom og nitrogen, som gjør at den viser gode egenskaper mot denne formen for korrosjon. 6 MO har også vist gode korrosjonsegenskaper mot generell korrosjon og spenningskorrosjon ved lave temperaturer. 6 MO må heller ikke brukes sammen med syrefast stål 316 på grunn av det ulike spenningspotensialet. Syrefast stål 316 vil virke som en katode og dermed tære vekk 6 MO [18].

6 MO er godt sveisbar og metodene som brukes er de samme som til tradisjonell austenittisk stål. På grunn av dens stabile austenittiske struktur er 6 MO litt mer sensitiv for varmesprekker og generelt bør sveising utføres ved lavest mulig temperatur [18].

På grunn av 6 MO sitt høye innhold av nitrogen har den en høyere mekanisk styrke enn de fleste andre austenittiske rustfrie stål kvalitetene. Siden 6 MO er dermed også et relativt hardt metall, kan operasjoner som fresing og drilling være litt vanskelig. Men med riktig valg av verktøy og kutting hastighet kan 6 MO fint maskineres [18].

### 4.4 Kobber – nikkel legering (CuNi10Fe)

Dette materialet har tidligere vært mye benyttet i diverse utstyr i kontakt med saltvann.

Det har rimelig gode korrosjonsegenskaper mot saltvann.

Liten tilgjengelighet samt høy pris spesielt på kobber og i noe mindre grad nikkel har gjort dette materialet mindre aktuelt den senere tid. Materialet er greitt sveisbart og formes lett.

Det har dog lave beregningsverdier styrkemessig og benyttes derfor ikke for høyere belastninger. [6]

CuNi10Fe består av følgende komponenter [12]:

Komponent	Cu	Fe	Mn	Ni	Zn	Pb	Andre
Wt. %	88.7	1-1,8	Max 1	9- 11	Max 1	Max 0,05	Max 0,5



#### **4.5 Aluminium – bronse legering**

I jordskorpen finnes det ca. 8 % aluminium og er dermed det metallet som forekommer i størst mengder. På en andreplass kommer jern med ca. 5 %, men det framstilles allikevel større mengder jern enn aluminium. En av grunnene til det er at det kreves ca 10 ganger mer energi for å framstille aluminium enn jern. Aluminium er også meget sterkt bundet i mineralene, noe som forårsaket at det tok lengre tid før man klarte å framstille metallisk aluminium.

Aluminium – bronse legeringer har også rimelige gode korrosjonsegenskaper slik som kobber - nikkel legeringen. Men i motsetning til kobber - nikkel legeringen er aluminium bronse ikke helt enkelt å sveise. Bruken av aluminium bronse i sjøvanns sammenheng har avtatt de senere årene.

#### **4.6 Titan**

Titan er et relativt nytt metall som har blitt mer og mer brukt de siste årene. En av grunnene til det er at tilgangen til metallet har blitt større og det er dermed ikke så kostbart lenger. Selv om titan er et uedelt metall har det vist seg å ha gode korrosjonsegenskaper i ulike miljø. Grunnen til det er at titan reagerer med oksygen og det dannes et oksygensjikt på overflaten av metallet. Dette fenomenet kaller vi pasifisering. Denne prosessen skjer hurtig, så selv om det skulle komme skader på overflaten vil det raskt danne seg et nytt oksygensjikt.

##### **Egenskaper til titan [8]**

- Generelt gode korrosjonsegenskaper
- Høyt styrke/vekt forhold
- Liten tetthet
- God varmebestandighet
- Relativt høy varmeledningsevne
- Liten varmeutvidelse
- Svært god oksydasjonsevne
- Høyt smeltepunkt
- Lav elastisitetsmodul

**Gradene av titan [10]:**

Titan deles inn i gradene 1-12 etter hvor rent det er. Gradene fra 1 til 4 er ulegert titan og brukes på grunn av de gode korrosjonsegenskapen. Fra grad 5 og oppover legeres Titan for å øke spesielle egenskaper, spesielt styrkemessig. Titan har et godt forhold mellom styrke og vekt.

Under er de mest vanlige titanlegeringene og deres egenskaper beskrevet:

- Grad 1 Ren titan. Relativt lav styrke og høy strekkbarhet. God formbarhet. Brukes mye til platevarmevekslere.
- Grad 2 Den mest brukte typen av de rene titangradene. Gir den beste kombinasjonen mellom styrke, strekkbarhet og sveiseegenskaper. Brukes mye til rørsystemer.
- Grad 3 Ren titan med høy styrke. brukes til matrise-plater i rørvarmevekslere.
- Grad 5 Den mest brukte titanlegeringen. Meget høy styrke i forhold til vekt. God varmebestandighet. Brukes mye til fly- og undervannsindustrien.
- Grad 7 Gode korrosjonsegenskaper i sure og oksyderende miljøer. Mye brukt til kjemisk industri.
- Grad 9 Meget gode styrke og korrosjonsegenskaper. Brukes til hydraulikkør, og i undervannsinstallasjoner.
- Grad 11 Som for grad 7. Velegnet for dyptrekking.
- Grad 12 Bedre varmeegenskaper enn ren titan. Bruksområder som for grad 7 og 11, og dessuten til varmevekslere.

På tross av at titan er et uedelt metall har det i praksis god korrosjonsmotstand i mange miljø. Det er på grunn av et fenomen som kalles passivering og går ut på at det dannes et meget tynt (1 – 10 mm) oksidsjikt ( $\text{TiO}_2$ ) på metalloverflaten. Denne prosessen skjer meget hurtig og skulle det oppstå skader på oksidsjiktet vil det umiddelbart dannes et nytt. Oksidfilmen er generelt stabil unntatt ved svært lave pH verdier eller ved meget høye temperaturer. Det er også andre metaller som kan danne denne passiveringen, som for eksempel aluminium. Det spesielle ved titan er den store stabiliteten av passivtilstanden og den usedvanlige gode motstanden mot grop korrosjon. Når det gjelder sjøvann viser titan meget gode korrosjonsbestandighet. Men når temperaturen øker over  $90\text{ }^\circ\text{C}$  kan en få spaltkorrosjon for ulegert titan, grad 5 og grad 9. Stiger temperaturen over  $120\text{ }^\circ\text{C}$  kan det også oppstå generell korrosjon. Andre grader av titan, som grad 7 (med Pd) og grad 12 (med Ni), tåler høyere temperaturer. [9]

Da man begynte å benytte titan var oppfatningen at sveising av dette metallet var problematisk. Etter hvert har sveisemetoder og sveiseteknikk blitt forbedret. I dag regnes sveising av titan som uproblematisk så lenge rutiner følges [11].



Noen forhandsregler er:

- Forvarming – normalt sett ikke nødvendig, men er det høy luftfuktighet bør enn forvarme titanet for å fjerne fuktigheten. Oppvarming til 65 °C er vanligvis tilstrekkelig.
- Gassskjerming – Titan har høy affinitet til oksygen, hydrogen og nitrogen ved temperaturer over 400°. Det betyr at man må ha en fullgod gassbeskyttelse rundt titansveisen og under avkjølingsperioden. Det to inerte gassene som anvendes til beskyttelse er argon og helium. Siden argon er rimeligere og har bedre tilgjengelighet er den gassen som blir mest brukt. Dessuten skal gassen ha den største renheten (99,995%) og være tør nok til å tillate et visst opptak av fuktighet fra tilførselsledninger.

Titan og titanlegeringer sveises i dag med utmerket resultat og på en økonomisk tilfredsstillende måte. Mange typer sveisemetoder kan brukes, som TIG, MIG, plasma, elektronstråle, laser, friksjons-sveising og punktsveising. Metoden som er mest brukt er TIG med likestrøm og negativ elektrode. [11]

#### 4.7 Valg av metall

Det første evaporatorene som ble produsert vart laget i kobber-nikkel legeringer, kobber-sink legeringer, hadde dårlige korrosjonsegenskaper, mye vedlikehold, og har i senere tid blitt byttet ut med andre metall.

I dagens ferskvannsgeneratorer brukes metaller som 316, Duplex, 6 MO og Titan.

I systemer hvor man har temperaturer på sjøvann opp mot 40 – 50 °C har det i praksis vist seg at det i hovedsak er kun titan som brukes. Dette er på grunn av at metaller som for eksempel 316 har det siste årene vist seg å være utsatt for spenningskorrosjon når sjøvann kommer opp i denne temperaturen. Selv om 6 MO er et bra metall på mange måter, er denne typen metall også utsatt for sprekk korrosjon ved høye temperaturer.

Siden kondensatoren ikke skal ha en temperatur på høyere en 30 °C vil vi lage rørene og rørsatsplaten for denne i syrefast stål 316. Det er fordel å kunne bruke syrefast 316 siden titan er et dyrere materiale.

Varmeveksleren og flashinndamperen kommer til å ha en temperatur på opp mot 60 – 70 °C og det er da hovedsakelig kun titan som har tilfredsstillende egenskaper.

Når det gjelder rørene i systemet brukes det 316 hvor temperaturene ikke overstiger 40 – 50 °C og titan for de andre rørene.



## 5 KONKLUSJON

Beregninger viser at for å produsere 1250 kg/hr ( $30 \text{ m}^3/\text{døgn}$ ) ferskvann i et slikt anlegg, så vil hovedkomponentene se ut som følgende:

### 5.0 Kondensator

#### Hoveddimensjoner

Lengde: 3 m

Diameter: 1 m

#### Kaldside

Medium: sjøvann

Temperatur inn: 10 °C

Temperatur ut: 30 °C

Kjølevannsmengde:  $37,76 \text{ m}^3/\text{hr}$

#### Varmside

Medium: ren damp

Temperatur på damp inn: 60 °C

Temperatur på produsert vann ut: 20 °C

Massestrøm:  $1,25 \text{ m}^3/\text{hr}$

#### Rørbuntel

Rørdiameter: 19,05 mm

Antall rør: 211

Antall pass: 6

Heteflate areal:  $37,76 \text{ m}^2$

**Metall:** Rustfritt 316 rørside. Titan for alle deler i kontakt med damp (60 °C)

### 5.1 Varmeveksler

#### Hoveddimensjoner

Lengde: 3m

Diameter: 1,5 m

#### Kaldside

Medium: sjøvann

Temperatur inn: 58,59 °C

Temperatur ut: 67 °C

Kjølevannsmengde: 100,74

#### Varmside

Medium: vann

Temperatur inn: 90 °C

Temperatur ut: 80 °C

Massestrøm:  $82,7 \text{ m}^3/\text{hr}$

#### Rørbuntel

Rørdiameter: 19,05 mm

Antall rør: 554 stk

Antall pass 6 stk

Hetereal:  $99,6 \text{ m}^2$



**Metall:** Titan

## 5.2 Alternativt 2Xplatevarmeveksler

Et alternativ til rørvarmeveksler er 2 stk platevarmevekslere. Det er ikke gjennomført beregninger på disse. Infoen er hentet fra leverandør. Vedlegg 6.8

## 5.3 Pumper

Det er ikke gjennomført beregninger på pumpene som skal bruke i anlegget. Informasjonen om pumpene er hentet fra leverandør. Vedlegg nr 6.9

## 5.4 Flash tank

### Hoveddimensjoner

Diameter: 0,88 m

Høyde: 1,76 m

### Temperaturer

Temperatur inn: 67 °C

Temperatur ut lake: 60 °C

Temperatur ut damp: 60 °C

### Massestrømmer

Sjøvannsmengde inn: 100,74 m<sup>3</sup>/hr

Avdampet mengde: 1,25 m<sup>3</sup>/hr

Sjøvannsmengde ut i bunn: 99,49 m<sup>3</sup>/hr

**Materialvalg:** Titan

## 5.5 Signalgivere

1. dP Celle flashtank: styrer nivået i denne. Påvirker kretsen ”dumpet sjøvann1”
2. Saltmåler: signalgiver basert på prinsipp angående ledningsevne. Påvirker kretsen ”dumpet sjøvann 2”
3. Trykkregulator (dP celle): styrer trykket i hele systemet. Slipper inn falsk luft til vakuumpumpen ved for lavt trykk og ...

## 5.6 Ventiler

Ventiler i rør, fittings,...Generelle ventiler basert på en hastighet på ca. 1 m/s (sug) og 1-2 m/s trykk.



## 5.7 Skid

Generelt bygget opp av H – bjelker.

Hoveddimensjoner:

Lengde: 4 m

Bredde: 2,5 m

Høyde: 3,3 m

## 5.8 Elektropakke

1. Kontaktorer for pumper.
2. Diverse releer
3. PLC ( Programable Logic Circuit) som består av:
  - Analog del for behandling av signaler fra signalgivere (5.6)
  - Digital del (I/O) for start/stopp for pumper og alarmer etc.

## 5.9 Kostnad for å konstruere ferskvannsgeneratoren

I Tabell 2er det vist en grov oversikt over hva det koster å produsere en ferskvannsgenerator. Den totale kostnaden vil komme på ~3 millioner.

Tabell 2. Kostnad for å produsere en ferskvannsgenerator

Rør/Pumper			Vekslere		
Beskrivelse	Timer/Ant	Pris	Beskrivelse	Timer/Ant	Pris
Arbeid	265	120250	Arbeid	550	253500
Maskiner/utstyr	125	6750	Maskiner/utst	175	22000
Materiale		515457	Materiale		761100
Annet		45000	Annet		90000
<b>Totalt</b>		<b>687457</b>	<b>Totalt</b>		<b>1126600</b>
Tanker			Struktur/Skid		
Beskrivelse	Timer/Ant	Pris	Beskrivelse	Timer/Ant	Pris
Arbeid	252	114400	Arbeid	200	91500
Maskiner/utstyr	66	7100	Maskiner/utst	187	18250
Materiale		228525	Materiale		54174
Annet		26000	Annet		16000
<b>Totalt</b>		<b>376025</b>	<b>Totalt</b>		<b>179924</b>

Totalt		
Beskrivelse	Timer/Ant	Pris
Arbeid	1267	579650
Maskiner/utstyr	553	54100
Materiale		1559256
Annet		177000
Assembly		94500
CE Merking		45000
Testing & Packing		27000
Design & Doc		140000
Instrumentering		256800
<b>Totalt</b>		<b>2933306</b>



HØGSKOLEN STORD/HAUGESUND







## 6. VEDLEGG

### 6.1 Valg av temperatur ut av kondensator

Skal her undersøke:

- Hvordan utgangstemperaturen på sjøvannet fra kondensatoren påvirket heteflate arealet
- Hva massestrømmen ble ved det valgte utgangstemperaturene

For å gjennomføre disse beregningene antok vi erfaringsmessig noen verdier:

$$U_{\text{kondensering}} = 1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$U_{\text{nedkjøling}} = 250 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$T_{\text{inn kondensator}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{ut kondensator}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}, 25 \text{ }^\circ\text{C} \text{ eller } 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{kondensering}} = 818,29 \text{ kW (beregnet i 6.2.1)}$$

$$Q_{\text{nedkjøling}} = 58 \text{ kW (beregnet i 6.2.1)}$$

$$Q_{\text{tot kondensering}} = 876,29 \text{ kW (beregnet i 6.2.1)}$$

#### 6.1.1 Forandringen i heteflate arealet ved det ulike utgangstemperaturene

Beregner heteflate arealet til kondenseringen og nedkjølingen hver for seg. Beregnet først heteflate arealet som kreves til kondenseringen ved det ulike utgangstemperaturene. For å gjennomføre det måtte den midlere temperaturredifferansen,  $\Delta T_{\text{mkond}}$ , beregnes. Følgende formel ble brukt:

$$\Delta T_{\text{mkond}} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$$
$$\Delta T_{\text{mkond}} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{(T_1 - T_2)}{(T_3 - T_4)}\right)}$$

Hvor

$T_1$  = temperatur på damp inn kondensatoren

$T_2$  = temperature på sjøvannet ut av kondensatoren

$T_3$  = temperatur på ferskvann ut av kondensatoren

$T_4$  = temperatur på sjøvann inn i kondensatoren

Resultater er vist i Tabell 3 s. 37

**Tabell 3. Den midlere temperaturdifferansen under kondensering ved det ulike utgangstemperaturene**

Temp ut av kondensator	20 °C	25 °C	30 °C
$\Delta T_{m \text{ kondensering}}$	44,81 °C	42,06 °C	39,15 °C

Heteflate arealet som kreves til kondenseringen:

$$A_{kond} = \frac{Q_{kond}}{U_{kond} \cdot \Delta T_{m kond}}$$

Hvor:

$A_{kond}$  = heteflate arealet som kreves til kondensering

$Q_{kond}$  = energi som kreves til kondenseringen

$U_{kond}$  = varmegjennomgangstallet

$\Delta T_{m kond}$  = midlere temperaturdifferanse

Resultatet er vist i Tabell 4 s. 37

**Tabell 4. Heteflate areal som kreves til kondenseringen ved det ulike utgangstemperaturene**

Temp ut av kondensator	20 °C	25 °C	30 °C
$A_{kondensering}$	18,26 m <sup>2</sup>	19,45 m <sup>2</sup>	22,63 m <sup>2</sup>

Finner så heteflate arealet som kreves til nedkjølingen. Den midlere temperaturdifferansen under nedkjølingen blir som følger:

$$\Delta T_{m kond} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$$
$$\Delta T_{m kond} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{(T_1 - T_2)}{(T_3 - T_4)}\right)}$$

Hvor

$T_1$  = temperatur på damp inn i kondensatoren

$T_2$  = temperature på sjøvannet ut av kondensatoren

$T_3$  = temperatur på ferskvann ut av kondensatoren

$T_4$  = temperatur på sjøvann inn i kondensatoren

Resultat er vist i Tabell 5 s. 38

**Tabell 5. Den midlere temperaturdifferansen ved det ulike utgangstemperaturene**

Temp ut av kondensator	20 °C	25 °C	30 °C
$\Delta T_{m \text{ nedkjøling}}$	21,69 °C	19,96 °C	18,20 °C

Heteflate arealet som kreves finner vi da med følgende formel:

$$A_{\text{nedkjøling}} = \frac{Q}{U_{\text{nedkjøl}} \cdot \Delta T_m}$$

Hvor:

$A_{\text{kond}}$  = heteflate arealet som kreves til kondensering

$Q_{\text{kond}}$  = energi som kreves til kondenseringen

$U_{\text{kond}}$  = varmegjennomgangstallet

$\Delta T_{m \text{ kond}}$  = midlere temperaturdifferanse

Resultatet er vist i Tabell 6 s. 38

**Tabell 6. Heteflate arealet som kreves til nedkjølingen ved det ulike utgangstemperaturene**

Temp ut av kondensator	20 °C	25 °C	30 °C
$A_{\text{neskjøling}}$	18,26 m <sup>2</sup>	19,45 m <sup>2</sup>	22,63 m <sup>2</sup>

Det totale heteflate arealet som kreves ved det ulike temperaturene ut av kondensatoren finner man så med å legge sammen heteflate arealet for kondenseringen og nedkjølingen.

$$A_{\text{totalt}} = A_{\text{kondensering}} + A_{\text{nedkjøling}}$$

Resultatet er vist i Tabell 7 s. 38

**Tabell 7. Det totale heteflate arealet som kreves ved de ulike utgangstemperaturene**

Temp ut av kondensator	20 °C	25 °C	30 °C
$A_{\text{totalt}}$	28,95 m <sup>2</sup>	31,07 m <sup>2</sup>	35,38 m <sup>2</sup>



### 6.1.2 Massestrømmen ved det ulike utgangstemperaturene

Bruker følgende formel til å finne massestrømmen:

$$\dot{m} = \frac{Q_{avgitt}}{c_{p\text{sjø vann}} \cdot \Delta T}$$

Hvor:

$\dot{m}$  = massestrømmen til kjølevannet

$Q_{\text{tot kondenser}}$  = den totale energien som kreves til kondenseren

$c_{p\text{sjø vann}}$  = spesifikk varmekapasitet til sjøvann

$\Delta T$  = temperatur differansen på kjølevannet som kommer inn og ut av kondensatoren

Resultatet er vist i Tabell 8 s. 39

**Tabell 8. Massestrømmen til kjølevannet avhengig av hva utgangstemperaturen er**

Temp ut av kondensator	20 °C	25 °C	30 °C
$\dot{m}_{\text{kjølevann}}$	75,52 m <sup>3</sup> /hr	50,35 m <sup>3</sup> /hr	37,76 m <sup>3</sup> /hr

## 6.2 Kondensator beregninger

Følgende beregninger er gjennomført for å kunne konstruere denne kondensatoren:

- Hvor mye energi som trengs for å klare å kondensere og kjøle ned  $30 \text{ m}^3/\text{døgn}$
- Kjølevannsmengden
- Hvor stort heteflate areal som trengs
- Hvor mange rør og pass man skal ha

### 6.2.1 Energibehov

Hvor mye energi som behøves for produsere  $30 \text{ m}^3$  ferskvann per døgn og redusere temperatur til  $20^\circ\text{C}$  er:

Omregner først  $30 \text{ m}^3$  per døgn til  $\text{kg}/\text{hr}$  :

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \frac{30 \text{ m}^3/\text{døgn}}{24 \text{ hr}} \\ \dot{V} &= 1,25 \text{ m}^3/\text{hr} \end{aligned} \quad \begin{aligned} \dot{m} &= \dot{V} \cdot \rho_{\text{ferskvann}} \\ \dot{m} &= 1,25 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 1000 \text{ kg}/\text{m}^3 \\ \dot{m} &= 1250 \text{ kg}/\text{hr} \end{aligned}$$

Til å kondensere  $1250 \text{ kg}/\text{hr}$  ferskvann kreves det følgende mengde energi:

$$\begin{aligned} Q_1 &= \dot{m} \cdot h_{fg} \\ Q_1 &= \frac{1250 \text{ m}^3/\text{hr}}{3600 \text{ s}} \cdot 2358500 \text{ J}/\text{kg} \\ Q_1 &= 818923,6 \text{ W} \\ Q_1 &= 818,92 \text{ kW} \end{aligned}$$

Hvor:

$Q_1$  = overførtvarme

$\dot{m}$  = massestrøm

$h_{fg}$  = kondensasjonsvarme til damp ved  $60^\circ\text{C}$  [20]

For å senke temperatur fra  $60^\circ\text{C}$  til  $20^\circ\text{C}$  kreves det følgende mengde energi:

$$\begin{aligned} Q_2 &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \\ Q_2 &= \frac{1250 \text{ kg}/\text{hr}}{3600 \text{ s}} \cdot 4180 \text{ J}/\text{kg}\cdot\text{K} \cdot (333 - 293) \text{ K} \\ Q_2 &= 58055,55 \text{ W} \\ Q_2 &= 58 \text{ kW} \end{aligned}$$



Hvor:

$Q_2 =$  energi

$\dot{m} =$  massestrøm

$c_p =$  spesifikk varmekapasitet [20]

$\Delta T =$  temperatur differansen mellom væske inn og væske ut

Den totale energien som behøves for å kondensere og synke temperatur til 20 °C er:

$$Q_{tot} = Q_1 + Q_2$$

$$Q_{tot} = (818,92 + 58)kW$$

$$\underline{\underline{Q_{tot} = 876,92kW}}$$

### 6.2.2 Kjølevannsmengden

Finne så kjølevannmengden som trengs for å klare å kondensere 1250 kg/hr ferskvann og kjøle det ned til 20 °C . Siden energi overført er lik energi tatt opp, kan vi bruke følgende formel til å finne kjølevannsmengden:

$$Q_{avgitt} = Q_{mottatt}$$

$$Q_{avgitt} = \dot{m} \cdot c_{p \text{ sjøvann}} \cdot \Delta T$$

$$\dot{m} = \frac{Q_{avgitt}}{c_{p \text{ sjøvann}} \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m} = \frac{876,92 \cdot 10^3 W}{4180 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \cdot ((30 + 273) - (10 + 273))K}$$

$$\dot{m} = 10,489 \text{ kg/s}$$

$$\underline{\underline{\dot{m} = 37762,1 \text{ kg/hr}}}$$

Hvor:

$Q_{avgitt} =$  vareoverføring fra kondenseringen

$Q_{mottatt} =$  varme mottatt av kjølevannet

$\dot{m} =$  kjølevannsstrøm (sjøvannet)

$c_p =$  spesifikk varmekapasitet til sjøvann [20]

$\Delta T =$  temperatur differansen på sjøvann inn og ut av kondensatoren



### 6.2.3 Heteflate arealet

Etter å ha funnet ut hvor mye kjølevæske det var behov for, beregnet jeg hvor stort heteflate kondensatoren må ha ved for å klare å overføre 876,92 kW.

Begynner med å finne ut hva areal som behøves til kondenseringen. Til det blir følgende formel brukt:

$$A_{kond} = \frac{Q_{kond}}{U_{kond} \cdot \Delta T_{mkond}}$$

Hvor

Q = overført varme

U = varmeovergangstallet

$\Delta T_m$  = den midlere temperaturredifferansen

For å kunne bruke denne formelen må man først beregne den midlere temperatur differansen,  $\Delta T_{mkond}$ , og varmegjennomgangstallet,  $U_{kond}$ .

Den midlere temperaturredifferanse finner vi på følgende måte:

$$\begin{aligned}\Delta T_{mkond} &= \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \\ \Delta T_{mkond} &= \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{(T_1 - T_2)}{(T_3 - T_4)}\right)} \\ \Delta T_{mkond} &= \frac{(60 - 10) - (60 - 30)}{\ln\left(\frac{(60 - 10)}{(60 - 30)}\right)} \\ \Delta T_{mkond} &= \underline{39,15^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

Hvor

$T_1$  = temperatur på damp inn kondensatoren

$T_2$  = temperature på sjøvannet ut av kondensatoren

$T_3$  = temperatur på ferskvann ut av kondensatoren

$T_4$  = temperatur på sjøvann inn i kondensatoren



Varmegjennomgangstallet,  $U_{kond}$  finner man med følgende formel:

$$\frac{1}{U_{konden}} = \frac{1}{h_y} + R_y + \left( \frac{x}{k} \cdot \frac{D_y}{D_m} \right) + \left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_y}{D_i} \right) + R_i$$

Hvor:

$U$  = varmegjennomgangstallet

$h_y$  = ytre varmeoverføringskoeffisient

$R_y$  = foulingfaktor på utsiden av rørene

$x$  = tykkelsen på rørene

$k$  = termisk konduktiveitet til metallet som rørene er laget av

$D_y$  = ytre diameteren til røret

$D_m$  = midlere diameter på røret

$h_i$  = indre varmeoverføringskoeffisient

$D_i$  = indre diameter av røret

$R_i$  = foulingfaktor på innsiden av røret

Fouling faktorene finner man i tabeller. I vårt tilfelle hvor vi har sjøvann på innsiden av rørene og ferskvann på utsiden setter vi fouling faktoren til henholdsvis 0,001 og 0,005.

Rørene vi har valg har en indre diameter på 19,05 mm og en tykkelse på 1mm. Det vil gi en ytre diameter på 21,05 mm.

Vi skal som sagt lage kondensatoren i rustfritt stål 316 som har en termisk konduktivitet på  $16,2 \frac{W}{m \cdot K}$ . [14]

De eneste opplysningene som mangler til å beregne ytre varmegjennomgangstallet er da den ytre og den indre varmeoverføringskoeffisienten. Den ytre varmeoverføringskoeffisienten,  $h_y$ , er relativ komplisert å beregne og ble derfor erfaringsmessig satt til  $6000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ .

Til å beregne den indre varmeoverføringskoeffisienten,  $h_i$ , må man først beregne  $\varphi(\text{Re}, \frac{L}{D})$  som er en funksjon som er avhengig av reynoldstall og forholdet mellom diameteren og lengden på rørene til kondensatoren. Finner Reynoldstall med følgende formel:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_i}{\mu}$$
$$\text{Re} = \frac{1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,0 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,01905 \text{m}}{1,4 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}}$$
$$\text{Re} = 13947$$





Hvor:

Re = Reynoldstall

$\rho$  = tetthet

v = hastighet

$D_i$  = indre diameter

$\mu$  = viskositet

Leser deretter av en tabell [3] ved hjelp av Reynoldstall og forholdet mellom lengden og diameteren på kjølevannsrøret og får at  $\phi(\text{Re}, \frac{L}{D})$  blir 50

Vi kan da finne varmeoverføringskoeffisienten,  $h_i$ , med følgende formel:

$$h_i = \frac{k}{D_y} \cdot \left( \frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \phi(\text{Re}, \frac{L}{D})$$

$$h_i = \frac{0,59 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{0,02105 \text{ m}} \cdot \left( \frac{4180 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \cdot 0,0014 \text{ kg/s}\cdot\text{m}}{0,59 \text{ W/m}\cdot\text{K}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 50$$

$$\underline{h_i = 3011 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}$$

Hvor:

$h_i$  = varmeoverføringskoeffisienten

k = termisk konduktivitet til fluidet

$D_y$  = ytre diameter

$c_p$  = spesifikk varmekapasitet til fluidet

$\mu$  = dynamisk viskositet

$\phi$  = funksjon som er avhengig Reynolds tall og forholdet mellom diameteren og lengden på røret (leses av i tabell)

Termisk konduktivitet for rustfritt stål 316 er  $16,2 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  [14]

Nå som man har funnet  $h_i$  kan vi beregne hva varmegjennomgangstallet, U, for kondenseringen i kondensatoren:

$$\frac{1}{U_{kond}} = \frac{1}{h_y} + R_y + \left( \frac{x}{k} \cdot \frac{D_y}{D_m} \right) + \left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_y}{D_i} \right) + R_i$$

$$\frac{1}{U_{kond}} = \frac{1}{6000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}} + 0,0005 + \left( \frac{0,001 \text{ m}}{16,2 \text{ W/m}\cdot\text{K}} \cdot \frac{0,02105 \text{ m}}{0,02005 \text{ m}} \right) + \left( \frac{1}{3011 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}} \cdot \frac{0,02105 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right) + 0,0001$$

$$\underline{U_{kond} = 834,4 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}$$

Arealet som behøves for kondenseringen blir da som følger:

$$A_{kond} = \frac{Q_{kond}}{U_{kond} \cdot \Delta T_{m kond}}$$
$$A_{kond} = \frac{818923,6W}{834,4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 39,15K}$$
$$A_{kond} = 25,1m^2$$

Vi finner deretter arealet som behøves for å kjøle ned væsken til 20 °C . For å gjøre det må vi først finne den midlere temperaturdifferansen under nedkjølingen.

Det ble gjort på følgende måte:

$$\Delta T_{m Nedkjø} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$
$$\Delta T_{m Nedkjø} = \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{\ln \left( \frac{(T_1 - T_2)}{(T_3 - T_4)} \right)}$$
$$\Delta T_{m Nedkjø} = \frac{(60 - 30) - (20 - 10)}{\ln \frac{(60 - 30)}{(20 - 10)}}$$
$$\Delta T_{m Nedkjø} = 18,20^\circ C$$

Hvor:

$T_1$  = temperatur på ferskvannet inn i kondensatoren

$T_2$  = temperature på sjøvannet ut av kondensatoren

$T_3$  = temperatur på ferskvann ut av kondensatoren

$T_4$  = temperatur på sjøvann inn i kondensatoren

Til å beregne heteflate arealet som behøves til nedkjølingen ble varmeovergangstallet, U, satt til  $250 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ .



Vi kan da finne heteflate arealet med følgende formel:

$$A_{nedkjøling} = \frac{Q}{U_{nedkjøl} \cdot \Delta T_{m \text{ Nedkjø}}}$$
$$A_{nedkjøling} = \frac{58000W}{250 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 18,20^\circ C}$$
$$\underline{A_{nedkjøling} = 12,77m^2}$$

Det totale heteflate arealet som kreves for å kondensere å kjøle ned 1250 kg/hr ferskvann til 20 °C blir da:

$$A_{totalt} = A_{kondensering} + A_{nedkjøling}$$
$$A_{totalt} = (25,1 + 12,77)m^2$$
$$\underline{\underline{A_{totalt} = 37,87m^2}}$$



### 6.2.4 Antall rør og pass

Det første som ble gjort var å finne ut hva arealet på innsiden av ett rør ble. :

$$A = \pi \cdot D_i \cdot L$$

$$A = \pi \cdot 0,01905m \cdot 3m$$

$$\underline{A = 0,1795m^2}$$

Hvor:

A = indre areal

$D_i$  = indre diameter av røret

L = lengden av røret

Siden vi vet hva det totale arealet vi behøver er [beregnet i vedlegg 6.2.3], kan vi nå finne ut hvor mange rør man behøver:

$$n_{rør} = \frac{A_{tot}}{A}$$

$$n_{rør} = \frac{37,87m^2}{0,1795m^2}$$

$$\underline{n_{rør} = 211}$$

Hvor:

A = indre areal av ett rør

$A_{tot}$  = totalt heteflate behov

n = antall rør

For å finne hvor mange pass man trenger, begynner man med å finne ut hvor mange rør det blir per pass etter hvor mange pass man har.

$$Rør \text{ per pass} = \frac{n_{rør}}{n_{pass}}$$

PASS	ANTALL RØR
2	105,5 $\approx$ 106
4	52,75 $\approx$ 53
6	35,16 $\approx$ 35
8	26,37 $\approx$ 26
10	21,1 $\approx$ 21



Når man har antall rør igjennom det ulike passene, og man vet massestrømmen, kan man finne hastigheten på sjøvannet i rørene ved bruk av følgende formel:

$$v = \frac{\dot{V}}{n \cdot A}$$

Hvor:

$v$  = hastigheten til sjøvannet

$\dot{V}$  = volumstrømmen

$n$  = antall rør som sjøvannet går igjennom om gangen

$A$  = tversnittarealet av et rør

I tabellen under ser man hvor mange rør vannet strømmet igjennom om gangen avhengig av hvor mange pass man har delt rørene på og hva hastigheten ved det ulike inndelingene ble:

PASS	ANTALL RØR	HASTIGHET m/s
2	105,5 $\approx$ 106	0,35
4	52,75 $\approx$ 53	0,70
6	35,16 $\approx$ 35	1,05
8	26,37 $\approx$ 26	1,42
10	21,1 $\approx$ 21	1,75

Men 6 pass får vi en hastighet på 1,05 m/s. Dette er så pass nært ønsket hastighet at vi velger å konstruere kondensatoren med en inndeling på 6 pass.

## 6.3 Saltkonsentrasjon beregninger

Vi skal her beregne ut følgende:

- Hva saltkonsentrasjonen blir ved maks dumping av sjøvann
- Finne ut hvor mye sjøvann som skal dumpes avhengig av hva saltkonsentrasjonen blir

For å gjøre beregninger på saltkonsentrasjonen i systemet må man ha noen utgangspunkt. Vi hadde følgende utgangsdata:

- Normal saltkonsentrasjon i sjøvann er 3,5 %
- Massestrømmen inn i flashinndamper kretsen ble beregnet til 37.94 m<sup>3</sup>/hr
- Fordampingsmengde i flashinndamper tanken er 1,25 m<sup>3</sup>/hr
- Sirkulasjonsmengden, til beregning av 6.3.1, ble valgt til 1500 kg/hr
- Sirkulasjonsmengde til beregning av 6.3.2 er 100,74 m<sup>3</sup>/hr (beregnet i 6.4.1)

### 6.3.1 Maks væske dumping

I dette scenarioet ble mengden nytt sjøvann inn i flashinndamper kretsen satt til lik mengden vi ønsket å fordampe. For å finne ut hva saltkonsentrasjonen blir, må vi først finne ut hvor mye salt 1500kg/hr sjøvann inneholder og hvor mye salt det kommer inn med det nye sjøvannet:

Salt inn med nytt vann er:

$$SM_{inn} = \frac{\dot{m}_1 \cdot SK_{sjøvann}}{100}$$
$$SM_{inn} = \frac{1250 \text{ kg/hr} \cdot 3,5\%}{100}$$
$$SM_{inn} = 43,75 \text{ kg/hr}$$

Hvor:

$SM_{inn}$  = saltmengde inn i flashinndamper kretsen

$\dot{m}_1$  = sjøvann som kommer inn i flashinndamper kretsen

$SK_{sjøvann}$  = saltkonsentrasjon i sjøvannet som kommer i fra kondensatoren

Mengden salt som sirkulasjonsmengden inneholder er:

$$SM_{sirkulere} = \frac{\dot{m}_2 \cdot SK_{sjøvann}}{100}$$
$$SM_{sirkulere} = \frac{1500 \text{ kg/hr} \cdot 3,5\%}{100}$$
$$SM_{sirkulere} = 52,5 \text{ kg/hr}$$



Hvor:

$SM_{\text{sirkulere}}$  = saltmengden i sjøvannet som sirkulerer

$\dot{m}_2$  = sjøvann som kommer inn i flashinndamper kretsen

$SK_{\text{sjøvann}}$  = saltkonsentrasjon i sirkulasjonsmengden ved oppstart

Etter 1 time vil dermed saltkonsentrasjonen, når man sirkulere 1500kg/hr sjøvann, bli som følger:

$$SK = \frac{(52,5 + 43,75) \text{ kg/hr}}{1500 \text{ kg/hr}} \cdot 100$$

$$\underline{\underline{SK = 6,4\%}}$$

### 6.3.2 Variering av dumpingsmengden

For at systemet skal være i balanse må væske inn være lik væske ut. Mengden sjøvann inn er beregnet til å være 37,94 kg/hr og det skal dampes av 1,25 kg/hr. Den totale mengden som må dumpes blir da:

$$\dot{m}_{\text{dump tot}} = \dot{m}_{\text{tot}} - \dot{m}_{\text{produisert}}$$

$$\dot{m} = 37762 \text{ kg/hr} - 1250 \text{ kg/hr}$$

$$\underline{\underline{\dot{m}_1 = 36512 \text{ kg/hr}}}$$

Hvor:

$\dot{m}_{\text{dump tot}}$  = den totale mengden som må dumpes for at systemet skal være i balanse

$\dot{m}_{\text{tot}}$  = den totale mengden sjøvann som kommer inn i systemet

$\dot{m}_{\text{produisert}}$  = mengden produsert ferskvann

Til å undersøke hvor mye sjøvann som kunne dumpes uten at saltkonsentrasjonen ble for høy, varierte jeg mengde sjøvann som ble dumpet før flashinndamper kretsen (ventil 1). Tok utgangspunkt i at mengde salt inn måtte være lik mengde salt ut for at saltkonsentrasjonen skulle holde seg på et konstant nivå.

Den totale mengden som skal dumpes er 36 690 kg/hr. Når vi har bestemt at 90 % av den totale mengden skal dumpes før flashinndamper kretsen, er det følgende som går videre:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{\text{tot}} - \dot{m}_{\text{dump 1}}$$

$$\dot{m}_1 = 37762 \text{ kg/hr} - (0,9 \cdot 36512) \text{ kg/hr}$$

$$\underline{\underline{\dot{m}_1 = 4901 \text{ kg/hr}}}$$



Hvor:

$\dot{m}_1$  = massestøm som går videre inn i flashinndamper kretsen

$\dot{m}_{tot}$  = den totale mengden sjøvann som skal dumpes

$\dot{m}_{dump1}$  = mengden som skal dumpes før flashinndamper kretsen

Saltmengde som kommer inn i flashinndamper kretsen med det nye sjøvannet er:

$$SM_{inn} = \frac{\dot{m}_1 \cdot SK_{sjøvann}}{100}$$
$$SM_{inn} = \frac{4901 \text{ kg/hr} \cdot 3,5\%}{100}$$
$$SM_{inn} = 171,5 \text{ kg/hr}$$

Hvor:

$SM_{inn}$  = hvor mange kilo salt som kommer inn i flashinndamper kretsen

$\dot{m}_1$  = massestrøm som kommer inn i flashinndamper kretsen

$SK_{sjøvann}$  = saltkonsentrasjonen på sjøvannet som kommer inn i flashinndamper kretsen

Saltmengden som kommer inn i flashinndamper kretsen må være den samme som kommer ut. Saltet kommer ut med sjøvannsmengden som dumpes i flashinndamper kretsen før varmeveksleren. (ventil 2)

Siden 90 % av den totale mengden som skal dumpes går ut ved ventil 1, vil det resterende 10 % gå ut ved ventil 2:

$$\dot{m}_{dump2} = \dot{m}_{tot} - \dot{m}_{dump1}$$
$$\dot{m}_{dump2} = 36512 \text{ kg/hr} - (0,9 \cdot 36512) \text{ kg/hr}$$
$$\dot{m}_{dump2} = 3651,2 \text{ kg/hr}$$

Hvor:

$\dot{m}_{dump2}$  = massestømen som blir dumpet ved ventil 2

$\dot{m}_{tot}$  = den totale mengden sjøvann som skal dumpes

$\dot{m}_{dump1}$  = mengden som blir dumpes før flashinndamper kretsen





Vi har tidligere sagt at mengden salt inn i systemet skal være lik ut. Når vi har funnet ut hvor mye salt som kommer inn og mengden væske som går ut av flashinndamper kretsen, kan vi finne ut hva saltkonsentrasjonen på dette sjøvannet er. Det er denne saltkonsentrasjonen som er som kommer inn i varmeveksleren:

$$SK_{\text{varmeveksler}} = \frac{SM_{\text{inn}}}{\dot{m}_{\text{dump 2}}}$$

$$SK_{\text{varmeveksler}} = \frac{171,5 \text{ kg/hr}}{3651,2 \text{ kg/hr}} \cdot 100$$

$$\underline{\underline{SK_{\text{varmeveksler}} = 4,70\%}}$$

Hvor:

$SM_{\text{inn}}$  = hvor mange kilo salt som kommer inn i flashinndamper kretsen

$\dot{m}_{\text{dump 2}}$  = massestrøm som blir dumpet ved ventil 2

$SK_{\text{varmeveksler}}$  = saltkonsentrasjonen på sjøvannet som kommer inn i varmeveksleren

Med en saltkonsentrasjon på 4,69 % ut av varmeveksleren vil sjøvannet som kommer inn i flashinndamper tanken innehold følgende mengde salt:

$$SM_{\text{Flash tank}} = SK_{\text{varmeveksler}} \cdot \dot{m}_{\text{sirkulasjon}}$$

$$SM_{\text{Flash tank}} = \frac{4,70\%}{100} \cdot 100740 \text{ kg/hr}$$

$$\underline{\underline{SM_{\text{Flash tank}} = 4734,78 \text{ kg/hr}}}$$

Hvor:

$SM_{\text{Flash tank}}$  = hvor mange kilo salt som kommer inn i flashinndamper tanken

$\dot{m}_{\text{sirkulasjon}}$  = massestrøm som sirkulerer i flashinndamper kretsen

$SK_{\text{varmeveksler}}$  = saltkonsentrasjonen på sjøvannet som kommer inn i varmeveksleren

Det er kun væske som vil fordampe i flashinndamper tanken, og saltet som kommer inn må derfor også komme ut i bunnen av flashinndamper tanken. Siden en del av vannet nå er fordampet, vil konsentrasjonen av salt i sjøvannet ut stige. For å finne ut hvor mye den har steget, må vi først finne mengden sjøvann som går ut i bunnen.

$$\dot{m}_{\text{bunn}} = \dot{m}_{\text{sirkulasjon}} - \dot{m}_{\text{produsert}}$$

$$\dot{m}_{\text{bunn}} = 100740 \text{ kg/hr} - 1250 \text{ kg/hr}$$

$$\underline{\underline{\dot{m}_{\text{bunn}} = 99490 \text{ kg/hr}}}$$



Hvor:

- $m_{\text{bunn}}$  = massestrømmen som kommer ut i bunnen av flashinndamper tanken
- $m_{\text{sirkulasjon}}$  = den totale mengden sjøvann som sirkulerer i flashinndamperkretsen
- $m_{\text{produsert}}$  = mengden ferskvann som blir fordampet av

Når vi nå har mindre vann men samme mengden salt, vil saltkonsentrasjonen på laken ut i bunnen av flashinndamper bli som følger:

$$SK_{\text{flash tank}} = \frac{SM_{\text{inn}}}{m_{\text{bunn}}}$$
$$SK_{\text{flash tank}} = \frac{4734,78 \text{ kg/hr}}{99490 \text{ kg/hr}} \cdot 100$$
$$\underline{\underline{SK_{\text{flash tank}} = 4,76\%}}$$

Hvor:

- $SK_{\text{Flash tank}}$  = saltkonsentrasjonen på laken som kommer ut i bunnen av flashinndamper tanken
- $SM_{\text{inn}}$  = hvor mange kilo salt som kommer inn i flashinndamper tanken
- $m_{\text{bunn}}$  = massestrøm ut av bunnen av flashinndamper tanken

## 6.4 Flashinndamper beregninger

Skal beregne ut følgende for flashinndamperen:

- Sirkulasjonsmengde i flashinndamper kretsen
- Blandingstemperatur på sjøvannet inn i varmeveksleren
- Energi behovet til varmeveksleren
- Heteflate arealet til varmeveksleren
- Massestrømmen til varmemediet i varmeveksleren
- Diameter og høyden på flash tanken

### 6.4.1 Sirkulasjonsmengde

For å beregne hvor mye sjøvann som må sirkulere i flashinndamper kretsen for å klare å dampe av  $1,25 \text{ m}^3/\text{hr}$ , bruker vi ligningen om at mengde energi inn i flash tanken må være lik energien ut [Figur 14]. Følgende formel ble brukt:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$

$$\dot{m}_1 \cdot c_{p \text{ sjøvann}} \cdot T_1 = \dot{m}_2 \cdot h_{fg} + \dot{m}_3 \cdot c_{p \text{ sjøvann}} \cdot T_3$$

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_2 (h_{fg} - c_{p \text{ sjøvann}} \cdot T_3)}{c_{p \text{ sjøvann}} (T_1 - T_3)}$$

Hvor

$Q_1$  = energi inn

$Q_2$  = energi ut med dampen

$Q_3$  = energi ut med laken

$\dot{m}_1$  = massestrøm inn

$\dot{m}_2$  = massestrøm med damp

$\dot{m}_3$  = massestrøm med lake

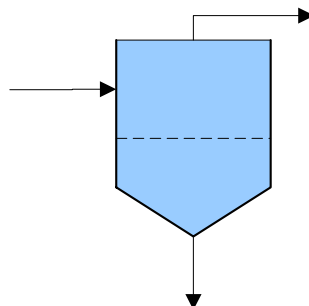
$T_1$  = temp. inn

$T_2$  = temp. ut på dampen

$T_3$  = temp. ut på laken

$h_{fg}$  = fordampningsenergi [20]

$c_p$  = spesifikk varmekapasitet til sjøvann [20]



Figur 14. Viser energifordelingen



Nedenfor er en tabell som viser hvordan sjømengden som kreves for å klare å dampe av 1250 kg/hr:

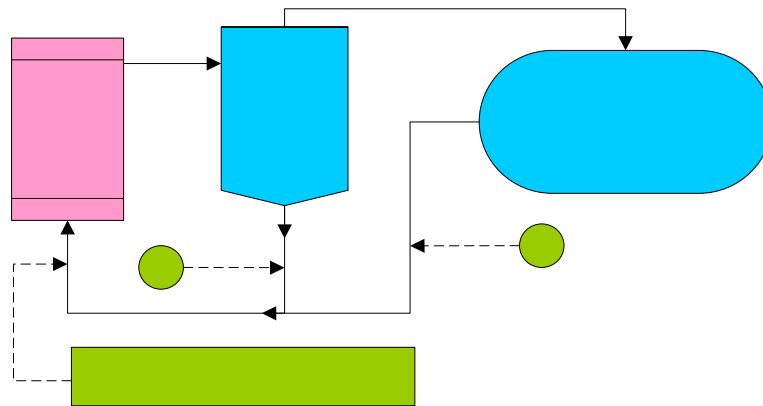
Temperatur °C	63	64	65	66	67	68
Massestrøm m <sup>3</sup> /hr	233,80	175,37	140,29	116,90	100,74	87,68

Utgangstemperaturen ble valt til 67 °C, noe som gir følgende sirkulasjonsmengde:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3$$
$$\dot{m}_1 \cdot c_{p \text{ sjøvann}} \cdot T_1 = \dot{m}_2 \cdot h_{fg} + \dot{m}_3 \cdot c_{p \text{ sjøvann}} \cdot T_3$$
$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_2 (h_{fg} - c_{p \text{ sjøvann}} \cdot T_3)}{c_{p \text{ sjøvann}} (T_1 - T_3)}$$
$$\dot{m}_1 = \frac{1250 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \cdot (2609 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - (3,993 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 60 \text{K}))}{3,993 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} (67 - 30) \text{K}}$$
$$\dot{m}_1 = 100743,33 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$
$$\dot{m}_1 = 100,74 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

### 6.4.2 Blandingstemperatur inn i varmeveksleren

Når vi har bestemt oss for mengde sjøvann som skal sirkulere og hvor mye nytt vann som kommer inn, kan vi finne den nye og endelige temperaturen på sjøvannet inn i varmeveksleren. Denne temperaturen er en blandingstemperatur mellom punkt 1 og 2 på tegningen.



Når man vet massestrømmen og temperaturen på sjøvannet i begge punkt finne man blandingstemperaturen av disse to strømmene på følgende måte:

$$T = \frac{\dot{m}_1 \cdot T_1 + \dot{m}_2 \cdot T_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2}$$

$$T = \frac{99,49 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 60^\circ\text{C} + 4,901 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 30^\circ\text{C}}{(99,49 + 4,901) \text{ m}^3/\text{hr}}$$

$$T = 58,59^\circ\text{C}$$

Hvor:

$T$  = blandingstemperaturen på sjøvannet inn i varmeveksleren

$\dot{m}_1$  = massestrøm fra flashinndamperen

$T_1$  = temperatur på sjøvannet fra flashinndamperen

$\dot{m}_2$  = massestrøm fra kondenseren

$T_2$  = temperatur på sjøvannet fra kondensatoren

Temperaturen inn i varmeveksleren ble dermed beregnet til å bli  $60,3^\circ\text{C}$

# Varme veksle

### 6.4.3 Energibehov til varmeveksleren

Etter som vi nå har funnet massestrøm av sjøvann igjennom varmeveksleren og temperaturen på sjøvannet inn i varmeveksleren kan vi beregne energibehovet som trengs for å klare å heve temperaturen fra  $60,3^{\circ}\text{C}$  til  $67^{\circ}\text{C}$ . Det gjøres med følgende formel:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$
$$Q = \frac{100,74 \cdot 1000}{3600} \text{ kg/s} \cdot 4,18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} (340 - 331,59)\text{K}$$
$$Q = 983,72 \text{ kW}$$

Hvor:

$Q$  = varmeoverføring

$\dot{m}$  = massestrøm som sirkulerer i flashinndamper kretsen

$c_p$  = spesifikk varmekapasitet til sjøvann

$\Delta T$  = temperatur differansen på sjøvann inn i varmeveksleren og ut.

### 6.4.4 Heteflate areal behovet til varmeveksleren

For å finne heteflate arealet til varmeveksleren, må vi først finne den midlere temperatur differansen og varmegjennomgangstallet  $U$ .

Finner først den midlere temperatur differansen med følgende formel:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$$
$$\Delta T_m = \frac{(T_1 - T_2) - (T_3 - T_4)}{\ln\left(\frac{(T_1 - T_2)}{(T_3 - T_4)}\right)}$$
$$\Delta T_m = \frac{(90 - 67)^{\circ}\text{C} - (80 - 58,59)^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{(90 - 67)^{\circ}\text{C}}{(80 - 58,59)^{\circ}\text{C}}\right)}$$
$$\Delta T_m = 22,1$$

Hvor:

$T_1$  = temperatur på varmetvann inn

$T_2$  = temperature på sjøvannet ut av varmeveksleren

$T_3$  = temperatur på varmtvann ut av varmeevksleren

$T_4$  = temperatur på sjøvann inn i varmeveksleren



Varmegjennomgangstallet  $U$  finner man ved følgende formel:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_y} + R_y + \left( \frac{x}{k} \cdot \frac{D_y}{D_m} \right) + \left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_y}{D_i} \right) + R_i$$

Hvor:

$U$  = varmegjennomgangstallet

$h_y$  = ytre varmeoverføringskoeffisient

$R_y$  = foulingfaktor på utsiden av rørene

$x$  = tykkelsen på rørene

$k$  = termisk konduktiveitet til metallet som rørene er laget av

$D_y$  = ytre diameteren til røret

$D_m$  = midlere diameter på røret

$h_i$  = indre varmeoverføringskoeffisient

$D_i$  = indre diameter av røret

$R_i$  = foulingfaktor på innsiden av røret

Til å bruke denne formelen kan vi finne alle opplysninger utenom varmeoverførings – koeffisienten,  $h$ , for utsiden og innsiden av rørene.

For å finne varmeoverføringskoeffisienten,  $h_i$ , må man først finne  $\varphi(\text{Re}, \frac{L}{D})$ . Det gjør ved hjelp av Reynoldstall og forholdet mellom lengden og diameteren på røret. Hastigheten inne i rørene ønsker man skal være rundt 1 m/s. Reynoldstall beregnes med følgende formel:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D_i}{\mu}$$
$$\text{Re} = \frac{1025 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1,0 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,01905 \text{m}}{0,506 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}}}$$
$$\text{Re} = \underline{\underline{38589}}$$

Hvor:

$\text{Re}$  = Reynoldstall

$\rho$  = tetthet

$v$  = hastighet

$D_i$  = indre diameter

$\mu$  = viskositet

Når man har Reynoldstall leser man av  $\varphi(\text{Re}, \frac{L}{D})$  i en tabell (vedlegg nr). Får da at  $\varphi(\text{Re}, \frac{L}{D})$  er 110.



Vi kan da finne den indre varmeoverføringskoeffisienten med følgende formel:

$$h_i = \frac{k}{D_y} \cdot \left( \frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \varphi(\text{Re}, \frac{L}{D})$$

$$h_i = \frac{0,59 \text{ W/m}\cdot\text{K}}{0,01905 \text{ m}} \cdot \left( \frac{4180 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \cdot 0,000506 \text{ kg/s}\cdot\text{m}}{0,59 \text{ W/m}\cdot\text{K}} \right) \cdot 110$$

$$\underline{h_i = 3064,1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}$$

Hvor:

$h_i$  = varmeoverføringskoeffisienten

$k$  = termisk konduktivitet til fluidet

$D_y$  = ytre diameter

$c_p$  = spesifikk varmekapasitet til fluidet

$\mu$  = dynamisk viskositet

$\varphi$  = leses av tabell vha Reynoldstall og forholdet mellom lengden og diameteren på røret

Varmeveksleren skal lages av titan. Det har en termisk konduktivitet på  $17 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  [13]

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_y} + R_y + \left( \frac{x}{k} \cdot \frac{D_y}{D_m} \right) + \left( \frac{1}{h_i} \cdot \frac{D_y}{D_i} \right) + R_i$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{750 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}} + 0,0001 + \left( \frac{0,001 \text{ m}}{17 \text{ W/m}\cdot\text{K}} \cdot \frac{0,02105 \text{ m}}{0,01905 \text{ m}} \right) + \left( \frac{1}{4373 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}} \cdot \frac{0,02105 \text{ m}}{0,02005 \text{ m}} \right) + 0,0005$$

$$\underline{U = 446,74 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}}$$

Når man har funnet midlere temperatur differanse, varmeoverføringen og varmeovergangstallet kan man beregne hvor stort heteflate areal det er behov for. Det gjør man med følgende formel:

$$A_{\text{varmeveksler}} = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_m}$$

$$A_{\text{varmeveksler}} = \frac{983,72 \cdot 10^3 \text{ W}}{446,74 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \cdot 22,1 \text{ K}}$$

$$\underline{A_{\text{varmeveksler}} = 99,6 \text{ m}^2}$$





### 6.4.5 Antall rør og pass

Hvor mange rør og pass man skal ha i varmeveksleren er avhengig av hastighet til sjøvannet. Vi ønsker en hastighet på rundt 1 m/s.

Det første som må gjøres er finne ut hvor stor heteflate et rør har:

$$A = \pi \cdot D_i \cdot L$$
$$A = \pi \cdot 0,01905m \cdot 3m$$
$$A = 0,1795m^2$$

Hvor:

A = indre areal

$D_i$  = indre diameter av røret

L = lengden av røret

Finner så antall rør man trenger for å få det heteflate arealet som kreves:

$$n_{rør} = \frac{A_{tot}}{A}$$
$$n_{rør} = \frac{99,6m^2}{0,1795m^2}$$
$$n_{rør} = 554$$

Hvor:

A = indre areal av ett rør

$A_{tot}$  = totalt heteflate behov

n = antall rør

For å finne hvor mange pass man trenger, begynner man med å finne ut hvor mange rør det blir per pass etter hvor mange pass man har.

$$Rør \text{ per pass} = \frac{n_{rør}}{n_{pass}}$$

PASS	ANTALL RØR
4	138,5 ~ 139
6	92,33 ~ 92
8	69,25 ~ 69
10	55,4 ~ 55
12	46,16 ~ 46



Når man har antall rør igjennom det ulike passene, og man vet massestrømmen, kan man finne hastigheten på sjøvannet i rørene ved bruk av følgende formel:

$$v = \frac{\dot{V}}{n \cdot A}$$

Hvor:

$v$  = hastigheten til sjøvannet

$\dot{V}$  = volumstrømmen

$n$  = antall rør som sjøvannet går igjennom om gangen

$A$  = tversnittarealet av et rør

I tabellen under ser man hvor mange rør vannet strømmet igjennom om gangen avhengig av hvor mange pass man har delt rørene på og hva hastigheten ved det ulike inndelingene ble:

PASS	ANTALL RØR	HASTIGHET m/s
4	138,5 ~ 139	0,70
6	92,33 ~ 92	1,06
8	69,25 ~ 69	1,42
10	55,4 ~ 55	1,78
12	46,16 ~ 46	2,13

#### 6.4.6 Massestrømmen til varmemediet i varmeveksleren

Massestrømmen til varmemediet har som sagt tidligere forandret seg ettersom temperaturen av sjøvann inn i varmeveksleren har økt. For å finne den nye og endelige massestrømmen til varmemediet bruker man følgende formel:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T}$$

$$\dot{m} = \frac{960,3 \text{ kW}}{4,18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \cdot (363 - 353) \text{ K}}$$

$$\dot{m} = 22,97 \text{ kg/s}$$

Hvor:

$Q$  = vareoverføring

$\dot{m}$  = massestrøm

$c_p$  = spesifikk varmekapasitet

$\Delta T$  = temperatur differansen på sjøvann inn og ut av kondensatoren



Volumstrømmen til varmemediet blir da:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{ferskvann}}} \\ \dot{V} &= \frac{22,97 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} \\ \dot{V} &= 0,02297 \text{ m}^3/\text{s} \\ \dot{V} &= \underline{82,7 \text{ m}^3/\text{hr}}\end{aligned}$$

#### 6.4.7 Flash tanken

Flashinndamper tanken skal konstrueres ved Fjell industrier. Følgende beregninger måtte gjøres for å kunne konstruere denne flashinndamper tanken:

- Beregne diameteren
- Beregne høyden

Følgende verdier ble brukt til utregningene:

$T_{\text{flash tank}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  (Temperaturen i flashinndamper tanken)

$v_{\text{Damp } 60^\circ\text{C}} = 7,67 \text{ m}^3/\text{kg}$  (Spesifikt volum) [20]

$\rho_{\text{Damp } 60^\circ\text{C}} = 0,13 \text{ kg/m}^3$  (Tettheten til dampen) [20]

$\dot{m}_{\text{produsert}} = 1250 \text{ kg/hr}$  (avdampet væske)

$f = 0,05 \text{ m/s}$  [21]

Det første som måtte gjøres var å finne volumstrømmen til dampen:

$$\begin{aligned}\dot{V} &= \dot{m} \cdot v_{\text{Damp } 60^\circ\text{C}} \\ \dot{V} &= 1250 \text{ kg/hr} \cdot 7,67 \text{ m}^3/\text{kg} \\ \dot{V} &= 9587,5 \text{ m}^3/\text{hr} \\ \dot{V} &= \frac{9587,5 \text{ m}^3/\text{hr}}{3600} \\ \dot{V} &= \underline{2,66 \text{ m}^3/\text{s}}\end{aligned}$$

Hvor:

$\dot{V}$  = volumstrømmen til dampen

$\dot{m}$  = massestrømmen til dampen

$v$  = spesifikt volum



Finne så den kritiske hastigheten til dampen [21]:

$$v = f \cdot \sqrt{\frac{(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v}}$$
$$v = 0,05 \frac{m}{s} \cdot \sqrt{\frac{(1000 \frac{kg}{m^3} - 0,13 \frac{kg}{m^3})}{0,13 \frac{kg}{m^3}}}$$
$$\underline{v = 4,38 \frac{m}{s}}$$

Hvor:

$v$  = kritisk hastighet til dampen

$f$  = hastighets

$\rho_l$  = tetthet til væsken

$\rho_v$  = tetthet til damp ved 60 °C

Nødvendig areal for å få holde volumstrømmen under den kritiske hastigheten er:

$$A = \frac{\dot{V}}{v}$$
$$A = \frac{2,66 \frac{m^3}{s}}{4,44 \frac{m}{s}}$$
$$\underline{A = 0,60 m^2}$$

Diameterne til flash tanken blir da:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$
$$D = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}}$$
$$D = \sqrt{\frac{0,60 m^2 \cdot 4}{\pi}}$$
$$\underline{\underline{D = 0,87 m}}$$

Høyden på flash tanken er:

$$H = D \cdot 2$$
$$H = 0,88 m \cdot 2$$
$$\underline{\underline{H = 1,74 m}}$$

## 6.5 Rør dimensjoner beregninger

Til å finne diametere for rørene i systemet (Figur 15) som trengs for at oppnå ønsket hastighet brukes følgende formel:

$$A = \frac{\dot{m}}{v}$$

$$\frac{\pi \cdot D_i^2}{4} = \frac{\dot{m}}{v}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot v}}$$

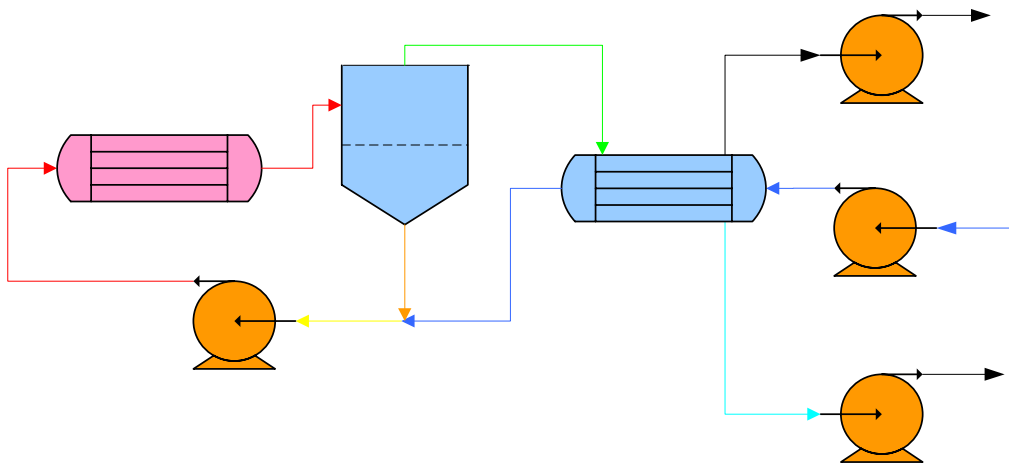
Hvor:

A = indre tverrsnittareal av et rør

$\dot{m}$  = massestrømmen

v = hastigheten til fluidet

$D_i$  = indre diameter



Figur 15 Skisse over rør i systemet med fargekoder over ulike rør dimensjoner

Diameteren på rørene fra sjøvannspumpen til kondensatoren og fra kondensatoren til blandingspunktet ved flash tanken (blå rør):



$$D_i = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot v}}$$
$$D_i = \sqrt{\frac{37,76 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot 1,0 \text{ m/s}}}$$
$$D_i = 0,1155 \text{ m}$$
$$\underline{D_i = 115,5 \text{ mm}}$$

Diameteren på røret fra blandingspunktet til sirkulasjonspumpen (gule rør):

$$D_i = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot v}}$$
$$D_i = \sqrt{\frac{105,64 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot 1 \text{ m/s}}}$$
$$D_i = 0,1932 \text{ m}$$
$$\underline{D_i = 193,2 \text{ mm}}$$

Diameteren på rørene fra sirkulasjonspumpen til varmeveksleren og fra varmeveksleren til flash tanken (røde rør):

$$D_i = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot v}}$$
$$D_i = \sqrt{\frac{100,74 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot 1 \text{ m/s}}}$$
$$D_i = 0,18875 \text{ m}$$
$$\underline{D_i = 188,75 \text{ mm}}$$

Diameteren på røret som fører dampen fra flash tanken til kondensatoren (grønne rør):  
Må først finne volumet til dampen:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{damp ved } 60 \text{ }^\circ\text{C}}}$$
$$\dot{V} = \frac{1250 \text{ kg/hr}}{0,13 \text{ m}^3/\text{hr}}$$
$$\underline{\dot{V} = 9615 \text{ m}^3/\text{hr}}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot v}}$$
$$D_i = \sqrt{\frac{9615 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot 25 \text{ m/s}}}$$
$$D_i = 0,136\text{m}$$
$$\underline{D_i = 136\text{mm}}$$

Diameteren på røret som fører produsert ferskvann ut av kondensatoren (turkise rør):

$$D_i = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot v}}$$
$$D_i = \sqrt{\frac{1,25 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot 1 \text{ m/s}}}$$
$$D_i = 0,021\text{m}$$
$$\underline{D_i = 21\text{mm}}$$

Diameteren på røret som fører overflødig væske ut i bunnen av flash tanken (oransje rør):

$$D_i = \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot v}}$$
$$D_i = \sqrt{\frac{99,49 \text{ m}^3/\text{hr} \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot 1 \text{ m/s}}}$$
$$D_i = 0,035\text{m}$$
$$\underline{D_i = 35\text{mm}}$$



## 6.6 Kostnad levering av vann kontra produsert vann

Tabell 9 viser hva parameter som er brukt til utregning av kostnaden per m<sup>3</sup> blir ved ulike vedlikeholdsutgifter per år. I Tabell 10 er det vist hvordan vedlikeholdsutgiftene påvirker prisen på produsert vann.

**Tabell 9 Parameter brukt til beregningene**

DATA	
Vannbehov [m <sup>3</sup> /døgn]	100
Evaporator innkjøp [kr]	5000000
Avkastning [år]	10
Døgn i drift [døgn/år]	333
Kjemikalier [l/m <sup>3</sup> ]	0,0725
Pris kjemikalier [kr/l]	10
Vedlikehold [kr/år]	150000





Tabell 10.Oversikt over kostaden ved produsert vann kontra levert

11000000	15,02	330,33	72,46	417,81	400
11200000	15,02	338,37	72,46	423,82	400
<b>Vedlikehold</b>	<b>Innkjøp</b>	<b>Vedlikehold</b>	<b>Kjemikalier</b>	<b>Totale kostnad</b>	<b>Leveringspris</b>
[kr/år]	[kr/m <sup>3</sup> ]	[kr/m <sup>3</sup> ]	[kr/m <sup>3</sup> ]	[kr/m <sup>3</sup> ]	[kr/m <sup>3</sup> ]
11400000	15,02	342,34	72,46	429,82	400
11600000	15,02	348,25	72,46	435,92	400
11800000	15,02	354,16	72,46	442,02	400
12000000	15,02	360,07	72,46	448,13	400
12200000	15,02	365,97	72,46	454,23	400
12400000	15,02	371,88	72,46	460,34	400
12600000	15,02	377,79	72,46	466,44	400
12800000	15,02	383,70	72,46	472,55	400
13000000	15,02	389,61	72,46	478,65	400
13200000	15,02	395,51	72,46	484,76	400
13400000	15,02	401,42	72,46	490,86	400
13600000	15,02	407,33	72,46	496,97	400
13800000	15,02	413,23	72,46	503,07	400
14000000	15,02	419,14	72,46	509,18	400
14200000	15,02	425,05	72,46	515,28	400
14400000	15,02	430,95	72,46	521,39	400
14600000	15,02	436,86	72,46	527,49	400
14800000	15,02	442,77	72,46	533,60	400
15000000	15,02	448,67	72,46	539,70	400
15200000	15,02	454,58	72,46	545,81	400
15400000	15,02	460,49	72,46	551,91	400
15600000	15,02	466,39	72,46	558,02	400
15800000	15,02	472,30	72,46	564,12	400
16000000	15,02	478,21	72,46	570,23	400
16200000	15,02	484,11	72,46	576,33	400
16400000	15,02	490,02	72,46	582,44	400
16600000	15,02	495,93	72,46	588,54	400
16800000	15,02	501,83	72,46	594,65	400
17000000	15,02	507,74	72,46	600,75	400
17200000	15,02	513,65	72,46	606,86	400
17400000	15,02	519,55	72,46	612,96	400
17600000	15,02	525,46	72,46	619,07	400
17800000	15,02	531,37	72,46	625,17	400
18000000	15,02	537,27	72,46	631,28	400
18200000	15,02	543,18	72,46	637,38	400
18400000	15,02	549,09	72,46	643,49	400
18600000	15,02	555,00	72,46	649,59	400
18800000	15,02	560,90	72,46	655,70	400
19000000	15,02	566,81	72,46	661,80	400
19200000	15,02	572,72	72,46	667,91	400
19400000	15,02	578,62	72,46	674,01	400
19600000	15,02	584,53	72,46	680,12	400
19800000	15,02	590,44	72,46	686,22	400
20000000	15,02	596,34	72,46	692,33	400
20200000	15,02	602,25	72,46	698,43	400
20400000	15,02	608,16	72,46	704,54	400
20600000	15,02	614,06	72,46	710,64	400
20800000	15,02	620,00	72,46	716,75	400
21000000	15,02	625,90	72,46	722,85	400
21200000	15,02	631,81	72,46	728,96	400
21400000	15,02	637,71	72,46	735,06	400
21600000	15,02	643,62	72,46	741,17	400
21800000	15,02	649,53	72,46	747,27	400
22000000	15,02	655,43	72,46	753,38	400
22200000	15,02	661,34	72,46	759,48	400
22400000	15,02	667,25	72,46	765,59	400
22600000	15,02	673,15	72,46	771,69	400
22800000	15,02	679,06	72,46	777,80	400
23000000	15,02	684,97	72,46	783,90	400
23200000	15,02	690,87	72,46	790,01	400
23400000	15,02	696,78	72,46	796,11	400
23600000	15,02	702,69	72,46	802,22	400
23800000	15,02	708,59	72,46	808,32	400
24000000	15,02	714,50	72,46	814,43	400
24200000	15,02	720,41	72,46	820,53	400
24400000	15,02	726,31	72,46	826,64	400
24600000	15,02	732,22	72,46	832,74	400
24800000	15,02	738,13	72,46	838,85	400
25000000	15,02	744,03	72,46	844,95	400
25200000	15,02	750,00	72,46	851,06	400
25400000	15,02	755,90	72,46	857,16	400
25600000	15,02	761,81	72,46	863,27	400
25800000	15,02	767,71	72,46	869,37	400
26000000	15,02	773,62	72,46	875,48	400
26200000	15,02	779,52	72,46	881,58	400
26400000	15,02	785,43	72,46	887,69	400
26600000	15,02	791,33	72,46	893,79	400
26800000	15,02	797,24	72,46	899,90	400
27000000	15,02	803,14	72,46	906,00	400
27200000	15,02	809,05	72,46	912,11	400
27400000	15,02	814,96	72,46	918,21	400
27600000	15,02	820,86	72,46	924,32	400
27800000	15,02	826,77	72,46	930,42	400
28000000	15,02	832,68	72,46	936,53	400
28200000	15,02	838,58	72,46	942,63	400
28400000	15,02	844,49	72,46	948,74	400
28600000	15,02	850,40	72,46	954,84	400
28800000	15,02	856,30	72,46	960,95	400
29000000	15,02	862,21	72,46	967,05	400
29200000	15,02	868,12	72,46	973,16	400
29400000	15,02	874,02	72,46	979,26	400
29600000	15,02	880,00	72,46	985,37	400
29800000	15,02	885,89	72,46	991,47	400
30000000	15,02	891,79	72,46	997,58	400
30200000	15,02	897,69	72,46	1003,68	400
30400000	15,02	903,58	72,46	1009,79	400
30600000	15,02	909,48	72,46	1015,89	400
30800000	15,02	915,38	72,46	1021,99	400
31000000	15,02	921,28	72,46	1028,10	400
31200000	15,02	927,17	72,46	1034,20	400
31400000	15,02	933,07	72,46	1040,31	400
31600000	15,02	938,97	72,46	1046,41	400
31800000	15,02	944,87	72,46	1052,52	400
32000000	15,02	950,77	72,46	1058,62	400
32200000	15,02	956,67	72,46	1064,73	400
32400000	15,02	962,57	72,46	1070,83	400
32600000	15,02	968,47	72,46	1076,94	400
32800000	15,02	974,37	72,46	1083,04	400
33000000	15,02	980,27	72,46	1089,15	400
33200000	15,02	986,17	72,46	1095,25	400
33400000	15,02	992,07	72,46	1101,36	400
33600000	15,02	997,97	72,46	1107,46	400
33800000	15,02	1003,87	72,46	1113,57	400
34000000	15,02	1009,77	72,46	1119,67	400
34200000	15,02	1015,67	72,46	1125,78	400
34400000	15,02	1021,57	72,46	1131,88	400
34600000	15,02	1027,47	72,46	1137,99	400
34800000	15,02	1033,37	72,46	1144,09	400
35000000	15,02	1039,27	72,46	1150,20	400
35200000	15,02	1045,17	72,46	1156,30	400
35400000	15,02	1051,07	72,46	1162,41	400
35600000	15,02	1056,97	72,46	1168,51	400
35800000	15,02	1062,87	72,46	1174,62	400
36000000	15,02	1068,77	72,46	1180,72	400
36200000	15,02	1074,67	72,46	1186,83	400
36400000	15,02	1080,57	72,46	1192,93	400
36600000	15,02	1086,47	72,46	1199,04	400
36800000	15,02	1092,37	72,46	1205,14	400
37000000	15,02	1098,27	72,46	1211,25	400
37200000	15,02	1104,17	72,46	1217,35	400
37400000	15,02	1110,07	72,46	1223,46	400
37600000	15,02	1115,97	72,46	1229,56	400
37800000	15,02	1121,87	72,46	1235,67	400
38000000	15,02	1127,77	72,46	1241,77	400
38200000	15,02	1133,67	72,46	1247,88	400
38400000	15,02	1139,57	72,46	1253,98	400
38600000	15,02	1145,47	72,46	1260,09	400
38800000	15,02	1151,37	72,46	1266,19	400
39000000	15,02	1157,27	72,46	1272,30	400
39200000	15,02	1163,17	72,46	1278,40	400
39400000	15,02	1169,07	72,46	1284,51	400
39600000	15,02	1174,97	72,46	1290,61	400
39800000	15,02	1180,87	72,46	1296,72	400
40000000	15,02	1186,77	72,46	1302,82	400



## 6.8 Alternative platevarmevekslere

Vedlagt er tilbud fra GEA Process Equipment Division på 2 stk platevarmevekslere.

Offer 3050359211 Customer: Fjell Industrier AS

Customer:	<u>Fjell Industrier AS</u>	Inquiry-No.:	<u>Sjøvatten</u>	Alternative: 0
Quotation-No.:	3050359211	Item:	10	Date: 03/05/2007
Contact:	<u>Undestam</u>			
Customer Item:				

Item Price:	6.776,00 Euro	Total Item Price:	13.552,00 Euro	Amount:	2
-------------	---------------	-------------------	----------------	---------	---

GEA EC OFLEX Plate Heat Exchanger: NT100T CDL-10

Thermal data for 1 unit(s) in parallel and 1 unit(s) in series

	hot side	cold side	
Media:	<u>Water</u>	<u>Sjøvatten</u>	
Media group acc. PED 97/23/EC:	Group 2 - others	Group 2 - others	
Heat exchanged:	1176,07		kW
Mass flow:	100790	101162	kg/h
Volume flow:	104,05	103,00	m <sup>3</sup> /h
Temperature inlet:	90,00	57,00	°C
Temperature outlet:	80,00	67,00	°C
Pressure drop:	59,926	55,101	kPa
Working pressure inlet:	3,00	3,00	barg
Product properties			
Density:	968,63	982,15	kg/m <sup>3</sup>
Heat capacity:	4200,65	4185,22	J/kgK
Thermal conductivity:	0,67260	0,65313	W/mK
Dyn. viscosity inlet:	0,315	0,488	cP
Dyn. viscosity outlet:	0,355	0,421	cP

Unit Data

Plate Type:	NT100TV		
Heat transfer area (total / per unit):	8,00	8,00	m <sup>2</sup>
Number of plates (total / per unit):	34	34	
Plate thickness:	0,60		mm
LMTD:	23,00		K
Surface margin:	30,2		%
Plate material:	Titanium		
Gasket material / Gasket type:	NBR	<u>glueless</u>	
Internal flow (passes x channels):	1 x 16	1 x 17	
No. of frames (par. / ser. / total):	1	1	1
Frame material und surface:	S235-JRG2	painted	RAL5002

The connection types and positions are defined in the attached dimension sheet.

Design temperature:	Min.: 0,00 / 0,00	Max.: 100,00 / 100,00	°C
Design pressure:	Min.: 0,00 / 0,00	Max.: 10,00 / 10,00	barg
Test pressure:	13,00 / 13,00 barg	Design code:	PED 97/23/EC AD-2000 <u>Check factor 1.3</u>
Category:	Art.3, Abs. 3	Conformity assessment procedure:	
Type/Remarks:	Normal		

Remarks:



## 6.9 Pumper

Vedlagt ligger tilbud fra ABS Norge A/S på det 4 pumpene til anlegget pumper til anlegget med spesifikasjoner.

### 6.9.1 Sirkulasjonspumpe til flashinndamper kretsen

Scanpump serie NB  
Typ: NB 150/125-40 C

En exceptionellt tillförlitlig pump i enlighet med ISO standarder 2858 och 5199, baserad på Scanpumps Modulsystem.

NB-pumpar finns tillgängliga i en rad varierande material att passa till otaliga applikationer inom processindustrin för kemikalier, korrosiva vätskor, lätta suspensioner, bakvatten, vatten, tunnmassa, etc.

Serie NB-pumpar har hydraulik med hög verkningsgrad och generösa korrosionstillägg, vilket tillförsäkrar störningsfri drift och minimerar driftkostnader.

#### Tekniska data

Flöde	: 99,4 m <sup>3</sup> /h
Höjd	: 27,7 m
Hydraulisk verkningsgrad	: 74,5 %
Axeleffekt	: 10,2 kW
NPSH	: 0,9 m
Varvtal	: 980 1/min
Pumphjul typ	: Slutet flerskovligt hjul
Pumphjulsstorlek	: 424 mm
Motoreffekt	: 11 kW
Spänning	: 400 V
Frekvens	: 50 Hz
Sugsidah:	: DN150 PN 10
Trycksida	: DN125 PN 10



## 6.9.2 Sjøvannspumpen

Scanpump serie NB  
Typ: NB 100/65-26 C

En exceptionellt tillförlitlig pump i enlighet med ISO standarder 2858 och 5199, baserad på Scanpumps Modulsystem.

NB-pumpar finns tillgängliga i en rad varierande material att passa till otaliga applikationer inom processindustrin för kemikalier, korrosiva vätskor, lätta suspensioner, bakvatten, vatten, tunnmassa, etc.

Serie NB-pumpar har hydraulik med hög verkningsgrad och generösa korrosionstillägg, vilket tillförsäkrar störningsfri drift och minimerar driftkostnader.

### Tekniska data

Flöde	:	40 m <sup>3</sup> /h
Höjd	:	20 m
Hydraulisk verkningsgrad	:	69,6 %
Axeffekt	:	3,24 kW
NPSH	:	1,0 m
Varvtal	:	1490 1/min
Pumphjul typ	:	Slutet flerskovligt hjul
Pumphjulsstorlek	:	242 mm
Motoreffekt	:	4 kW
Spänning	:	400 V
Frekvens	:	50 Hz
Sugsidah:	:	DN100 PN 10
Trycksida	:	DN65 PN 10



### 6.9.3 Vakuumpumpen

**Type: LPHX 45008 A B AGE 0B 1**

Pos.: 1 - Quantity.: 1

**Operating conditions:**

Substance	: Air and water vapour
Temperature Suction	: 20 °C
Suction capacity	: 113 m <sup>3</sup> /h
Suction pressure	: 200 mbar
Discharge pressure	: 1013 mbar
Power required	: 2,7 kW
Speed	: 1450 1/min
Service liquid	: Water
Density service liquid	: 997,9 kg/m <sup>3</sup>
Temperature service liquid	: 20 °C
Volume flow service liquid	: 0,7335 m <sup>3</sup> /h
Service Liquid loop	: Combined
Temperature freshwater liquid	: 15 °C
Volume flow freshwater liquid	: 0,3383 m <sup>3</sup> /h

**Materials:**

Casing (10.60)	: Grey cast iron
Central body (10.90)	: Grey cast iron
Guide disk (13.70, 13.71, 13.73)	: Grey cast iron
Impeller (23.50, 23.51)	: Structural steel
Shaft (21.00)	: Chromium steel

**Construction:**

Hydraulics	: [A] 1. Hydraulic
Bearing	: [B] 2 Bearings, grease lubricated
Shaft sealing	: [AGE] SH FK Type 2 EBPGG
Casing sealing	: [1] O-ring
Suction nozzle	: DN 40 - PN 10 - EN-1092
Discharge nozzle	: DN 40 - PN 10 - EN 1092
Rotation direction seen from driver	: Clockwise

**Driver:** : Electric motor

Power: 3 kW - Number of poles: 4 - Hazard class: IP 55 / --- / --- - Make: EURO FABRIKAT

Constr.: IMB3 - Voltage: 230/400 V (50Hz) - Size: 100L



## 6.9.4 Ferskvannspumpen

### SIHI Side Channel CEHA, horizontal, multistage, low NPSH

Position: 1 - Quantity: 1 - Type: **CEHA 1202 AA AF3 4B 4**

#### Operating Conditions:

Fluid	: Water
Temperature	: 20 °C
Density	: 998,2 kg/m <sup>3</sup>
Viscosity	: 1,01 mm <sup>2</sup> /s
Flow	: 1,5 m <sup>3</sup> /h
Head	: 28 m
Speed	: 1450 RPM
Required power	: 0,5 kW
NPSHR (Required)	: 0,13 m (NPSHA <sup>3</sup> NPSHR + 0.5 m)

#### Materials:

Suction Casing (1080)	: Stainless Steel
Discharge Casings (1070)	: Stainless Steel
Intermediates (1080 - 1090 - 1140 - 1141)	: Stainless Steel
Shaft (2100)	: Stainless Steel
Impeller (2310)	: Stainless Steel
Vane Wheel Impeller (2350)	: Stainless Steel
Bearing Housing (3500)	: Grey Cast Iron Coated
Sealing Housing (4410)	: Stainless Steel

#### Construction:

Number of Stages	: 2 Stages
Hydraulic	: [A] : Hydraulic A
Nominal sizes	: Suction casing DN 40 - Discharge casing DN 20
Bearing and Lubrication	: [A]: One grooved ball bearing to DIN 625 and one liquid surrounded sleeve bearing
Shaft Seal	: [AF3] : Sterling GNZ Q1AEGG Balanced mechanical seal flushed from internal source
Casing Seal	: [4] : Soft teflon cord
Direction of rotation	: Anti - clockwise, when looking at the pump from the drive end.

**Driver:** : Electric motor

Power: 1,1 kW - Number of poles: 4 - Hazard class: IP 55 / --- / --- - Make: EURO FABRIKAT

Constr.: IMB3 - Voltage: 230/400 V (50Hz) - Size: 90S

#### Scope of Delivery: \_

Pump mounted on Cast iron baseplate, including B68 coupling, coupling guard and electric motor.



## 7. KILDEREGISTER

### Kompendium

1. Lie, Asbjørn (1 utgave 2006) Del 2 Pumper i **Prosjektering av prosessanlegg for olje og gass**. Høgskolen Stord/Haugesund, avdelingen for ingeniørutdannelsen
2. Næss, Erling/Løvland, Martin (1993) Del 2 Kondensasjon i **Industriell varmeteknikk**. Høgskolen Stord/Haugesund, avdelingen for ingeniørutdannelsen
3. Næss, Erling/Løvland, Martin (1993) Del 3 Varmeoverføring/Varmevekslerer i **Industriell varmeteknikk**. Høgskolen Stord/Haugesund, avdelingen for ingeniørutdannelsen

### Rapport

4. Vetaas, Per Bjørn (1993) Erfaringer med evaporatorer for produksjon av drikkevann på oljeinstallasjoner. **Statoil rapport**.

### Internett

5. AK Steel. 316/316L **Stainless steel data sheet** [Internett]. Tilgjengelig fra: [http://www.aksteel.com/pdf/markets\\_products/stainless/austenitic/316\\_316L\\_Data\\_Sheet.pdf](http://www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/austenitic/316_316L_Data_Sheet.pdf)
6. Copper development association. **Materials selection for high reliability copper alloy seawater systems** [Internett]. Tilgjengelig fra: [http://www.copper.org/applications/cuni/txt\\_materials\\_selection.html](http://www.copper.org/applications/cuni/txt_materials_selection.html)
7. Fjell Industries. **Velkommen til Fjell Industries** [Internett]. Tilgjengelig fra: <http://fjellindustrier.no/>
8. GMT Titanium. **Egenskapene til titan** [Internett]. Tilgjengelig fra: <http://www.gmttitanium.com/no/teknisk/egenskaper.html>
9. GMT Titanium. **Korrosjonsbestandighet av titan** [Internett]. Tilgjengelig fra: <http://www.gmttitanium.com/no/teknisk/korrosjonsbestandighet.html>
10. GMT Titanium. **Titan grader** [Internett]. Tilgjengelig fra: <http://www.gmttitanium.com/no/teknisk/grader.html>
11. GMT Titanium. **Sveising av titan**. [Internett] Tilgjengelig fra: <http://www.gmttitanium.com/no/teknisk/sveising.html>
12. Matweb. Material property data. **Copper nickel 10%, UNS C70600** [Internett]. Tilgjengelig fra: <http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MUAEB>



13. Matweb. Material property data. **Titanium** [Internett]. Tilgjengelig  
<http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=AMETi00>
14. Matweb. Material property data. AK Steel Austenitic Stainless Steel 316 [Internett].  
Tilgjengelig fra:  
<http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=NAKS112>
15. Outokumpu. **Standard Cr-Ni-Mo Stainless steels** [Internett]. Tilgjengelig fra:  
<http://www.outokumpu.com/33393.epibrw>
16. Outokumpu. **Case study: Food industry. Leading edge technology solves stress corrosion cracking problem** [Internett]. Tilgjengelig fra:  
[http://www.outokumpu.com/pages/fsOpenDocument.htm?url=http://www.outokumpu.com/pages/Page\\_8893.aspx?docid=139636](http://www.outokumpu.com/pages/fsOpenDocument.htm?url=http://www.outokumpu.com/pages/Page_8893.aspx?docid=139636)
17. Outokumpu. **Duplex stainless steel.** [Internett] Tilgjengelig fra:  
<http://www.outokumpu.com/29153.epibrw>
18. Outokumpu. **High performance austenitic stainless steel** [Internett]. Tilgjengelig fra:  
<http://www.outokumpu.com/20258.epibrw>
19. Tingstad A/S. **Generelt om korrosjon** [Internett]. Tilgjengelig fra:  
<http://www.tingstad.no/default.asp?menu=820>

### Bøker

20. Pedersen, Svein Erik/Gustavsen, Jan/Kaasa, Svein/Olsen, Oddmund (2005). **Teknisk formel samling med tabeller.**
21. Wu, F. H. (1984). **Drum separator design.** Chemical Engineering.