

Valg av kjølekonsepter for prosessanlegg

Tor Sigurd Brønn

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juli 2008
Hovedveileder: Erling Næss, EPT
Biveileder(e): Arild Kristiansen, AKET

Oppgavetekst

Bakgrunn

Ormen Lange og Kollsnes Gassanlegg er to relativt like gassprosesseringsanlegg som har valgt ulike kjøleløsninger. Anleggene produserer salgsgass for eksport til kontinentet. Kollsnes har valgt en løsning med luftkjølere for dumping av overskuddsvarme. I dette anlegget kjøles salgsgassen ned ved hjelp av luft til ca 50 °C. Det totale kjølebehovet er på 200 MW fordelt på 5 kompressortog. Hvert sett med luftkjølere (5 stk) består av 8 vifter med diameter på 5 m. Ormen Lange har valgt en løsning basert på sjøvannskjøling av eksportgassen. Dagens kjølebehovet er her på 70 MW, men vil øke i fremtiden.

Aker Kvaerner kommer i fremtiden til å måtte vurdere ulike kjøle løsninger for slik anlegg. Selskapets CO2 fangst anlegg vil også være typiske anlegg hvor valg av kjøleløsning er viktig. Man er nå i startgropen for å utvikle slike anlegg og det første demonstrasjonsanlegget er allerede i forprosjekteringsfasen. Disse anleggene vil kunne være på ulike steder i verden med ulike forutsetninger. Det vil i denne sammenhengen være viktig å kunne gjøre vurderinger av kjølekonsepter basert på naturgitte forhold.

Mål

Målsetting med oppgaven er å kartlegge fordeler og ulemper med de valgte kjølekonseptene valgt for Ormen Lange og Kollsnes Gassanlegg, samt å etablere de parametere som styrer valg av kjøleløsning for denne type lavtemperatur prosesser.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Det skal foretas en gjennomgang av de to kjøleløsningene som er valgt for Ormen Lange og Kollsnes. Løsningene skal beskrives, sammenliknes og diskuteres. Spesielt skal de valgte kjølerløsningene vurderes med hensyn på operasjonsvindu (aktuelle temperaturområder, driftstemperaturer etc.), materialvalg, kjemikaliebruk, plassbehov, krav til vedlikehold, støy, pris samt styring/regulering.
2. Det skal gjennomføres en sammenliknende økonomisk vurdering av de to løsningene hvor både installasjons- og driftskostnader inngår.
3. Det skal gjennomføres vurderinger av miljømessige konsekvenser, varmegjenvinningspotensialer, samt utslipp for de to kjølerløsningene.
4. Det skal etableres en metode/beregningsverktøy for dimensjonering og kostnadsestimering av kjølesystemer basert på sjøvannskjøling og luftkjøling.
5. For en gitt anvendelse, avtalt i samarbeid med Instituttet, skal det gjennomføres termiskhydraulisk

design av både sjøvanns- og luftbasert kjølesystemer. Resultatene skal mal-EPT/2003/11/ru side2 av 2

vurderes og sammenliknes, og en forenklet økonomisk analyse foretas. En anbefaling av kjølesystem skal gis.

6. Det skal utarbeides forslag til videre arbeid.

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og evt. forsøksplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/

Forord

Denne Masteroppgaven er utført våren 2008 ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk ved Norges Tekniske og Naturvitenskaplige Universitet, NTNU, og regnes som en avslutning på studiene.

Masteroppgaven er utført i samarbeid med Aker Solutions AS.

Hensikten med denne oppgaven er å sammenligne sjøvann og luftkjølte kjølesystemer for landbaserte gassprosesseringsanlegg. I dag finnes ingen retningslinjer for når den ene kjøleløsningen foretrekkes framfor en annen. Denne rapporten vil forhåpentligvis bidra til dypere forståelse og bedre beslutningsgrunnlag for valg av kjølesystem i fremtiden.

Det antas at leserne av denne oppgaven har grunnleggende kunnskap innen varme- og massetransport og strømningslære.

Jeg vil gjerne takke min veileder Erling Næss på NTNU for assistanse og veiledning til gjennomførelsen av oppgaven. I tillegg vil jeg takke Arild Kristiansen og Svein Klemetsen på Aker Solutions AS for tilrettelegging og veiledning av oppgaven. Tilslutt vil jeg takke alle som har hjulpet meg med spørsmål og informasjonstilgang i løpet av semesteret fra Aker Solutions AS, Multiconsult, Bjørge Eptec og EIMCO.

Sammendrag

I gassprosesseringsanlegg er kjøling av gassen etter eksportkompressorene nødvendig før gassen kan sendes videre i rørnett. Eksportkjølebehovet for prosessanlegg er en stor og energikrevende del av prosessanlegget. Kjølebehovet kan dekkes ved sjøvannskjøling eller ved luftkjøling. Det er imidlertid ingen retningslinjer for når den ene kjøleløsningen foretrekkes framfor den andre.

Prosessanleggene Ormen Lange og Kollsnes er to relativt like anlegg som prosesserer gass fra Nordsjøen og eksporterer salgsgass til det Europeiske markedet. Mens Ormen Lange har et sjøvannskjølt system til å dekke kjølebehovet, har Kollsnes et luftkjølt system. Ormen Lange har et maksimalt kjølebehov på eksportkjølerne på 104 MW, mens Kollsnes har et maksimalt kjølebehov på 184 MW.

Hovedutstyret til kjølesystemet på Ormen Lange består av bassengkonstruksjon for sjø- inntak og utløp, to sjøvannspumper, 6 platevarmevekslere mellom sjøvann og kjølemediumskrets, tre rørsats eksportkjølere, sjøvannsfilter og kjølemediumsfilter, ekspansjonstank og rørnett for hhv sjøvann og kjølemediumskretsen. På Kollsnes består kjølesystemet av fem luftkjølte eksportkjølere.

Termisk hydraulisk design av sjøvannskjølte eksportkjølerne på Ormen Lange ga tre rørsats varmevekslere til å dekke kjølebehovet på 104 MW. Hver veksler ble designet til å være på over 10m lang med 1386 rør og en ytre diameter på 1168mm. Varmeoverføringskoeffisienten for eksportkjølerne ble utregnet til $1527 \text{ W/m}^2\text{K}$ og det totale varmeoverføringsarealet er 2427m^2 . Design av platevarmevekslere ga seks platevarmevekslere med 436 plater i hver veksler for å dekke kjølebehovet på 226 MW. Varmeoverføringskoeffisienten for platevekslerne ble gitt til $3767 \text{ W/m}^2\text{K}$, og det totale varmeoverføringsarealet ble 5649 m^2 . Termisk hydraulisk design av et alternativt luftkjølt system ga tre luftkjølerenheter. Hver enhet ble 12m lang og 24,1m bred, utstyrt med åtte vifter med diameter på 4,3m. Varmeoverføringskoeffisienten for luftkjølerne ble $31 \text{ W/m}^2\text{K}$ og totalt varmeoverføringsareal på $200\,897\text{m}^2$. Ved design utetemperatur på $23,1 \text{ }^\circ\text{C}$ er effektbehovet per vifte på 20,7 kW.

Termisk hydraulisk design av det luftkjølte systemet til Kollsnes ga fem luftkjølerenheter til å dekke det totale kjølebehovet på 184 MW. Hver enhet ble 13,5m lang og 18,7m bred. Varmeoverføringskoeffisienten for luftkjølerne ble $28,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ og det totale varmeoverføringsareal ble $263\,685\text{m}^2$. For et tenkt sjøvannskjølt system på Kollsnes ble det designet 5 rørsats eksportkjølere til å dekke kjølebehovet. Hver rørsatsveksler er over 9 m lang med 824 rør, og en ytre diameter på 1067mm. Rørsats design ga varmeoverføringskoeffisient på $1597 \text{ W/m}^2\text{K}$ og totalt varmeoverføringsareal på 2454m^2 . Design av platevarmevekslere ga 11 veksler i parallell med 436 varmeoverføringsplater i hver veksler for å dekke et kjølebehov på 406 MW. Varmeoverføringskoeffisienten for designtilfellet ble $3502 \text{ W/m}^2\text{K}$, og det totale varmeoverføringsareal for platevekslerne ble på $11\,300\text{m}^2$.

De estimerte utstyrs kostnadene for det sjøvannskjølte systemet på Ormen Lange er på 128 millioner NOK, mens utstyrs kostnader for luftkjøleanlegget på Kollsnes er estimert til 17,5 millioner NOK. Innført i et kostnadsprogram ville tilsvarende luftkjøleanlegg på Ormen Lange koste 10,5 millioner NOK, og tilsvarende estimert sjøvannskjølt anlegg på Kollsnes koste i overkant av 160 millioner NOK.

Kostnadssimuleringen viser også at utstyrskostnadene for sjøvannskjølte prosessanlegg øker i større grad enn det luftkjølte anlegget ved økning av kjølebehovet (MW).

Det kraftkrevende utstyret på sjøvannskjølesystemet til Ormen Lange er pumpene og sjøvannsfileret. Til sammen er effektbehovet til dette utstyret på 7996 kW ved designtilfelle. Effektbehovet til Kollsnes luftkjølte kjølesystem er luftkjøleviftene. Ved design ute temperatur på 26 °C er det totale effektbehovet for alle fem luftkjølere 488 kW. For et tilsvarende luftkjølt kjølesystem på Ormen Lange estimeres effektbehovet til 293 kW, mens for et tilsvarende sjøvannskjølt kjølesystem på Kollsnes estimeres effektbehovet å være på 11 982 kW. For sjøvannskjølt kjølesystem antas en større økning av effektbehovet ved økende kjølebehov enn for et luftkjølt kjølesystem.

Ut fra økonomiske forutsetninger oppgitt i denne oppgaven vil luftkjølt kjølesystem for landbasert gassprosessanlegg foretrekkes framfor sjøvannskjølt system, uansett kjølebehov. Når et sjøvannskjølt prosessanlegg foretrekkes, må dermed andre enn økonomiske faktorer ligge til grunn.

Summary

In gas processing industry, cooling of the gas after the export compressors is necessary before the gas can be transported further through the pipes. The export cooling needs are a large and energy demanding part of the gas process facilities. The cooling duty can be covered by seawater cooling or air cooled systems. There is however no guiding lines when one cooling system are preferable before another.

The process facilities at Ormen Lange and Kollsnes are both relatively similar facilities, processing gas from the North Sea and transports sales gas to the European market. While the cooling duty at Ormen Lange is covered by a seawater cooling system, the Kollsnes plant uses air cooling system. The maximum cooling duty for the gas export coolers at Ormen Lange is 104 MW, while maximum cooling duty for Kollsnes is 184 MW.

The main equipment of the Ormen Lange seawater cooling system consists of water intake and outtake construction, 2 seawater lift pumps, 6 plate heat exchangers between the seawater and cooling medium loops, 3 shell and tube export coolers, seawater screens and cooling medium filter, expansion tank and finally pipe systems for seawater and cooling medium distribution. The Kollsnes cooling system consists of five air cooled export cooler units.

A thermal hydraulic design of the export coolers for Ormen Lange gave three shell and tube heat exchangers to cover the 104 MW cooling duty. Each exchanger was designed to be more than 10m in length with 1386 tubes inside and 1168mm outer diameter of the shell. The heat transfer coefficient for the exchangers is calculated to $1527 \text{ W/m}^2\text{K}$ with a total heat exchanger area of 2427m^2 . Design of the plate heat exchangers gave a total of six exchangers connected by 436 plates each to cover the duty of 226 MW. The heat transfer coefficient for the plate heat exchangers was calculated to $3767 \text{ W/m}^2\text{K}$, giving a total heat exchanger area of 5649m^2 . Thermal hydraulic design of an alternative air cooled solutions system for Ormen Lange gave three air cooler units. Each unit is 12m long and 24,1m wide, delivered with eight fans of 4,3m diameter. The heat transfer coefficient for the air coolers was calculated to $31 \text{ W/m}^2\text{K}$ with a total heat exchanger area of $200\,897\text{m}^2$. With design temperature at 23,1 degrees, calculates a power duty of 20,7 kW on each fan.

Thermal hydraulic design of the air cooled system at Kollsnes gave five air cooler units to cover the total cooling need of 184 MW. Each unit was calculated to be 13,5m long and 18,7m wide. The heat transfer coefficient to the air coolers was calculated to $28,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ with a total heat exchanger area of $263\,685\text{m}^2$. An alternative seawater cooled system design of Kollsnes gave 5 shell and tube export coolers to cover the 184 MW cooling duty. Each shell and tube exchanger is more than 9m in length containing 824 tubes with a 1067 outer shell diameter. Heat transfer coefficient for the shell and tube design is $1597 \text{ W/m}^2\text{K}$ and total heat exchanger area of 2454 m^2 . Design of the plate heat exchangers gave 11 exchangers in parallel with 436 plates each, to cover the 406 MW cooling duty. The heat exchanger coefficient of the design is $3502 \text{ W/m}^2\text{K}$, and the total heat exchanger area of the plates are $11\,300\text{m}^2$.

The total estimated equipment cost for the Ormen Lange seawater cooling system is 128 million NOK, and the total estimated equipment cost for the Kollsnes air cooling system is 17,5 million NOK.

Put into a cost estimate program this shows that an alternative air cooling system at Ormen Lange costs 10,5 million NOK, and an alternative seawater cooling system for Kollsnes estimates a total cost of 160 million NOK. The cost estimate program also shows that with an increasing cooling duty, there is a larger growth of equipment costs for the seawater cooling system than the air cooling system.

The power consumption equipment of the seawater system at Ormen Lange consists of the pumps and the seawater inlet screens. For plant design the total power duty for the equipment is 7996 kW. The power consumption equipment on Kollsnes is the air cooling fans. With design temperature of 26 °C, this gives a total duty of 488 kW on all five air coolers. A similar air cooling system at Ormen Lange gives an estimated power duty of 293 kW, while an alternative seawater cooling system at Kollsnes gives a total 11 982 kW power duty. Estimated power duty with increasing cooling duty are assumed to increase more for a seawater cooling system than for air cooling systems.

Based on the economical assumptions delivered in this thesis an air cooling system for onshore gas processing facilities will be the preferable solution, regardless of the cooling duty. Decisions for selecting a seawater cooling system must therefore be based on other reasons than economical.

Innholdsfortegnelse

1	INNLEDNING	1
1.1	BAKGRUNN	1
1.2	BEGRENSNINGER	1
1.3	OPPSETT	1
2	INNØRING I GASSANLEGG.....	3
3	ORMEN LANGE.....	5
3.1	BAKGRUNN	5
3.2	KJØLESYSTEM.....	6
3.2.1	<i>Varmevekslere.....</i>	<i>7</i>
3.2.1.1	Lavtrykkskjølere.....	7
3.2.1.2	Høytrykkskjølere.....	8
3.2.2	<i>Pumper.....</i>	<i>8</i>
3.2.2.1	Sjøvannspumper.....	8
3.2.2.2	Kjølekretspumper	9
3.2.3	<i>Filter</i>	<i>9</i>
3.2.3.1	Sjøvannsfiler	9
3.2.3.2	Kjølekrets filter	10
3.2.4	<i>Rørnett</i>	<i>10</i>
3.2.4.1	Rørsystem sjøvann	10
3.2.4.2	Rørsystem kjølekrets	11
4	KOLLSNES.....	13
4.1	BAKGRUNN	13
4.2	KJØLESYSTEM.....	13
4.2.1	<i>Varmevekslere.....</i>	<i>14</i>
5	UTSTYR	17
5.1	VARMEVEKSLER.....	17
5.1.1	<i>Varmvekslertyper</i>	<i>17</i>
5.1.1.1	Plate varmevekslere	17
5.1.1.2	Rørsatsvarmeveksler	18
5.1.1.3	Luftkjølte varmeveksler	19
5.1.2	<i>Varmevekslerteori</i>	<i>20</i>
5.1.2.1	Midlere temperaturforskjell	20
5.1.2.2	F- faktor metoden.....	22
5.1.2.3	ϵ - NTU metoden	23
5.1.3	<i>Hydraulisk design Ormen Lange.....</i>	<i>25</i>
5.1.3.1	Luftkjølere	25
5.1.3.2	Sjøvannkjøling	27
5.1.3.2.1	Høytrykks- kjølere.....	27
5.1.3.2.2	Lavtrykkskjølere.....	29
5.1.4	<i>Termisk Hydraulisk design Kollsnes</i>	<i>30</i>
5.1.4.1	Luftkjølere	31
5.1.4.2	Sjøvannskjøling.....	33
5.1.4.2.1	Høytrykkskjølere.....	33
5.1.4.2.2	Lavtrykkskjølere.....	34

5.2	PUMPER	37
5.2.1	<i>Pumpetyper</i>	37
5.2.1.1	Sentrifugalpumper	37
5.2.1.2	Fortrengningspumper	38
5.2.2	<i>Pumpeteori</i>	38
5.2.2.1	Euler ligningen	39
5.2.2.2	Dimensjonløs framgangsmetode	41
5.2.2.3	Spesifikk hastighet	42
5.2.2.4	Virkningsgrad	42
5.2.2.5	Kavitasjon, NPSE	43
5.3	RØR	45
5.3.1	<i>Hastighetsprofil</i>	45
5.3.2	<i>Trykktap i rør</i>	46
5.3.3	<i>Varmetransport i rør</i>	46
5.3.4	<i>Konstant varmefluks</i>	48
5.3.5	<i>Konstant veggtemperatur</i>	49
5.4	FILTER	51
5.5	EKSPANSJONSTANK	53
5.5.1	<i>Åpen ekspansjonstank</i>	53
5.5.2	<i>Lukket ekspansjonstank</i>	53
6	KOSTNADER	55
6.1	UTSTYRSKOSTNADER	55
6.2	KOSTNADSESTIMERINGSPROGRAM	56
6.2.1	<i>Pris vurdering</i>	57
6.2.1.1	Varmevekslere	57
6.2.1.2	Pumper	57
6.2.1.3	Filter	58
6.2.1.4	Ekspansjonstank	58
6.2.1.5	Rørnett	58
6.2.1.6	Sjøinntak og sjøuttak	58
6.2.2	<i>Resultat</i>	59
6.2.2.1	Beregnet kostnad Ormen Lange	60
6.2.2.2	Beregnet kostnad Kollsnes	60
6.3	EFFEKTBEHOV	62
6.3.1	<i>Effektbehov Ormen Lange</i>	62
6.3.2	<i>Effektbehov Kollsnes</i>	64
6.3.3	<i>Oppsummering</i>	65
6.4	STØRRELSE OG PLASSBEHOV	65
6.5	SIKKERHET OG LEVETID	65
7	KONKLUSJONER OG FORSLAG TIL VIDERE ARBEID	67
7.1	KONKLUSJON	67
7.2	VIDERE ARBEID	67
7.2.1	<i>Alternativ bruk av sjøvannsystem</i>	67
7.2.2	<i>Forbedret kostnadsprogram</i>	67
7.2.3	<i>Valg av alternativ rør materiale</i>	67
8	REFERANSER	68
	VEDLEGG	71
	VEDLEGG A: KLIMADATA	71

VEDLEGG B: BEREGNINGER OG DESIGN I HTRI.....	73
VEDLEGG C: KOSTNADER	93
VEDLEGG D: KORRESPONDANSE	96
VEDLEGG E: KOSTNADSPROGRAM	98
VEDLEGG F: EFFEKTFORBRUK.....	101
VEDLEGG G: GANTT DIAGRAM.....	103

Figurliste

Figur 2-1: Oppbygging av offshore gassprosesseringsanlegg.....	3
Figur 2-2: Oversikt over norsk sokkel, Norges Petroleums Direktorat (NPD)	4
Figur 3-1: Skisse over Ormen Lange feltet	5
Figur 3-2: Sjøvannsløsning Ormen Lange	6
Figur 3-3: Kjølemediumkrets for Ormen Lange.....	7
Figur 4-1: Trollfeltet og Kollsnes.....	13
Figur 4-2: Systemskisse over Kollsnes kjølesystem	14
Figur 4-3: Systemtegning av luftkjølerenhet på Kollsnes	15
Figur 5-1: Oppbygging il platevarmeveksler med pakninger, Alfa Laval.	18
Figur 5-2: Strømningsmodell av en rørsatsvarmeveksler.....	19
Figur 5-3: Kunstig ventilasjon	20
Figur 5-4: Sugeventilasjon	20
Figur 5-5: Temperaturprofil for parallell strømning (t.v.) og motstrømning (t.h.).....	21
Figur 5-6: Skisse av oppbyggingen til luftkjølerenhet	25
Figur 5-7: HTRI 3D skisse av luftvekslerenhet Ormen Lange.....	26
Figur 5-8: HTRI plan design av Nyhamna luftkjøler	26
Figur 5-9:HTRI tverrsnitt av luftkjøler Ormen Lange	27
Figur 5-10: 3 dimensjonal tegning av høytrykk kjøler til Ormen Lange i HTRI.	28
Figur 5-11: Tverrsnitt av rørsatsvarmeveksler HTRI design	28
Figur 5-12: 2 dimensjonal tegning av rørsatsvarmeveksler til Ormen Lange i HTRI.	29
Figur 5-13: Lavtrykk varmeveksler HTRI design for Ormen Lange.	30
Figur 5-14: 3D HTRI design av Kollsnes luftkjøler	31
Figur 5-15: HTRI planløsning av luftkjøler til Kollsnes	32
Figur 5-16: HTRI tverrsnitt over Kollsnes luftkjøler	32
Figur 5-17: 3D HTRI design av Kollsnes rørsatsvarmevekslere.....	33
Figur 5-18: Tverrsnitt av rørsatsvarmeveksler HTRI design	34
Figur 5-19: HTRI tverrsnitt av Kollsnes rørsatskjøler	34
Figur 5-20: HTRI design av Kollsnes lavtrykkkjølere	35
Figur 5-21: Pumpekaraktistikk for sentrifugal- og fortrenningspumper.....	37
Figur 5-22: Kontrollvolum presentasjon av pumpe.....	38
Figur 5-23: Tverrsnitt av sentrifugalpumpe med løpehjul og tilhørende hastighetsvektorer	39
Figur 5-24: Forhold mellom energiforandringen og volumstrømmen ved utløpsvinkler på skovlen ...	41
Figur 5-25: Påvirkning ved å øke rotasjonshastigheten basert på ligning 5.2.10.....	42
Figur 5-26: Systemskisse over to hoved pumpesystemer	43
Figur 5-27: Pumpekaraktistikk med tilhørende NPSE	44
Figur 5-28: Hastighetsprofil i rør	45
Figur 5-29: Temperaturprofil i rør	47
Figur 5-30: Temperaturprofil i rør	47
Figur 5-31: Forhold mellom middeltemperatur og veggtemperatur ved konstant varmefluks	48
Figur 5-32: Forhold mellom konstant veggtemperatur og middeltemperatur til fluidet	50
Figur 5-33: Sjøvannsfilter, Brackett	51

Figur 5-34: Strømningsmønster, Brackett	51
Figur 5-35: Lukket ekspansjonstank ved kald fluidstrømning	53
Figur 5-36: Lukket ekspansjonstank ved oppvarmet fluidstrømning.....	53
Figur 6-1: Kostnad Nyhamna versus Kollsnes kjølesystem	55
Figur 6-2: Prosent utstyrskostnader av total kostnad til sjøvannsystemet.....	56
Figur 6-3: Simulert kostnadsestimat av sjøvannskjølte og luftkjølte system ved ulike kjølebehov.....	59
Figur 6-4: Sammenligning av utstyrskostnad for kjølesystemer Ormen Lange.....	60
Figur 6-5: Sammenligning av utstyrskostnader for kjølesystemene på Kollsnes	60
Figur 6-6: Estimert kostnadsbilde av sjøsystem Kollsnes	62
Figur 6-7: Effektbehov på Nyhamna.....	63
Figur 6-8: Effektforbruk bare knyttet til eksportkjølerbehovet	63
Figur 6-9: Effektbehov på Kollsnes	64
Figur 6-10: Effektbehov med hensyn til produsert kjøling til eksportkjølerne	64
Figur 6-11: Estimert utstyrs effektforbruk på Nyhamna og Kollsnes	65

Tabelloversikt

Tabell 2-1: Gasskomposisjon gjennom prosesseringen	4
Tabell 3-1: Operasjonsområde til sjøvannskjølere Ormen Lange	7
Tabell 3-2: Operasjonsområde til eksportkompressorkjølere til Ormen Lange	8
Tabell 3-3: Data for sjøvannspumper	8
Tabell 3-4: Data for kjølekretspumper	9
Tabell 3-5: Data for sjøvann innløpsfilter	9
Tabell 3-6: Data for kjølekretsfilter	10
Tabell 3-7: Rør lengder og rørtykkelse til sjøvann kjølekrets	10
Tabell 3-8: Rør lengder og rørtykkelse til kjølemedium kretsen	11
Tabell 4-1: Operasjonsområde for luftkjølerenhet Kollsnes ved minimum kjølebehov	15
Tabell 4-2: Operasjonsområde for luftkjølerenhet Kollsnes ved maksimalt kjølebehov	15
Tabell 5-1: Design temperaturer for Nyhamna	25
Tabell 5-2: Design temperaturer for Kollsnes	31
Tabell 6-1: Beregning av antall vekslere i kostnadsprogram.....	57
Tabell 6-2: Beregning av antall pumper i kostnadsprogram	57
Tabell 6-3: Beregning av antall filter i kostnadsprogram	58
Tabell 6-4: Beregning av størrelsen på ekspansjonstanken i beregningsprogram	58
Tabell 6-5: Beregning av rørdiameter til sjøvann og kjølekrets systemet.....	58
Tabell 6-6: Kalkulert utstyrsbehov for sjøvanns system Kollsnes	61

Symbolliste

Bokstavsymboler:

Q	Varmeoverføring, W; Volumstrømning, m ³ /h
A	Areal, m ²
A_c	Tverrsnittareal, m ²
C	Varmekapasitet, mc _p , W/K
C^*	Varmekapasitet koeffisient; C _{min} /C _{max}
c_p	Spesifikk varme ved konstant trykk
m	Massestrømning, kg/s
U	Total varmeoverføringskoeffisient, W/m ² K
T	Temperatur, °C eller K
t	Temperatur, °C eller K
ΔT_{lm}	Logaritmsk gjennomsnitt temperaturforskjell, °C eller K
F	Korreksjonsfaktor for LMTD
P	Temperatur effektivitet (varmeteori)
R	Termisk resistans, m ² K/W
NTU	Antall varmeoverføringsenheter uttrykket ved C _{min} , UA/ C _{min}
P	Trykk, N/m ² ; Effekt, J/s eller W
P_a	Atmosfæriske lufttrykket, N/m ²
V	Absolutt hastighet, m/s; Volum, m ³
W	Relativ hastighet, m/s
g	Gravitasjon akselerasjonen, m/s ²
Z	Høyde over nullpunkt, m
u	Hastighet langs periferien, m/s; Strømningshastighet i horisontal lengderetning, m/s
v	Strømningshastighet vertikal lengderetning, m/s; Spesifikk volum, m ³ /kg
D	Diameter, m
H_E	Energi høyde (Head), m eller J/N
gH	Spesifikk energi, J/kg
b	Høyde på passasje, m
h	Spesifikk entalpi, J/kg
k_s	Dimensjonløs spesifikk hastighet
$NPSE$	Kavitasjonsegenskaper "Net Positive Suction Energy", KJ/kg
x	Koordinat; lengde, m
y	Koordinat
r	Radius, m
q''	Varmefluks, W/m ²
Re	Reynolds tallet
Nu	Nusselt tallet
C_f	Friksjonskoeffisient
k	Termisk konduktivitet, W/mK eller J/smK

Greske bokstavsymboler:

Δ	Differanse
ϵ	Effektivitet

μ	Dynamisk viskositet, kg/ms
ρ	Tetthet, kg/m ³
ϕ	Funksjon av
ω	Angulær hastighet, rad/s
α	Vinkel fra absolutt hastighet, °; Termisk diffusivitet, m ² /s
β	Vinkel fra relativ hastighet, °
η	Effektivitet
τ	Skjæringsspenning, N/m ² eller kg/ms ²
θ	Dimensjonløs fluidtemperatur i rør

Indeks:

<i>c</i>	Kaldt fluid
<i>h</i>	Varmt fluid
<i>m</i>	Gjennomsnitt
<i>max</i>	Maksimal
<i>min</i>	Minimal
<i>v</i>	Damp
<i>A</i>	Tilgjengelig
<i>R</i>	Nødvendig
<i>o</i>	Yttre
<i>W</i>	Vann

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Tradisjonelt har gassprosessering blitt utført direkte på plattformene i Nordsjøen. Grunnet ny teknologi og spesielt utformingen av Ormen Lange prosjektet har dette forflyttet seg til landbaserte prosessanlegg. Dette hovedsaklig av økonomiske grunner men også av sikkerhetsmessige årsaker. En viktig del av prosesseringen er nedkjøling, og hvordan dette systemet er bygget opp. Offshore industrien er nøye pålagt krav fra NORSOK, og sjøvannkjøling er eneste løsning. For onshore anlegg ligger andre krav til grunn og andre kjøleløsninger kan være like attraktive. I dag velges forskjellige kjøleløsninger på de gassprosesseringsanleggene som bygges i Norge, til tross for sine ellers like utforminger.

Gassprosesseringsanleggene Ormen Lange og Kollsnes er to relativt like anlegg, som begge produserer salgsgass for eksport til kontinentet. Til tross for sine likheter har de valgt to vidt forskjellige kjølesystemer. Kollsnes har valgt en luftkjøleløsning med dumping av overskuddsvarme. Seks sett luftkjølere dekker det totale kjølebehovet på 184 MW. Ormen Lange har på sin side valgt et sjøvannkjølesystem for sitt anlegg. Det totale kjølebehovet på Ormen Lange er per i dag på 104 MW, men kommer til å øke i framtiden.

I dag finnes det ingen mal for når en type kjøleløsning på slike anlegg er å foretrekke framfor den andre. Ettersom denne typen for prosessering begynner å bli mer normal og flere fremtidige anlegg utformes, vil det kreve bedre forståelse og kunnskap innen dette området.

1.2 Begrensninger

Begrensningene for oppgaven er sammenligningen av kjølesystemet på Kollsnes og Ormen Lange. Andre løsninger for valg av samme type kjølersystem eksisterer og dette må tas i betraktning når denne rapporten studeres. I sammenligningen av de to ulike kjølesystemene er det lagt til grunn pumper, filter, tank, bassengkonstruksjon og varmevekslere på Ormen Lange, sammenlignet med luftkjølere på Kollsnes.

I kostnadsvurderingen er det beregnet pris estimat på utstyret, mens andre utgifter er neglisjert. Grunnen til at andre utgifter som bl.a. installasjonskostnader ikke er med i kostnadsvurderingen er at disse kostnader avhenger i større grad av lokasjonen til anlegget. Sikkerhetssystem og ekstra utstyr er ikke tatt med i kostnad vurderingen.

1.3 Oppsett

Denne rapporten er delt inn i ulike seksjoner

Kapittel 2, 3 og 4 er informativ presentasjon av prosesseringsanlegg generelt samt anleggene på Nyhamna og Kollsnes. Anleggene beskrives ut fra pålagte kravspesifikasjoner gitt i forkant av utbygningen, og videre beskrivelse av kjøleutstyret installert på stedet. Her presenteres størrelse, ytelse og effektforbruket til de ulike kjølekomponentene i prosessanleggene på Nyhamna og Kollsnes.

Kapittel 5 gjennomgår beregningsteorien til de ulike utstyrkomponentene i kjølesystemene. Teori bakgrunn for dimensjonering og design av de ulike komponentene presenteres her. Det vil videre gjennomføres en termisk hydraulisk design i HTRI av varmevekslere på Nyhamna og Kollsnes for hhv luftkjøling og sjøvannkjøling.

I kapittel 6 gjennomføres en økonomisk analyse av de to ulike kjølesystemene. Vil her gi en total estimert utstyr kostnadsvurdering av de to ulike kjølesystemene. Et beregningsprogram er laget for å beregne utstyrkostnad for sjøvannskjølt og luftkjølt prosessanlegg ved ulike kjølebehov. Effektforbruk, levetid og sikkerhet for systemene diskuteres i samsvar med overnevnte utstyrs kostnader.

Kapittel 7 diskuterer resultater oppnådd fra kostnadsanalysen og forslag til videre arbeid.

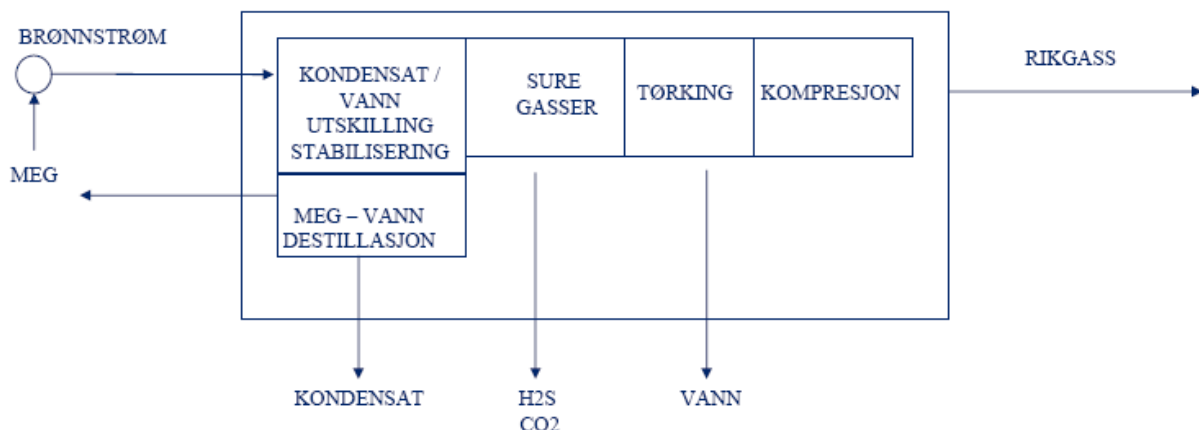
2 Innføring i gassanlegg

Hovedhensikten med gassanleggene er å prosessere gassen til den stemmer overens med spesifikasjonene til salgsgass før den sendes videre. Tradisjonelt prosesseres gassen offshore til rikgass spesifikasjoner før den transporteres videre til landbasert prosesseringsanlegg for videre prosessering og separert til flere gassprodukter. Typiske produkter er salgsgass som transporteres med rørnett til kunder i Europa og forskjellige væskeprodukter.

I hvilken grad gassen prosesseres offshore avhenger av hvordan transportsystem er bygget opp, som igjen avhenger av avstand til land og allerede eksisterende infrastruktur (Fredheim, 2007).

Utviklingen i senere tid har gått fra fast installerte plattformer til flytende plattformer og undersjøiske installasjoner direkte koblet til landbasert anlegg. Snøhvit i Hammerfest og Ormen Lange feltet er to eksempler på dette. På Ormen Lange er det et 30 km langt multifase rørtrasse fra undersjøiske brønner inn til land hvor gassen blir prosessert.

Selve gassprosesseringen kan i enkle trekk vises gjennom et typisk offshoreanlegg vist i figuren under. Brønnstrømmen består av multifasestrøm med vann, gass og kondensater. MEG (mono etylen glykol) sprøytes inn for å unngå dannelse av hydrater. I den første blokken separeres og stabiliserer gassen slik at riktig spesifikasjoner for rikgassen oppnås. Neste blokk representerer utskilling av vann og fjerning av MEG som sendes tilbake i brønnen. Deretter fjernes de sure gassene (H_2S og CO_2) etterfulgt av tørking av gassen. Tilslutt komprimeres gassen og avkjøles før den sendes som rikgass.



Figur 2-1: Oppbygging av offshore gassprosesseringsanlegg

For et landanlegg vil selve prosessen være mer omfattende og gi flere sluttprodukter som etan, butan propan osv. Hovedprinsippene er uansett de samme og vil her ikke gå nærmere inn på oppbyggingen av ulike typer anlegg.

Typisk sammensetning av multifasestrømmen fra havbunnen til den ferdigprosesserte gassen er vist i tabell 2-1. Som tallene viser fjernes først vannet, og metaninnholdet øker. Deretter fjernes C_5+ komponentene. Etan, Propan, Butan og n- Butan ekstraheres og selges som produkter. Sluttproduktet består så av over 90 % Metan. Tallverdiene er basert på prosesseringskjeden fra Åsgård- B plattformen til Kårstø gassprosesseringsanlegg.

Tabell 2-1: Gasskomposisjon gjennom prosesseringen

Komponent	Kjemisk Uttrykk	Brønnstrøm	Rik gass	Salgs gass
Vann	H ₂ O	3.00		
Nitrogen	N ₂	0.50	0.58	0.54
Karbondioksid	CO ₂	3.00	3.71	1.89
Metan	CH ₄	75.00	79.55	91.37
Etan	C ₂ H ₆	7.50	9.43	5.52
Propan	C ₃ H ₈	4.00	4.49	0.6
Butan	I-C ₄ H ₁₀	0.60	0.59	0.03
n- Butan	N-C ₄ H ₁₀	1.00	1.07	0.04
Pentan	I-C ₅ H ₁₂	0.30	0.23	0.01
n- Pentan	N-C ₅ H ₁₂	0.30	0.22	
Hexane+	C ₆ +	4.80	0.13	

Gass- sektoren utgjør en stadig økende del av petroleumsindustrien og blitt en viktig inntekt for den norske stat. Norsk gass har også blitt en viktig energi leveranse til landene i vest Europa.

Sammenlignet med den elektriske produksjonen var gass eksporten til Europa syv ganger så stor. Ca 15 prosent av det totale gassforbruket i Europa dekkes av gass eksporten fra Norge (Oljedirektoratet, 2007). Hovedeksporten går imidlertid til Frankrike og Tyskland.

Transportsystemet for Norsk gass, rørledninger og terminaler, eies av Gassled. Eierskapet omfatter alle rikgass og tørrgassfasiliteter som er i bruk i dag eller som skal brukes i fremtiden. Alle nye rørledninger og andre transportfasiliteter blir automatisk lagt under Gassled når det ferdigstilles klar til bruk.

Gassled er et partnerskap mellom 12 aktører hvor Petoro AS står oppført som største eier etterfulgt av StatoilHydro. Et partnerskap har som hensikt å opprettholde en mest mulig effektiv drift av systemet uavhengig av subjektive meninger til de ulike selskapene.

Gassco AS er driftselskapet til Gassled som eies av den Norske stat.

Figur 2-2 viser her en total oversikt over eksisterende prosessanlegg og rørsystemer på norsk sokkel i midt Norge, samt fremtidige planlagte rørsystemer. Ser her hvordan gasse fraktes for eksempel Frankrike gjennom Franpipe, og til Belgia gjennom Zeepipe I.



Figur 2-2: Oversikt over norsk sokkel, Norges Petroleums Direktorat (NPD)

3 Ormen lange

Ormen Lange er Norges nest største gassfelt funnet på norsk sokkel (Hydro, 2008), og Norges største industriprosjekt noensinne. Feltet befinner seg 120 km nordøst for Kristiansund og strekker seg 8 km langt og 4 km bredt.

3.1 Bakgrunn

Geologer hadde allerede på åttitallet begynt å kartlegge feltet og i 1997 ble oppdagelsen et faktum da borreriggen Ocean Alliance kunne bekrefte enorme gasslommer. Til å begynne med ble størrelsen på Ormen Lange feltet estimert til 365 Sm^3 , men har i senere tid vist seg å være godt over 400 Sm^3 (Hydro, 2008). Utbyggingen av Ormen Lange har på mange måter vært banebrytende og bidratt til et stort skritt videre i petroleumsbransjen. Feltet befinner seg på ca 850 meters dyp og er under verdens største undersjøiske ras også kalt Storeggaraset, med en fjellvegg på ca 500 meter. I tillegg er det kraftige strømninger som følge av golfstrømmen, og det er ca -1°C temperatur ved havbunnen. Nye løsninger måtte dermed benyttes. Tradisjonelle bunnfaste plattformer som opererte i Nordsjøen på 150 meters dyp kunne ikke benyttes. Men fant en ny løsning med fjernstyrte plattformer, også kalt brønnerammer, som skulle monteres direkte på havbunnen. Herfra bestemte de at gassen skulle sendes i rørtrassèer inn til et landbasert gassanlegg på Nyhamna i Aukra. Pga Storeggaraset ulendte terreng kunne de ikke legge rørene direkte oppå bunnen ettersom det ville føre til at bare 4 % av rørledningen ville være i kontakt med havbunnen mens resten ville være i spenn. Løsningen på problemet var utviklingen av Spider vognene, som er undersjøiske "gravemaskiner" for å lage en 30 km lang rørtrassè inn til Nyhamna gassprosesseringsanlegg.

Tidligere ble gassen prosessert direkte på plattformen, mens for Ormen Lange feltet konkluderte de med at et landanlegg ville være en bedre løsning med hensyn til økonomi og sikkerhet. Økonomiske fordeler var lave driftkostnader og vedlikeholdskostnader.

Prosesseringsanlegget var Norges største byggeplass med 11000 arbeidende, og ble stilt ferdig etter 3 år. Idet gassen kommer i land tar det ca 12 minutter før gassen er ferdig prosessert og sendes ut igjen til Easington i Storbritannia gjennom en 1200 km lang gassledning (Bull-Hansen, 2005). Denne rørforbindelsen er bedre kjent som Langeled og ble ferdigstilt i 2006 med en kostnad på 300 milliarder under budsjett. Ormen Lange ble ferdig innen tidsfristen og holdt budsjettet på 55 milliarder kroner, noe som anses å bli tilbakebetalt innen to år med dagens gasspriser.

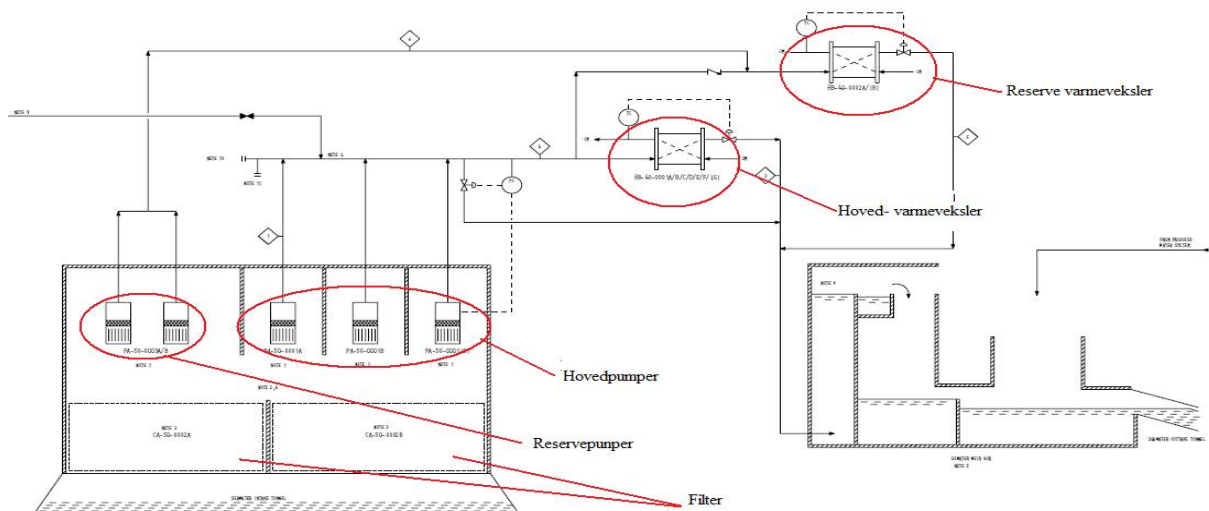
Ormen Lange er således et pionerprosjekt som har markert Norges kompetanse til å utvinne olje og gass under ekstreme forhold. Det er også en av hovedgrunnene til at StatoilHydro fikk kontrakten for utbygging av Sjtokman feltet i Sibir.



Figur 3-1: Skisse over Ormen Lange feltet

3.2 Kjølesystem

Kjølesystemet til Ormen Lange er basert på et sjøvannsbasert system med gitt design for operasjonsområde. Sjøvannet varmeveksles med en intern fluidkrets i systemet bestående av ferskvann som igjen benyttes til kjøling etter kompressorene, før eksport i Langeded til Easington. Sjøvannet pumpes fra et basseng på under 80 meter dyp. To filter er montert til inngangen av bassenget for å hindre partikler over 2 mm vil komme inn i pumpesystemet. Sjøvannspumpesystemet består av tre parallelle hovedpumper med 50 % ytelse, hvorav en av pumpene er utstyrt med VSD (variabel speed drive) kontroll.

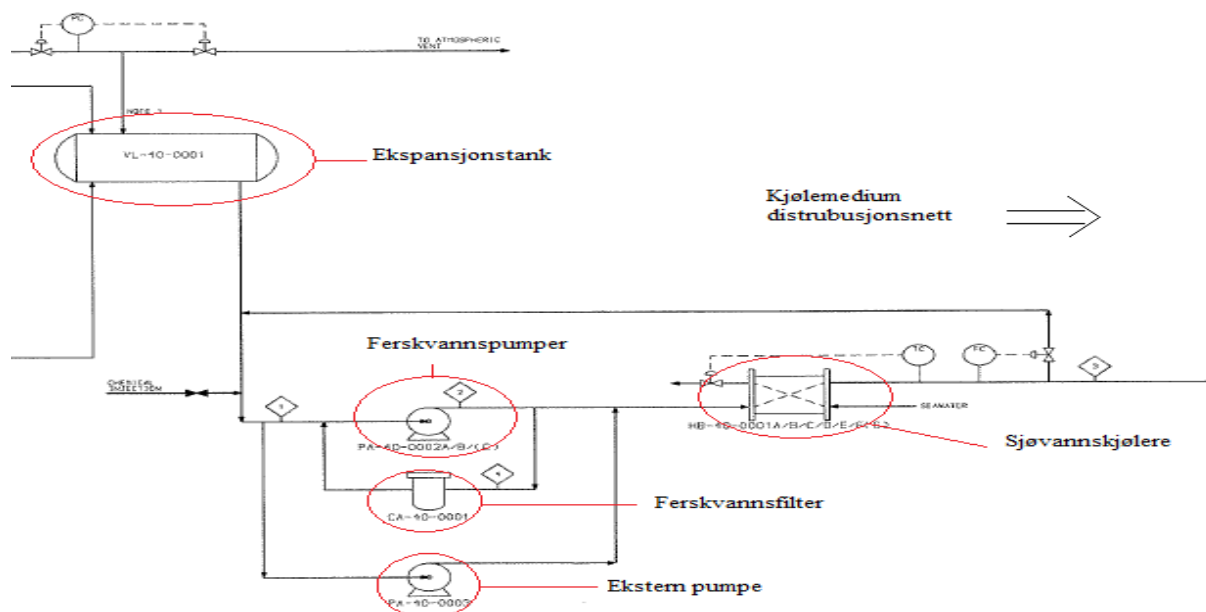


Figur 3-2: Sjøvannsløsning Ormen Lange

Det kalde sjøvannet varmeveksles med hovedkretsen gjennom 6 lavtrykks varmevekslere, mens en varmeveksler står i reserve (se figur 3-2). Alle varmevekslere i hovedkretsen er designet ut fra like kravspesifikasjoner, og det samme gjelder for varmevekslere i reservesystemet.

Som sikkerhet for eventuell svikt i hovedsystemet, er det installert et reserve system. To pumper er koblet til en nød- generator og pumper gjennom reserve kjølesystemet (se figur3-2). Disse vil operere på full effekt og har krav på $715 \text{ m}^3/\text{h}$ ut av pumpehodene. Reservesystemet består videre av to varmevekslere hvorav en skal kunne dekke kjølekravet og den andre i reserve.

Statens forurensningstilsyn (SFT) krever at vanntemperaturen ikke øker mer enn $1 \text{ }^\circ\text{C}$ i vannet 100 m radius fra utløpet. Design temperaturen for sjøvannet ved Aukra er på $13,5 \text{ }^\circ\text{C}$, og som ved maksimal effekt av kraftverket gir en utløpstemperatur på $28,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Ved eventuell nede tid av systemet kan utløpstemperaturen overstige dette, men da vil også massestrømmen minke og ikke overstige kravet fra SFT. Sjøvannutløpet er et stort tårn på ca 10- 12 m, der vannet fylles opp til høyden og vannet faller som en foss til et basseng lengre ned som igjen fylles og renner til et lavere basseng før det renner ut i havet (se figur 3-2). Prinsippet med dette systemet er å fjerne luftlommer i sjøvannet for å unngå mottrykk.



Figur 3-3: Kjølemediumkrets for Ormen Lange

Kjølemedium kretsen på Ormen Lange består av tre pumper som driver ferskvannet i en krets mellom sjøvannsvekslerne og kjølere i prosessen. Hovedkomponentene foruten pumpene er en ekspansjonstank, filter og en ekstern pumpe for å unngå at kjølemediet fryser til is (se figur 3-3).

Nyhamna er designet for å kunne prosessere 70 mill m³ gass hver dag, og det stiller høye krav til utstyret. Under vil kravspesifikasjonene til de ulike hoveddelene i Nyhamna kjølesystem defineres.

3.2.1 Varvekslere

Varvekslerne er designet ut fra maksimal driftsområde dvs. ved maksimal sjøvannstemperatur og maksimal temperatur på varmemedium i prosessen. Varvekslerne har som krav å kunne tåle strømming på 2 200 000 kg/h (Hydro, LP shell tube heat exchangers, 2003). Samtidig skal den kunne tåle 210 % av design temperaturen til det varme fluidet. Det varme fluidet er i dette tilfellet ferskvann. Kjølerne er delt i to grupper, lavtrykkskjølere som benyttes til veksling mellom sjøvann og ferskvannkretsen (se figur 3-2), og høytrykkskjølere som kjøler gassen før eksport.

3.2.1.1 Lavtrykkskjølere

Lavtrykkskjølerne på Ormen Lange er av typen platevarvekslere. Det er installert sju platevarvekslere til å dekke kjølebehovet til ferskvannskretsen hvorav den ene er i standby. Ytterligere to platevarvekslere er installert for reserve kjølesløyfen. Materialet til platene er av titan pga sjøvannet. Kravspesifikasjonen til lavtrykkskjølerne på Nyhamna er presentert her i tabell 3-1.

Tabell 3-1: Operasjonsområde til sjøvannskjølere Ormen Lange

Varve utvekslet (per enhet)		38000 kW		
Medium	Ferskvann		Sjøvann	
	Inntak	Uttak	Inntak	Uttak
Strømming [kg/h]	1 305 967	1 305 967	2 171 428	2 171 428
Temperatur [°C]	45	20	13.5	28.5
Trykk [bar]	17	16	6	5

3.2.1.2 Høytrykkskjølere

Høytrykkskjølerne på Nyhamna prosessanlegg er av typen rørsatsvarmeveksler. Det er tre rørsatsvarmevekslere installert for å dekke det totale kjølebehovet på 103 MW. Ved normale driftsforhold kjøles gassen fra 93,8 °C til 40 °C, med en strømningshastighet på 714 256 kg/h gjennom hver kjøler. Kjølemediet har en massestrøm på 987 502 kg/h gjennom hver enhet og har som krav at det skal være på minst 50 °C. Dette for at overskuddsvarmen skal brukes videre i prosessen. Tallene er vist her i tabell 3-2.

Tabell 3-2: Operasjonsområde til eksportkompressorkjølere til Ormen Lange

Varme utvekslet (per enhet)		34 398kW		
Medium	Naturgass		Ferskvann	
	Inntak	Uttak	Inntak	Uttak
Strømning [kg/h]	714 256	714 256	987 502	987 502
Temperatur [°C]	93.79	40	20	50
Trykk [bar]	234	233	6	5

3.2.2 Pumper

Pumper til Ormen Lange kjølesystem deles inn i to seksjoner i likhet med varmevekslerne, sjøvannspumper og kjølekretspumper. Det er ytterligere pompeinstallasjoner knyttet til bassenget, som brannpumper og lignende, men anser dette som eksterne installasjoner ikke knyttet til kjølesystemet.

3.2.2.1 Sjøvannspumper

Det er tre sentrifugale sjøvannspumper knyttet til sjøvannsbassenget, hvorav den ene har VSD kontroll. Ved normal operasjon er to pumper i drift og en i reserve. Reserven kobles bare inn ved tilfeller der en av de andre pumpene ikke fungerer, og vil da gå med konstant turtall. Variabelt turtall for reservepumpen benyttes bare i tilfeller der begge hovedpumper er nede. I tillegg er det installert to sentrifugale sjøvannspumper til reserve kjølesystemet (se figur 3-2). Ved normal drift er ytelsen til pumpene på 50 % av maksimal effekt.

Sjøvannspumpene er installert i parallell med to trinn som igjen krever to motorer. Effektiviteten til pumpene under normal driftstand er 83,4 % og krever 2016 kW effekt. Grunnen til to trinn er et fremtidig krav om at pumpene skal levere 1,5 av normal drift.

Tabell 3-3: Data for sjøvannspumper

Sjøvannspumper	Enhet	
Design trykk	barg	FV/17
Design temperatur	°C	-14/50
Volumstrøm	m ³ /h	7210 normal, 10815 fremtidig
Effekt motor	kW	2400
NPSHA/R	M	17/13.2
Differansetrykk	barg	8.8
Utløpstrykk	barg	7.0 ved elevasjon 92.000

3.2.2.2 Kjølekretspumper

For å drive ferskvann kjølekretsen er det installert tre sentrifugalpumper til å dekke kjølebehovet, hvorav den ene er i reserve. Disse pumpene er installert i parallell og har ett trinn som krever i alt tre motorer. Diameteren på drivhjulet er på 644 mm som har en designhastighet på 1490 rpm. Ved normal drift krever pumpene 1970 kW hver, mens ved maksimal drift vil pumpemotoren kreve 2300 kW. Den maksimale volumstrømningen gjennom pumpen er 5500 m³/h og pumpevirkningsgraden ved design strømning er på 85 %. Den spesifikke hastigheten er 261. Materialet til pumpen er av karbonstål med rustfritt stål på innsiden. Data til kjølekretspumpene er presentert i tabell 3-5 og vedlegg X.

Tabell 3-4: Data for kjølekretspumper

Kjølekretspumper	Enhet	
Design trykk	barg	FV/
Design temperatur	°C	-14/50
Volumstrøm	m ³ /h	3980
Effekt motor	kW	2520
NPSHA/R	M	
Differansetrykk	barg	14
Utløpstrykk	barg	18

3.2.3 Filter

Hovedfiltrere på Nyhamna er sjøvannsfileret og ferskvannsfileret. Sjøvannsfileret er forbundet med sjøinntaket til sjøvannspumpene og ferskvannsfileret er knyttet til kjølemedium distribusjonssystem.

3.2.3.1 Sjøvannsfiler

Sjøvannsfileret har som hovedhensikt å hindre gjenstander på vei til sjøvannspumpene. Vannet som hentes fra 80m dyp anses for å være relativt rent og ikke fare for algevekst. Det vil imidlertid kunne komme uønsket avfall inn i pumpebassenget. Sjøvannsfileret består ytterst av et grovfilter som fjerner større gjenstander (fisk, avfall o.l.), og deretter et stort filter som fjerner partikler over 2mm. Dette filteret er levert av Brackett og er av typen Brackett travelling band screen.

Som navnet antyder er filteret bevegelig. To ganger om dagen beveger filteret seg rundt en drivakse for rensing. Motoren til å drive filteret er på ca 12 kW. Nærmere beskrivelse av oppbygging av dette filteret er i kap 5.4.

Tabell 3-5: Data for sjøvann innløpsfilter

Sjøvann innløpsfilter	Enhet	
Dimensjon LxHxW	mm	2800x3329x1710
Designtrykk	barg	NA
Designtemperatur	°C	-14/50
Kapasitet	m ³ /h	32445
Filtreringsgrad	mm	2

3.2.3.2 Kjølekretsfilter

Kjølekretsfilteret er designet for strømnings på 780 m³/h. Under drift strømmer ferskvannet gjennom toppen av filteret hvor det strømmer gjennom 7 filterkurver med 80 µm filtreringsgrad hver. Materialet til filterkurvene er av AISI 316 og selve filter beholderen er av karbon stål. Det er installert sensorer for å måle differansetrykket over filteret i tilfelle det tettes. Filteret renses manuelt.

Tabell 3-6: Data for kjølekretsfilter

Kjølekretsfilter	Enhet	
Dimensjon LxWxH	mm	1450x1200x2620
Designtrykk	barg	FV/21
Designtemperatur	°C	-14/95
Kapasitet	m ³ /h	780
Filtreringsgrad	µm	80

3.2.4 Rørnett

Rørnett er et komplekst og bredt tema. I disse betraktningene er det tatt hensyn for hoveddistribusjon til rørene for hhv sjøvannskretsen og kjølemediumkretsen. Mindre lengder som kobles fra hovedrør til varmevekslere og pumper er ikke tatt med i betraktningene. Rør lengder opplyst i teksten er basert på prosjekterte tallverdier fra Ormen Lange (se vedlegg C), således ikke nødvendigvis reelle lengder for Nyhamna prosessanlegg. I kjølemedium rør kretsen er det også gjort forenklinger med rørlengde fra eksportkjølere tilbake til ekspansjonstanken.

3.2.4.1 Rørsystem sjøvann

Sjøvann rørsystemet på Ormen Lange går i hovedsak fra sjøvannspumpene, til sjøvannsvarmevekslerne (pHe) og til utløpet (se figur 3-2). Hovedrørets materiale er glassfiber rør, GRE (FuturePipe, 2008) i henhold til ISO-14692, og er satt sammen i tre forskjellige tykkelser fra sjøinntaket til utslipp. Pumpene er alle tilkoblet 800 mm tykke rør som er koblet til sjøvannsdistribusjonsrøret på 1400 mm og som strekker seg med en lengde på 177 m. Sjøvannet strømmer videre til et 1100 mm tykt rør som er hovedledningen til sjøvannsvarmevekslerne med en total lengde på 231 m. Dette igjen går over til et 900 mm tykt rør med total lengde på 186 m. Det oppvarmede sjøvannet fraktes 77 m i en 900 mm rørløsning til hovedutslippsrøret som er 106 m langt og 1100 mm diameter. Oversikt over rørlengder og tykkelser til sjøvannssystemet er vist her i tabell 3-9.

Tabell 3-7: Rør lengder og rørtykkelse til sjøvann kjølekrets

Rør type	Glassfiber 20 bar	
	Enhet	Lengde
800	mm	120 m
900	mm	263 m
1100	mm	337 m
1400	mm	177 m

3.2.4.2 Rørsystem kjølekrets

Kjølekrets rørsystemet går fra ekspansjonstanken, gjennom kjølekretspumpene til sjøvannskjølerne og til kjøle- distribusjonsnett. Hovedrørene i kjølekretsen er av karbonstål CC60 sveiset rør med diameter på 750mm i henhold til NORSOK M-630. Fra ekspansjonstanken til pumpene går det en 235 m rørledning som med en like lang strekning videre til sjøvannskjølerne. Det avkjølte kjølevannet går føres videre 235 m kjøledistribusjonsledningen. Det kalde kjølevannet går så over til to forgreninger med en lengde på 141 m hver, og har en diameter på 600 mm til bl.a. eksportkjølerne. Kjølevannet etter eksportkompressorene benyttes så videre i prosessen, men neglisjerer disse rørsystemene for denne oppgave og forenkler med å beregne 235 m rør lengde tilbake til ekspansjonstanken. Totale rør lengder for kjølemedium kretsen med tilhørende rørdiameter er vist her i tabell 3-10.

Tabell 3-8: Rør lengder og rørtykkelse til kjølemedium kretsen

Rør type	Karbonstål 16 bar CC60	
Dimensjon DN	Enhet	Lengde
600	mm	282 m
750	mm	940 m

4 Kollsnes

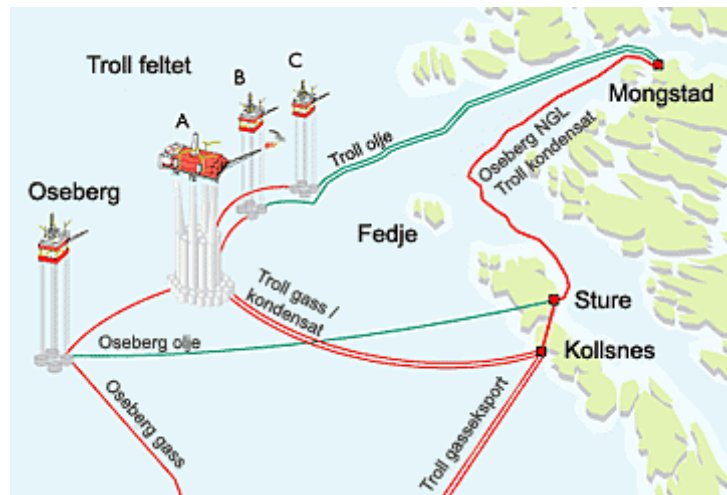
Kollsnes gassanlegg er en av Norges hjørnesteiner for gassmottak fra sokkelen og herfra sendes det videre til det europeiske markedet. Gassanlegget som befinner seg på Øygarden vest for Bergen behandler gass fra Troll feltet, Visund og Kvitebjørn. Den ferdigprosesserte gassen fra Kollsnes blir transportert gjennom fire rørsystemer til Europa. Disse er:

- Zeepipe
- Statpipe
- Europipe I
- Franpipe

4.1 Bakgrunn

Kollsnes gassanlegg er en del av Troll Gass, som tilsvarer rørforbindelsen mellom Troll feltet, Kollsnes prosessanlegg og plattformen Troll A. Anleggsarbeidet til Kollsnes startet 1991 som en del av Plan for utbygging og drift av Troll fase I og ble avsluttet i 1996 med en kapasitet på 120 Sm³/år. Siden oppstarten i 1996 har prosessanlegget på Øygarden vært gjennom flere utvidelser.

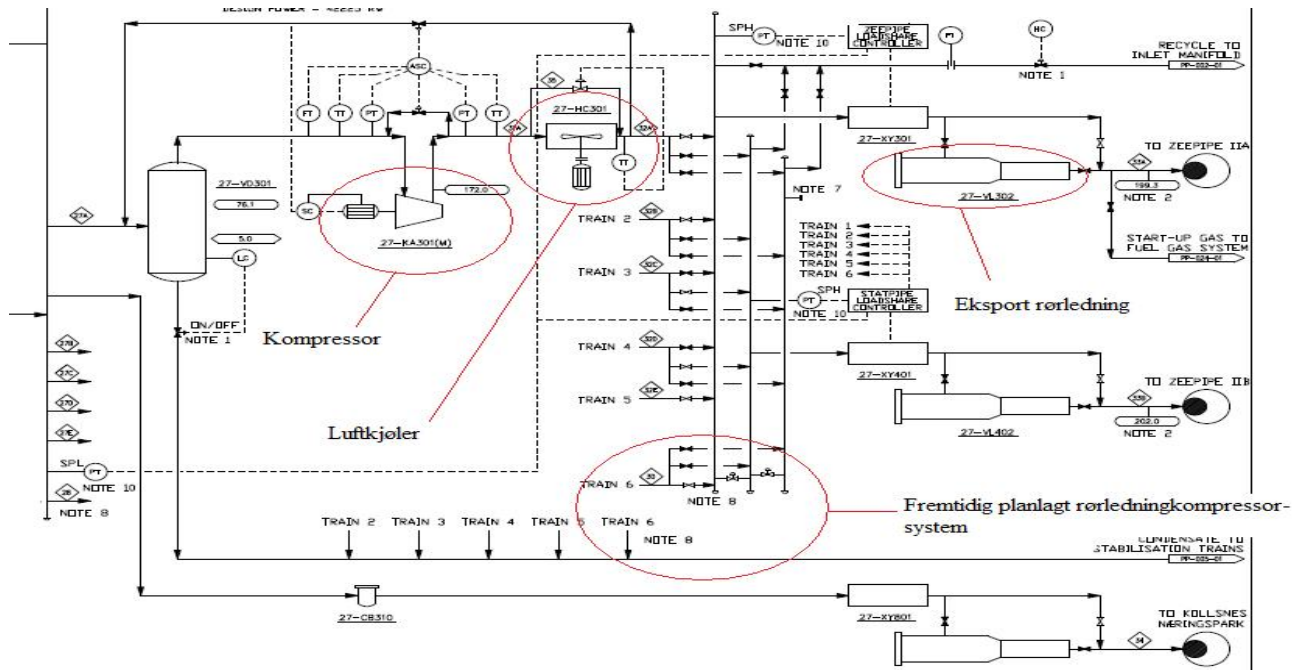
I 2004 ble det installert et anlegg for ekstraksjon av NGL (Natural Gas Liquids) fra Kvitebjørn og Visund feltet og i 2006 ble det installert en sjettede eksportkompressor for frakt av gass til kontinentet. Senere tid har det blitt gjort utvidelser av Kollsnes anlegget og det ble bestemt at det skal prosesseres gass fra Visund og Kvitebjørn. Kapasiteten til Kollsnes er i dag på ca 143 MSm³ gass og 69 000 fat med kondensat per dag. Riggassen blir som nevnt tidligere levert av Troll, Kvitebjørn og Visund, der den blir skilt mellom gass og kondensat, tørket og komprimert, før den sendes videre til Europa i eksportrørledningene Zeepipe IIA og IIB. Kollsnes prosessanlegg har utvidet produksjonskapasiteten flere ganger og oppgraderinger for økt produksjon fra Trollfeltet vurderes i disse dager, ettersom kapasiteten på anlegget i dag er fullt utnyttet.



Figur 4-1: Trollfeltet og Kollsnes

4.2 Kjølesystem

Etter oppgraderingen av anlegget i 2006 er det i dag seks eksportkjølere på Kollsnes. Eksportkjøleren er av type luftkjøler, hvor hver enhet er installert etter hver kompressor (se figur 4-2) før gassen sendes videre til kontinentet.



Figur 4-2: Systemskisse over Kollsnes kjølesystem

4.2.1 Varvevekslere

Kollsnes prosessanlegg benytter luftkjølere til å dekke kjølebehovet. Etter hver eksportkompressor er det en luftkjølerenhet til å dekke kjølebehovet. Oppbyggingen til den sjette kompressoren og Hver luftkjølerenhet består av totalt 8 vifter med en diameter på 5 m. Den totale lengden på luftkjøleren er 13,5 m og bredde på 24 m. Høyden på luftkjølerenheten er på ca 7,5 m. Luftkjølerenhetene er designet slik at vedlikeholdspersonell har lett adgang til de ulike delene. Dette er spesielt viktig for viften og viftemotoren til luftkjøleren som er de skjøre delene av utstyret.

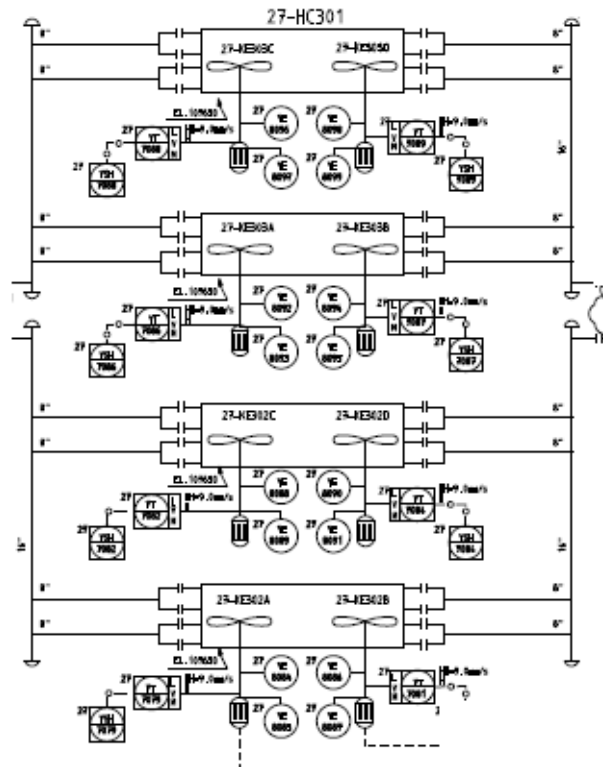
Luftkjølerenhetene er plassert i et område der luften beveger seg fritt til viftene. I tillegg er det tatt hensyn til at den varme utløpsluften ikke påvirker områder hvor personalet beveger seg.

Hver luftkjølerenhet består av fire luftkjølerseksjoner i parallell (se figur 4-3), hvor hver luftkjølerseksjon har to vifter med 4,47 m diameter. Hver vifte har 4 blader og har en maksimal hastighet på 28,5 m/s. Ved designet temperatur er effektforbruket per vifte på 12,2 kW. Hver luftkjølerseksjon har igjen to rørbunter med 234 rør hver. Rørene i luftveksleren er 13,5 m lange med 25,4mm diameter. Veggtykkelsen til rørene er 2,77 mm. Materialet til rørene er laget av karbonstål dekket med ekstruderte aluminiumsfinner. Finnene er montert med en tetthet på 394 finner per meter.

Design luft temperaturen på anlegget er 26 °C som er basert på maksimal lufttemperatur på Kollsnes over et visst antall år.

Det er også krav til støynivået på viftene til luftkjølerne. Det maksimalt tillatte støynivået er på 70 db 1 meter side av luftkjølerne.

Luftkjølerne er designet for drift ved to systemtilfeller av prosessanlegget. Tilfellet med minst kjølebehov er vist under i tabell 4-1. Massestrømmen til gassen gjennom hver luftkjøler er 538 679 kg/h, og trykket på gassen er 172 bar. Trykktapet for gassen gjennom luftkjøleren må ikke overstige 85 kPa. I tilfelle minimum kjølebehov kjøles gassen 13,2 MW per luft veksler.



Figur 4-3: Systemtegning av luftkjølerenhet på Kollsnes

Tabell 4-1: Operasjonsområde for luftkjølerenhet Kollsnes ved minimum kjølebehov

Varme utvekslet (per enhet)		13 200 kW		
Medium	Naturgass		Luft	
	Inntak	Uttak	Inntak	Uttak
Strømning [kg/h]	538 679	538 679	-	-
Temperatur [°C]	78,5	50	26*	-
Trykk [bar]	172	171,2	-	-

Ved maksimalt kjølebehov derimot er gasstemperaturen 129,9 °C og skal kjøles til 50 °C. Massestrøm og gasstrykket er likt som ved minimum kjølebehov. Ved maksimalt kjølebehov utveksles ca 36 MW per enhet. Tallverdiene er vist under i tabell 4-2.

Tabell 4-2: Operasjonsområde for luftkjølerenhet Kollsnes ved maksimalt kjølebehov

Varme utvekslet (per enhet)		36 000 kW		
Medium	Naturgass		Luft	
	Inntak	Uttak	Inntak	Uttak
Strømning [kg/h]	538 679	538 679	-	-
Temperatur [°C]	129,9	50	26*	-
Trykk [bar]	172	171,2	-	-

5 Utstyr

I vurderingen av de to ulike prosessanleggene legges det hovedvekt på seks materialer når kjøleløsningene skal sammenlignes. Ved sammenligning av de to ulike kjølesystemene må ikke bare kjølerne vurderes, men kjølesystemet i sin helhet. For sjøvannskjølt system innebærer dette rør, pumper, filtre, tanker og basseng konstruksjon, i tillegg til selve kjølerne. Vi skal gå nærmere inn på teorien bak de ulike materialene som brukes i de aktuelle kjølesystemene til Ormen Lange og Kollsnes. Estimater og tallverdier opplyst i kapittelet baseres på data- ark og utregninger i vedlegg B.

5.1 Varmeveksler

Varmeveksleren utgjør en stor del av prosessutstyret i de fleste industrianlegg, og pga de mange ulike driftsituasjonene har dette ført til utvikling av mange ulike varmevekslere. De ulike geometriene har forskjellige egenskaper og driftsområder som velges ut fra følgende parametre (Næss, 2007):

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

Utviklingen av varmeveksleren har vært stor og det er spesielt offshore- og kjernefysiske anlegg som har vært viktige bidragsyttere for denne utviklingen. F.eks. i offshore er vekt og volum viktige faktorer i valg av utstyr.

Varmevekslerens funksjon er å overføre varme fra et fluid til et annet kaldere fluid uten at fluidene blandes. Varmetransporten i veksleren overføres gjennom konveksjon, konduksjon og stråling. Bruksområdet til varmevekslere er bredt, men kan kategoriseres inn i tre hovedgrupper. De kan brukes til kjøling, oppvarming, eller bevare energi i anlegget ved å utnytte spillvarme fra ett system til å varme opp et annet. For gassanlegg er det spesielt kjøling av gassen etter kompressoren som et mest aktuelt tema. Kjølemediet kan være sjøvann, ferskvann (glykolblanding), eller luft.

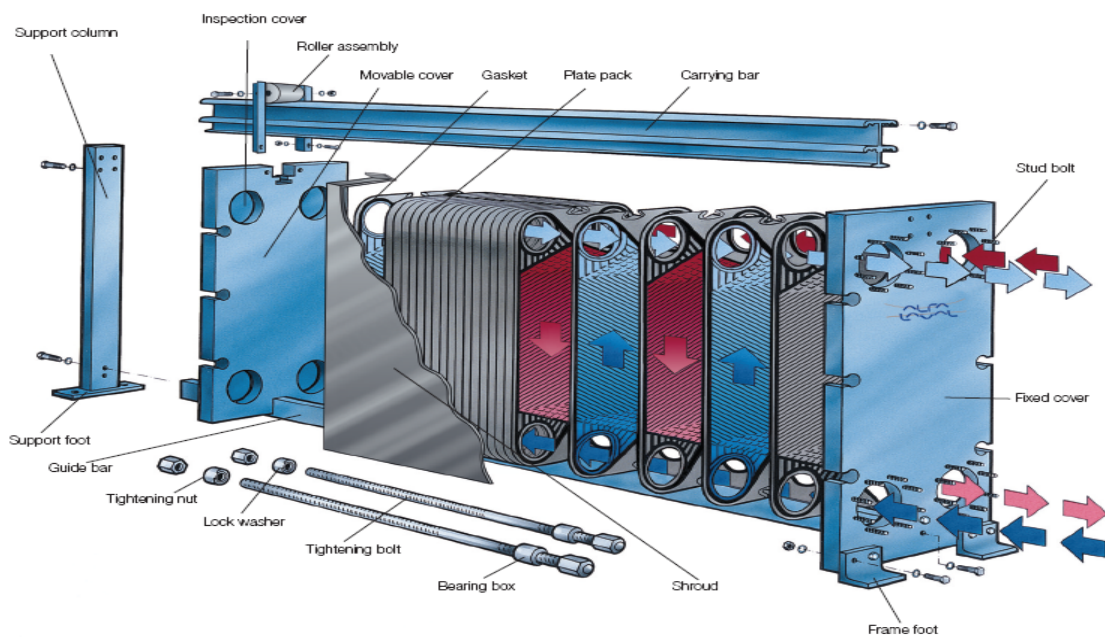
5.1.1 Varmvekslertyper

Det er som nevnt flere ulike basisgeometrier for varmevekslere, og alle har sine styrker og svakheter. Hovedgruppen består av dobbeltrør varmevekslere, rørsatsvarmevekslere, platevarmevekslere, spiralvarmevekslere, regeneratore, plate- finnevarmevekslere, lamellvarmevekslere, luftkjølte varmevekslere og varme rør. Skal videre gå nærmere inn på de aktuelle varmevekslere som vil være mest hensiktsmessige som hhv høytrykks- og lavtrykkskjøler for gassanleggene; plate varmeveksler, rørsatsvarmeveksler og luftkjølte varmeveksler.

5.1.1.1 Plate varmevekslere

Tidligere er det rørsatsvarmevekslere som er den tradisjonelle varmeveksleren og dominerer markedet, mens platevarmeveksleren har utviklet seg mest og refereres til som den "moderne" varmeveksler. Dens enkle design og høye termiske effektivitet gir den mange fordeler, spesielt med tanke på vekt og volum. Platevarmeveksleren deles inn i tre typer: rammeplateveksler med pakninger, loddet platevarmeveksler og sveiset platevarmeveksler. Forskjellen mellom de ulike er hvordan platene festes. Platevarmeveksleren er sammensatt av flere plater mellom to rammer som holder platene sammen. Platene henger i toppstangen og presses sammen med bolter (se figur 5-1). Dette gjør at platene er enkle å demontere for å rense. Mønsteret til platene er korrugerte som gir

høy turbulensgrad og dermed høyt varmeovergangstall. Platevarmeveksleren begrensning ligger i platepakningen, som gir restriksjoner i forhold til temperatur (fra -25 til 175, eller -40 til 200 for spesielle pakninger), trykk (25 -30 bar eller opp til 40 i enkelte tilfeller) og valg av fluid (Sadik Kakac, 2000) (Næss, 2007). De ulike leverandørene opererer med maksimale størrelser ved fabrikasjon av vekselpatene som igjen fører til begrensninger ved høye strømnings pga det store trykktapet. Denne type varmeveksler er derfor ikke gunstig til luftkjøling, gass til gass kjøling o.l. (Liu Wang, 2007).



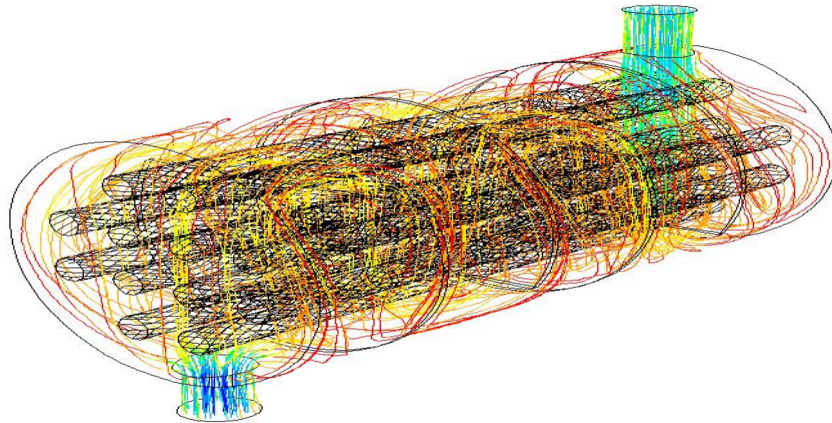
Figur 5-1: Oppbygging til platevarmeveksler med pakninger, Alfa Laval.

Loddet og sveiset platevarmevekslere kan ikke demonteres og renskes som typen med pakninger, men har større bruksområder. Loddet platevarmevekslere har samme temperatur- og trykkbegrensninger som rammeplatevarmeveksler med pakninger, men kan benyttes til å varmeveksle mellom flere fluider. Sveiset platevarmevekslere er sveiset i randen av platene og plassert inne i et skall. Denne typen tåler mer trykk (300 bar absolutt trykk med skall) og høyere temperatur (opptil 600 °C enn overnevnte (Næss, 2007).

5.1.1.2 Rørsatsvarmeveksler

Rørsatsvarmevekslere er tradisjonelt den mest brukte i prosessindustrien, fra oljekjølere til forvarmere for dampgeneratorer. Omtrent 70-80 prosent av alle varmevekslere på dagens marked er dominert av rørsatsvarmevekslere (Wikipedia, 2007). Den store fordelene med rørsatsvarmevekslere er at den kan tilpasses de fleste driftssituasjoner. Den kan tåle temperaturer opp til 600 °C og trykk på 300 bar (Næss, 2007). Konstruksjonen til rørsatsvarmevekslere er bygd opp av et ytre skall med en bunt med rør på innsiden. Et fluid går gjennom rørene, mens et annet fluid strømmer over rørene som gjør varmevekslingen mulig. Oppbyggingen gjør det mulig for stort varmeoverføringsareal uten å overgå uakseptable ytre dimensjoner (Næss, 2007). For en bra designet rørsatsvarmeveksler er forholdet mellom rør lengde og manteldiameter mellom 3 og 15. For å oppnå ytterligere forbedring av varmeovergangsforholdene på mantelsiden installeres tverrstilte plater eller lignende slik at fluidstrømmen føres på tvers av rørene (se figur 5-2), også kalt lederplater. Ved å innføre lederplater øker hastigheten til fluidet over rørene og gir mer turbulens som igjen gir høyere

varmeovergangstall. Lederplatene vil i tillegg til å øke varmeovergangstallet stive opp rørene i veksleren. Små rørdiametre vil gi høyere varmeovergangskoeffisient, men på bekostning av stivheten i rørene. Er ikke rørene stive nok, vil de bli utsatt for vibrasjoner som kan medføre at kritiske situasjoner oppstår. Ved høy hastighet på fluidet kan det føre til vibrasjoner i rørene som igjen kan føre til at de slås mot hverandre. Praktisk velges rørdiameteren ut fra skalldiameteren, for eksempel for skalldiameter over 700mm bør rørdiameteren ikke være mindre enn 19mm (Næss, 2007). I tillegg til høyere varmeovergangstall og stivere rør, vil økt antall lederplater medføre høyere trykkfall på fluidet over veksleren.



Figur 5-2: Strømningsmodell av en rørsatsvarmeveksler

Rørene i veksleren kan arrangeres på flere måter. De kan ligge tett inntil hverandre eller lengre fra hverandre. Avstanden mellom rørene defineres som pitchen til rørsatsvarmeveksleren. En annen faktor i forhold til rørpakkingen er vinkelen mellom sentrum av rørene, som er på hhv 30°, 45°, 60° og 90°. Pitch og vinkel mellom rørene avhenger dermed av antall rør som er mulig i veksleren. Når dette skal velges, må det tas hensyn til type fluid i veksleren og hvor mye varme som skal overføres. Ved urene fluider er det fare for beleggdannelse på rørene og det må dermed være mulig å rense rørene over tid. Lengre avstand og typisk 45° eller 90° konfigurasjon vil dermed være nødvendig. Større avstand vil også gi mindre trykkfall på fluidet over rørene.

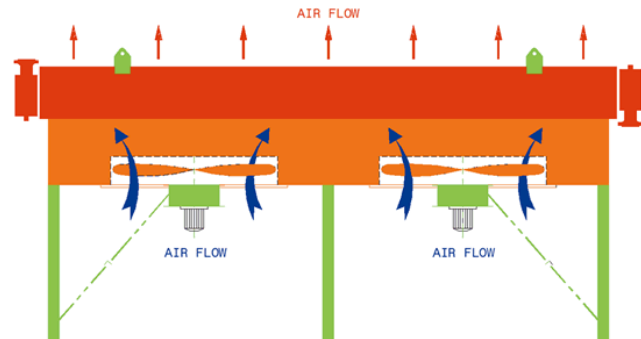
5.1.1.3 Luftkjølte varmeveksler

Luftbaserte kjølesystemer deles inn i to hovedsystemer; kjøletårn og luftkjølere. Mens kjøletårn er mest lønnsomt for mindre kjølekretser med tilstrekkelig tilgang til og lav kostnad på vann, foretrekkes luftkjølere der prisen er høy eller utilgjengelig på vann (Kröger, 2004). Kjøletårn vil ikke bli diskutert videre ettersom Kollsnes opererer med luftkjølere.

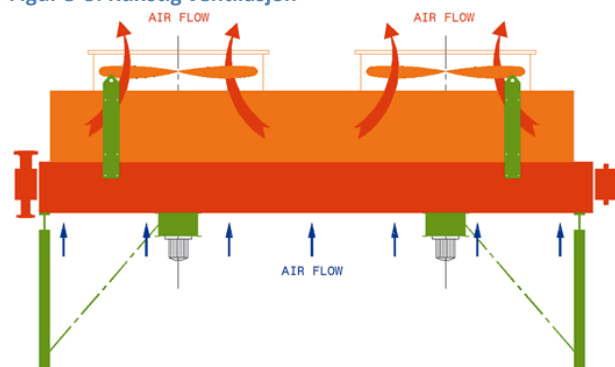
Luftkjølere benyttes i stor grad av ulike typer industri, alt fra elektronisk til prosessindustri. Hovedprinsippet er varmeoverføring fra det varme fluidet til den kalde luftstrømmen. Luftvekslerens ytelse avhenger av tørrtemperaturen til luften i motsetning til væskekjølte systemer som er avhengig av væsketemperaturen. Tørrtemperaturen er oftest mye høyere enn væsketemperaturen og varierer mer i forhold til de ulike årstider. Når luftkjølere diskuteres må det skilles mellom mekanisk og naturlig trekk. Naturlig trekk luftkjølere benytter ikke vifter til kjøling. Konstruksjonen for disse er lik kjøletårnkonstruksjonen, med unntak fra mangel på vannkjøling i tårnet.

Luftvekslere basert på mekanisk trekk finnes i mange mulige varianter, og det er viktig å velge riktig type for å oppnå optimal utnyttelse i prosessen. Største forskjellen mellom de ulike variantene er lokasjonen av viftene i veksleren. Det deles videre inn i to hovedsystemer; kunstig ventilasjon og sugeventilasjon.

Ved kunstig ventilasjon er viftene plassert i ved innløpet til luftstrømmen på undersiden av varmeoverføringsarealet. Fordelen med å velge denne typen varmeveksler er mindre energiforbruk, lettere å vedlikeholde viftene og materialkrav til viftene blir mindre vesentlig ettersom de ikke blir utsatt for varm luft. Ulempene derimot er at utløpshastigheten på luften er lav (ca 3 m/s) som medfører at varmeoverføringsarealet kan bli utsatt for resirkulert varme luftstrømmer (Kröger, 2004). Dette kan løses ved installasjon av anti resirkulasjonsgitter. I et sugeventilasjonssystem er viftene plassert ved utløpet av luftstrømmen på toppen av varmeoverføringsarealet. Dette gir i motsetning til kunstig ventilasjon en høyere utløpshastighet og mer uniform luftstrømning over varmeoverføringsarealet. Ulempene ved dette systemet blir da høyere energiforbruk på viftene og høyere krav til viftematerialet grunnet den høye temperaturen.



Figur 5-3: Kunstig ventilasjon



Figur 5-4: Sugeventilasjon

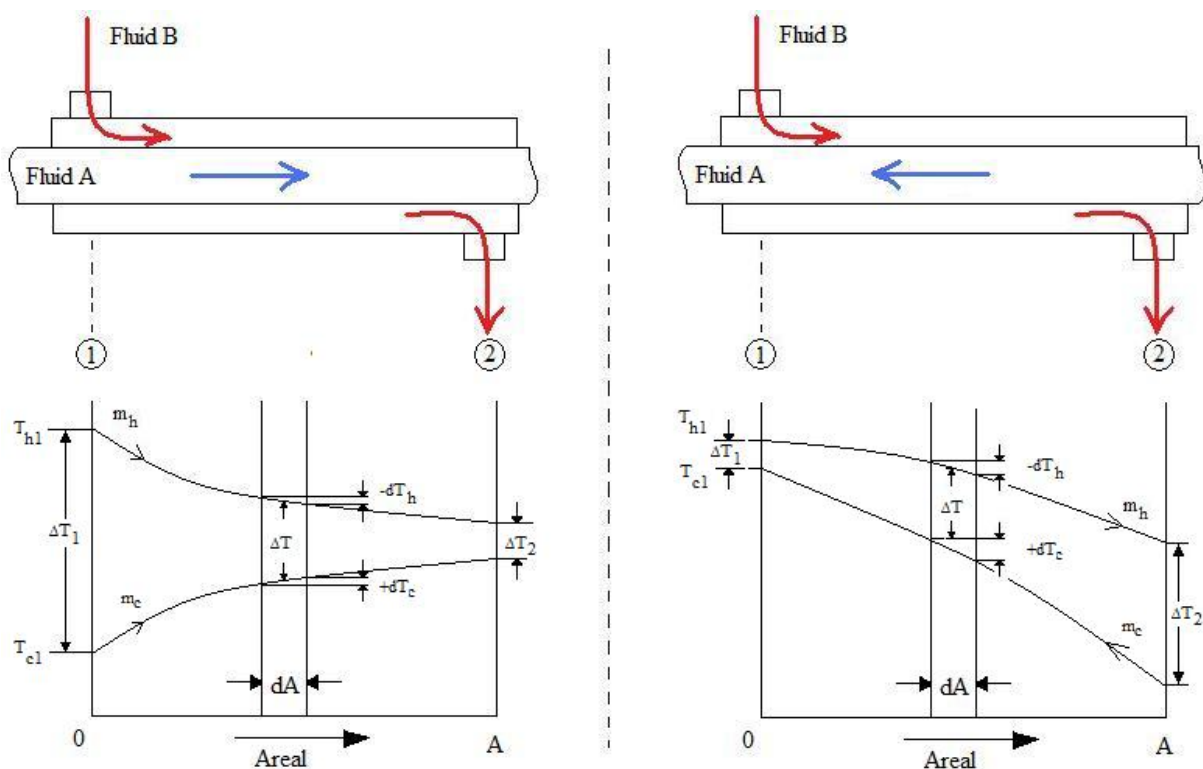
5.1.2 Varvevekslerteori

Når varmeveksler skal velges, gjøres dette på grunnlag av varmevekslerteori. Avhengig av anvendelse, vil geometrien og karakteristikken til varmeveksleren gi store forskjeller. Det er flere problemer knyttet til design og rating av platevarmeveksler. Ved rating bestemmer vi varmeoverføringen og utløpstemperaturen til hhv varmt og kaldt fluid. Ved design problemstillinger, er fluidtemperaturer gitt, mens varmeplatearealet må utregnes. Metodene knyttet til å løse rating og design problemer heter hhv F- faktor- og NTU- metoden.

Før metodene presenteres nærmere må vi definere uttrykket for gjennomsnittlige den temperaturdifferansen.

5.1.2.1 Midlere temperaturforskjell

Ser for oss en to- rørs varmeveksler med et varmt fluid i et tynt rør omgitt av et tykt rør med kaldt fluid strømmende. Fluidene kan da enten strømme medstrøms eller motstrøms, med tilhørende temperaturprofiler (se figur). For å bestemme hvor mye varme som blir overført fra det varme fluidet til det kalde må et uttrykk for gjennomsnitt temperaturen bestemmes. Typiske temperaturprofiler i hhv medstrøms og motstrøms veksler er vist i figur 5-5 (Kröger, 2004).



Figur 5-5: Temperaturprofil for parallell strømning (t.v.) og motstrømning (t.h.)

Å beregne hvor mye varme som blir overført i et rørsnitt med medstrøms varmeoverføring, kan uttrykkes ved:

	$dQ = U(T_h - T_c)dA$	5.1.1
--	-----------------------	-------

Hvor,

U = Varmeovergangstallet over rørsnittet

h = det varme fluidet

c = det kalde fluidet

For videre analyse antar vi at varmeovergangstallet er konstant. Dette er en akseptabel antagelse i de fleste praktiske tilfeller. I tilfeller der det oppstår betydningsfulle innløpseffekter og forandringer i fysiske egenskaper må numeriske integrasjonsmetoder innføres.

Varmeoverføring kan også uttrykkes ved

	$dQ = -m_h c_{ph} dT_h = m_c c_{pc} dT_c$	5.1.2
--	---	-------

Ved å innføre ligning 5.1.1 i ligning 5.1.2 dannes uttrykket

	$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = -U \left(\frac{1}{m_h c_{ph}} + \frac{1}{m_c c_{pc}} \right) dA$	5.1.3
--	---	-------

Ettersom varmeovergangstallet antas å være konstant over varmeveksleren kan ligningen integreres over hele arealet:

	$\ln\left(\frac{(T_{h2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{c2})}\right) = -UA\left(\frac{1}{m_h c_{ph}} + \frac{1}{m_c c_{pc}}\right)$	5.1.4
--	---	-------

Eller

	$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) \exp\left[UA\left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h}\right)\right]$	5.1.5
--	---	-------

Ved å integrere ligning 5.1.2 over samme areal gir følgende ligning

	$Q = -m_h c_{ph}(T_{h2} - T_{h1}) = m_c c_{pc}(T_{c2} - T_{c1})$	5.1.6
--	--	-------

Setter inn verdiene for $m_c c_p$ fra ligning 5.1.4 danner

	$Q = UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]} = UA \Delta T_{lm}$	5.1.7
--	--	-------

Hvor

	$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2})/(T_{h1} - T_{c1})]} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}$	5.1.8
--	---	-------

Ligning 5.1.8 representerer den gjennomsnittlige temperaturforskjell (Logarithmic Mean Temperature Difference) i varmeveksleren. Denne er gyldig for medstrøms, motstrøms og tilfeller der et av fluidene har konstant temperatur som følge av koking eller kondensasjon (Kröger, 2004).

5.1.2.2 F-faktor metoden

Den midlere temperaturforskjellen mellom to fluider kan være ufullstendig i flere tilfeller. For en kryss- strøms varmeveksler beveger det ene fluidet seg fritt inne i rørene, mens det andre fluidet vil bli hindret på overflaten av rørene. Varmeforholdet mellom ulike strømninger fører til komplekse derivasjoner. Innfører så korreksjonsfaktor F for å vise til den reelle varmeoverføringen.

Innfører først korreksjonsfaktoren inn i varmeoverføringsligningen

	$Q = UAF \Delta T_{lm}$	5.1.9
--	-------------------------	-------

F- faktoren er dimensjonløs og avhenger av termisk effektivitet P, forholdet mellom varmelagringsevne R, og geometri.

	$F = f(P, R, Geometri)$	5.1.10
--	-------------------------	--------

Hvor,

	$P = \frac{(T_{c,o} - T_{c,i})}{(T_{h,i} - T_{c,i})}$	5.1.11
--	---	--------

Og,

	$R = \frac{(m c_p)_2}{(m c_p)_1} = \frac{(T_{h,i} - T_{h,o})}{(T_{c,o} - T_{c,i})}$	5.1.12
--	---	--------

For ren motstrøms varmeveksling vil $F = 1$. Ved alle andre strømnings sammensetninger vil $F \leq 1$. F-faktoren uttrykker med andre ord forholdet mellom arealet til en motstrømsvarmeveksler med arealet til gitt arrangement for samme Q. For en godt designet varmeveksler vil $F \geq 0,75$ (Næss, 2007). Denne metoden benyttes dersom du vet inngangs og utgangstemperaturene til hhv varmt og kaldt fluid, og er interessert i UA.

5.1.2.3 ϵ -NTU metoden

I tilfeller der innløps eller utløps temperaturer til fluidene ikke er gitt, kan man finne disse ved F-faktor metoden. Dette krever imidlertid mye prøv og feil for å imøtekomme krav om overført varme i varmeveksleren er overens med varmeoverføringen til fluidet. For å unngå denne prosedyren kan man benytte seg av effektivitet NTU metoden (ϵ -NTU). Denne metoden er basert på at temperaturene beregnes i forhold til effektiviteten til den gitte varmeveksleren.

Ved å skrive varmeoverføringsligningene over på en dimensjonløs form fører til tre dimensjonløse grupper (Sadik Kakac, 2000):

1. Kapasitetsgrad forhold

	$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}}$	5.1.13
--	---	--------

Hvor C_{min} og C_{max} representerer hhv minimum og maksimal verdien av varmt og kaldt fluid. Forholdet vil alltid være $C^* \leq 1$.

2. Effektiv termisk varmeoverføring

	$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}}$	5.1.14
--	--------------------------------	--------

Denne representerer forholdet mellom varme overført i varmeveksleren mot teoretisk maksimal varmeoverføring som er mulig, gitt uendelig mye varmeareal tilgjengelig.

Fra ligning 5.1.2 er det gitt at varme overført er gitt ved energi overført fra enten varmt eller kaldt fluid.

	$Q = m_h c_{ph} (T_{h1} - T_{h2}) = m_c c_{pc} (T_{c2} - T_{c1})$ <p>Hvis $C_h > C_c$, er $(T_{h1} - T_{h2}) < (T_{c2} - T_{c1})$ Hvis $C_c > C_h$, er $(T_{h1} - T_{h2}) > (T_{c2} - T_{c1})$</p>	5.1.15
--	---	--------

Fluidet som har størst differanse mellom inngang- og utløpstemperatur er det fluidet med minst varmekapasitet C_{min} . Den maksimale varmeoverføringen som er mulig er dermed

	$Q_{max} = (mc_p)_c (T_{h1} - T_{c1}) \text{ hvis } C_c < C_h$	5.1.16
--	--	--------

Eller

	$Q_{max} = (mc_p)_h (T_{h1} - T_{c1}) \text{ hvis } C_h < C_c$	5.1.17
--	--	--------

Som er den maksimale mulige varmeoverføringen i en motstrøms varmeveksler. Setter inn i ligning 5.1.14 og får ligning 5.1.18 som er gyldig for alle strømningskonfigurasjoner i en varmeveksler:

	$\epsilon = \frac{C_h (T_{h1} - T_{h2})}{C_{min} (T_{h1} - T_{c1})} = \frac{C_c (T_{c2} - T_{c1})}{C_{min} (T_{h1} - T_{c1})}$	5.1.18
--	--	--------

Hvor verdien av ϵ er mellom 0 og 1. Hvis ϵ og Q_{max} er gitt får man ut fra ligning 5.1.14 og 5.1.18 følgende uttrykk for overført varme Q

	$Q = \epsilon C_{min} \Delta T_{max}$	5.1.19
--	---------------------------------------	--------

3. NTU (number of transfer units)

	$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1}{C_{min}} \int_A U dA$	5.1.20
--	--	--------

NTU representerer den totale varmeoverføringsflaten til varmeveksleren. Hvis U ikke er konstant, vil den andre definisjonen i ligning 5.1.20 gjelde.

Med utgangspunkt i tosats varmeveksleren vist i figur 5-5, og antar at $C_c > C_h$, slik at $C_h = C_{min}$ og $C_c = C_{max}$. Ved å kombinere ligning 5.1.20 med ligning 5.1.5 gis følgende uttrykk,

	$T_{h2} - T_{c1} = (T_{h1} - T_{c2}) \exp \left[-NTU \left(\pm 1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]$	5.1.21
--	---	--------

Hvor + og – representerer hhv motstrøm og medstrøm mellom fluidene. Ved å kombinere med ligning 5.1.18 får vi følgende uttrykk for termisk effektivitet ε ved motstrøms tilfelle,

	$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NTU \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]}{1 - (C_{min}/C_{max}) \exp \left[-NTU \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]}$	5.1.22
--	---	--------

For parallell strømning gjelder følgende,

	$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-NTU \left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}} \right) \right]}{1 + (C_{min}/C_{max})}$	5.1.23
--	---	--------

Disse ligningene er også gyldige for $C_c < C_h$, slik at $C_h = C_{max}$ og $C_c = C_{min}$. I andre tilfeller der $C^* = 1$ eller $C^* = 0$ gjør at vi kan forenkle ligning 5.1.22 og 5.1.23 ytterligere. I tilfelle der $C^* = 1$ får vi følgende uttrykk for motstrømning,

	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	5.1.24
--	-------------------------------------	--------

For parallell strømning,

	$\varepsilon = \frac{1}{2} (1 - e^{-2NTU})$	5.1.25
--	---	--------

Ved kondens eller koking, $C^* = 0$, får vi følgende uttrykk for hhv motstrøm og parallell strømning,

	$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$	5.1.26
--	------------------------------	--------

Et generelt uttrykk av den termiske effektiviteten kan skrives på følgende form,

	$\varepsilon = \phi(NTU, C^*, \text{Strømningstype})$	5.1.27
--	---	--------

Forholdet mellom ε og NTU ved ulike strømningsskombinasjoner løses ved å hente fra grafiske fremstillinger. Men det er visse likheter ved alle typer som gjør at følgende konklusjoner kan trekkes (Sadik Kakac, 2000):

- Ved konstant C^* vil termisk effektivitet ε øke ved økende verdier av NTU.
- Ved gitt NTU, vil termisk effektivitet øke med minkende verdier av C^* .
- Når den termiske effektiviteten er mindre enn 40 %, vil C^* ikke påvirke effektiviteten til varmeveksleren.

5.1.3 Hydraulisk design Ormen Lange

På Nyhamna er kjølebehovet etter kompressor på 76 MW. Massestrømmen etter kompressoren er på 526 kg/s og temperaturen er på 83,4 °C og skal kjøles ned til 30 °C. Trykket på eksportgassen er 73,59 bar og kravet til maksimal trykktap over kjøleren er 1 bar.

For videre design av kjølesystemet må klimadata fra det aktuelle stedet vurderes. Temperaturdata for Nyhamna er hentet fra meteorologisk institutts arkiv (MET), og havtemperaturene er hentet fra havforskningsinstituttet sin innsamlede data på den hydrografiske stasjonen Bud utenfor Molde (Havforskningsinstituttet).

For bruk av sjøvannskjøling ved Nyhamna er det fra Sintef vurdert å hente kjølevann fra 80 m dyp. Her er det mindre algevekst og urenheter enn ved havflaten. Det vil også være mindre temperatursvingninger som følge av metrologiske påvirkninger. Denne rapporten vil derfor baseres på vanntemperaturer fra dette dypet. Temperaturdata fra Meteorologisk institutt er basert på maksimalverdier de siste 6 årene i Molde (se vedlegg A).

Nyhamna befinner seg på Aukra i Møre og Romsdal. For å gjøre videre beregninger i HTRI trenger vi klimadata fra dette området for å dimensjonere etter reelle temperaturer. Temperaturdataene er hentet fra meteorologisk institutt maksimalverdier fra de seks siste årene i Molde (MET). Der er den maksimale lufttemperatur målt til 23,1 °C og bruker dermed denne temperaturen som design temperatur.

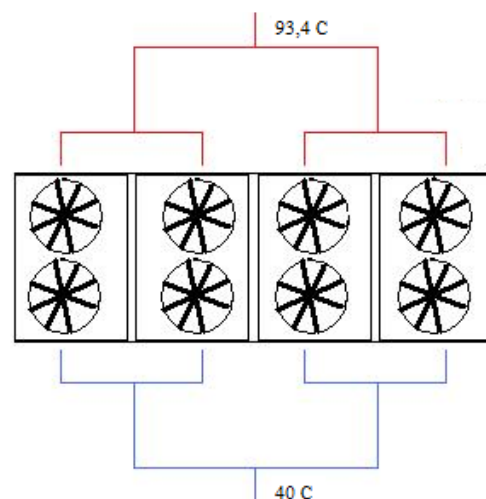
Tabell 5-1: Design temperaturer for Nyhamna

	Maksimal lufttemperatur [°C]	Maksimal sjøvanntemperatur [°C]
Nyhamna	23,1	20

Alle tallverdier er basert på HTRI data- ark presentert i vedlegg B.

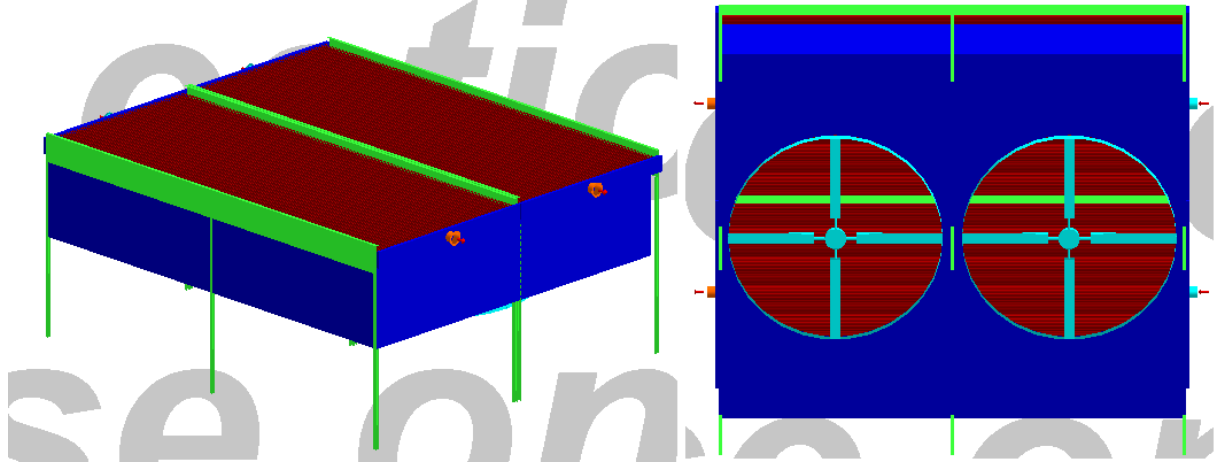
5.1.3.1 Luftkjølere

For å dekke det totale kjølebehovet med luftvarmeveksler, må det flere enheter til. Ved design av luftkjølere i HTRI for Ormen Lange er det tatt utgangspunkt i eksisterende luftkjølesystem for Kollsnes prosessanlegg. Ved design av luftkjøleren er det tenkt at en luftkjølerenhet skulle erstatte en eksisterende eksportrørsatsveksler. Kjølebehovet per luftvekslerenhet var dermed på ca 35 MW. Med utgangspunkt i Kollsnes luftkjølere hvor hver enhet består av fire luftkjølere i parallell til å dekke kjølebehovet. Løsningen blir derfor å dele hovedstrømmen i forgreninger til tre hovedenheter bestående av 4 under- enheter med to vifter hver (se figur 5-6).



Figur 5-6: Skisse av oppbyggingen til luftkjølerenhet

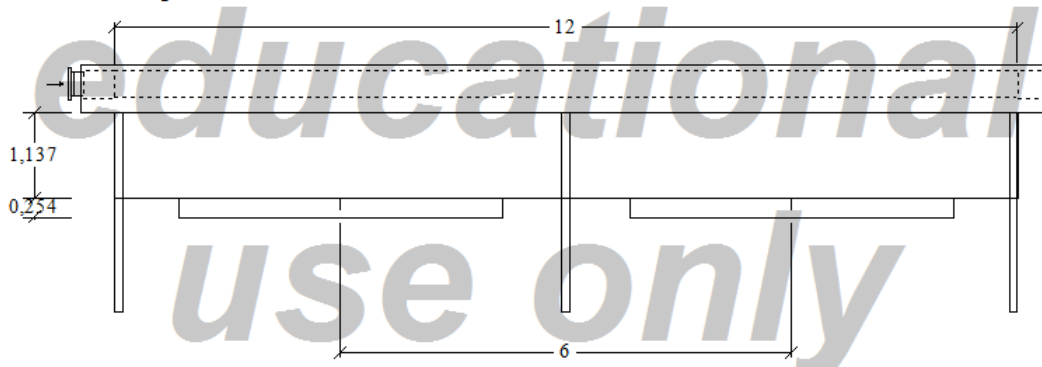
HTRI har simulert størrelsen på hele systemet for å dekke det totale kjølebehovet. Hver eksportkjøler består av fire luftkjølere i parallell vist her i figur 5-7. Hver luftkjøler er utstyrt med to rørbunter i parallell, og to tilhørende vifter med 4,29 m diameter per.



Figur 5-7: HTRI 3D skisse av luftvekslerenhet Ormen Lange

Lengden er på 12 m, og bredden per underenhet er 6,034 m. Den totale bredden for en luft eksportkjøler blir dermed 24,136 meter og 34,7 MW utvekslet varme. Viftene er designet med hensyn på 65 % virkningsgrad, og størrelsen er optimalisert av programmet. Kravet for maksimal støynivå på 70 dB 1 meter til siden av luftveksleren er også ivaretatt. For maksimale temperaturforhold, 23.1 °C, krever hver vifte 20,7 kW strøm for å dekke kjølebehovet. Den totale elektriske effekten på hele kjølersystemet under maksimale temperaturforhold er 496,8 kW. For de kaldeste dager er ikke viftene nødvendig. Årlig middeltemperatur på Nyhamna er på 7.6 °C (MET), som er en tredjedel av designtemperaturen.

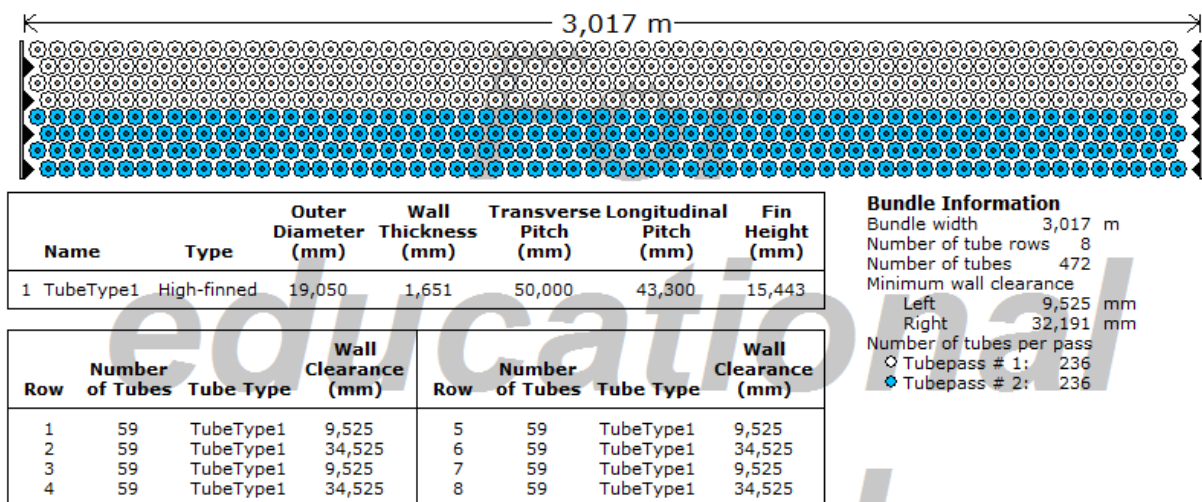
Bay width	6,071 m	Single bundle weight	19161 kg
Bays in parallel	12	Total bundle weight	38321 kg
Bundle width	6,033 m	Structure weight	82729 kg
Bundles in parallel	2	Walkway ladder weight	54184 kg
Fan diameter	4,294 m	Dry weight	596768 kg
Fans per bay	2	Wet weight	629391 kg
Ground clearance			
Plenum height	1,137 m		
Tube length	12 m		



Figur 5-8: HTRI plan design av Nyhamna luftkjøler

Rørene er laget av karbonstål og dekket med finner laget av aluminium. I tillegg til å skape større varmeoverføring, forebygger finnene muligheten for korrosjon. Med tanke på den salte atmosfæren er dette et nødvendig tiltak. Eventuelt må rørene lages av mindre korrosive metaller, t. eks titan, som medfører at rørrarealet økes. Med tanke på de høye kostnadene dette medfører, anses ovennevnte løsning som tilstrekkelige. Størrelsen og tettheten av finnene er basert på leverandørdatabank som ligger inne i programmet. 433 finner per meter er brukt i dette tilfellet. Rørdiameteren er valgt til 19,1 mm med veggtykkelse på 1,65 mm.

Hver rørbunt har i alt 472 rør fordelt på to rørplass. HC gassen fordeles først på 236 rør der den avkjøles til ca halvparten av temperaturkravet før den returnerer igjen gjennom 236 rør og avkjøles til 40 °C.



Figur 5-9:HTRI tverrsnitt av luftkjøler Ormen Lange

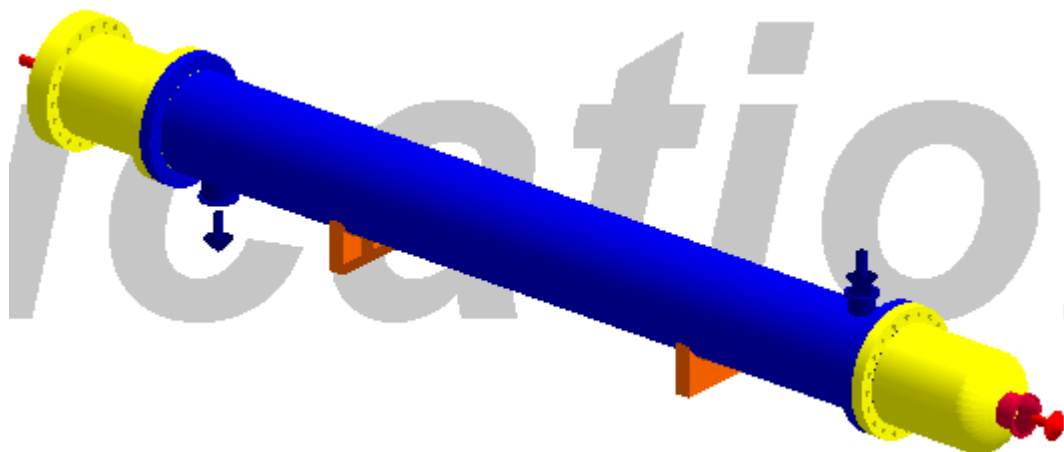
Det totale trykktapet over kjølerne er på 28,66 kPa, som er godt under kravet på 1 bar. Ved design temperatur, er massestrømmen til luften på 2266,7 kg/s gjennom veksleren som gir en lufthastighet på 4,87 m/s ved midtpunktet til luftkjøleren.

5.1.3.2 Sjøvannkjøling

Kjølerne forbundet med kompressoren ved sjøvannkjøling er delt inn i to kategorier. Den ene delen består av høytrykk kjølerne som er direkte knyttet til eksportkompressorene. Den andre delen lavtrykkskjølere som veksler mellom sjøvann og ferskvann som igjen benyttes til å kjøle kompressorkjølerne. Høytrykks- kjølere bør være av rørsatsvarmeveksler (Shell and Tube), mens lavtrykk kjølerne bør være platevarmeveksler.

5.1.3.2.1 Høytrykks- kjølere

Nyhamna prosessanlegg har tre kompressorer utstyrt med hver sin eksportkjøler. Ved normal drift vil gassen kjøles fra 93.8 °C til 40 °C med trykk på 234 bar. Strømningshastigheten på gassen er på ca 595,2 kg/s, mens kjølevannet (ferskvannet) har en strømningshastighet på 822,9 kg/s totalt. Utgangstemperaturen til kjølemediet er på minimum 50 °C ettersom dette skal brukes som gjenvinning i kompressorene til systemet. Ved HTRI design er derfor denne satt til 50 °C. Temperaturen til kjølevannet hhv inn og ut av kjølerne er dermed satt til 20 °C og 50 °C. Ved designet driftområde utveksles 103,6 MW totalt eller 34,5 MW per kjøler.



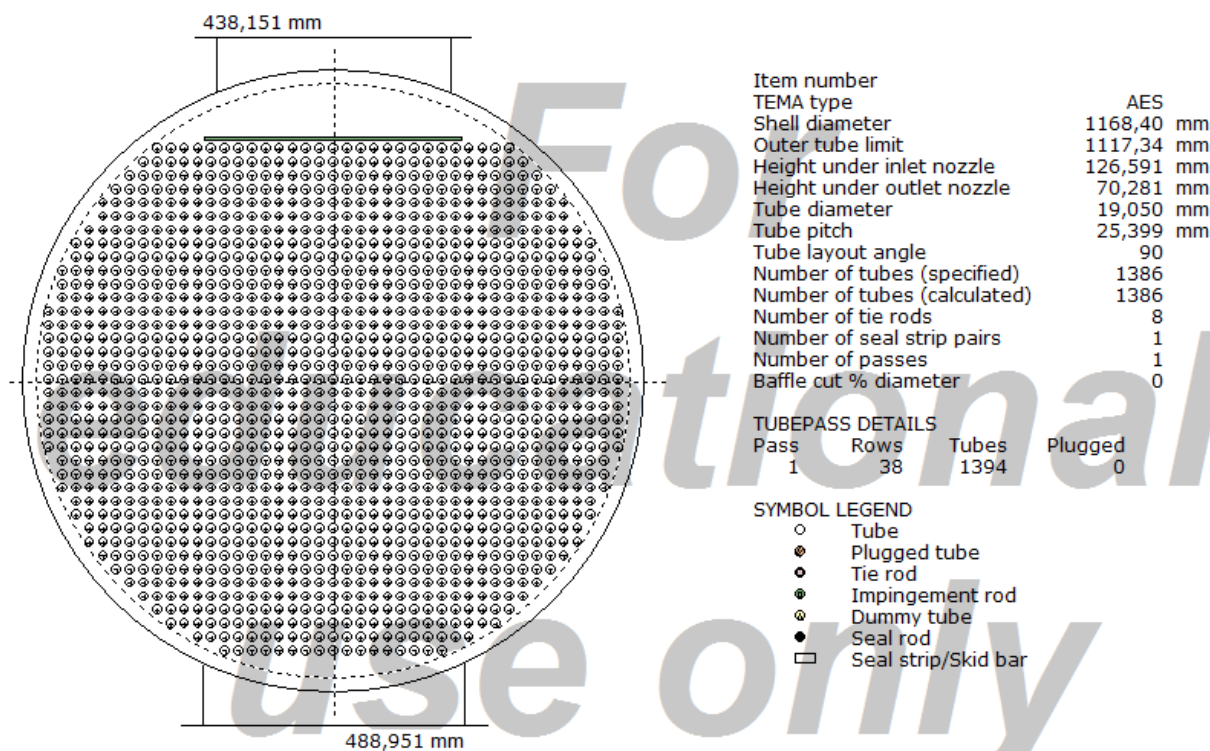
Figur 5-10: 3 dimensjonal tegning av høytrykk kjøler til Ormen Lange i HTRI.

HTRI design er basert på tre rørsatsvekslere i parallell til å dekke det totale kjølebehovet på 103,4 MW. Ved design av veksleren er det tatt utgangspunkt i en AES TEMA type rørsatsveksler hvor programmet har optimalisert størrelsen (lengde, diameter, antall rør) på veksleren og antall lederplater ut fra kravspesifikasjonene nevnt tidligere. Bare dimensjonene på rørene er valgt manuelt, og var satt til 19,1mm med en rørtykkelse på 1,65mm. Designresultatet ga tre rørsatsvekslere med totalt varmeareal på 2427 m². Hver veksler har 9,8 m lange rør og en mantel diameter på 1,2 m, som gir et forhold på 8,2. Dette forholdet anses som god rørsatsvarmeveksler design (se kapittel 5.1.1.2). Det effektive arealet per veksler er på 766 m². For å unngå eventuelle vibrasjonskader i rørene er det valgt lederplater av typen "square one" (Trico). HTRI design ga 11 lederplater av denne typen per kjøler.



Figur 5-11: Tverrsnitt av rørsatsvarmeveksler HTRI design

Rørene i veksleren er 9,7 m lange og det er totalt 1394 rør fordelt på 38 rader i hver enkelt veksler. Diameteren på rørene er gitt til å være 19,1 mm med en rørtykkelse på 1,65 mm, som gir en pitch på 25,5. Ettersom det er rene stoffer og ikke fare for korrosjon er rørmaterialet valgt å være karbonstål. Vinkelen mellom rørene er satt til 90°. Dette oppsettet gjelder normalt for urene fluider, når det trengs lett tilgang for rengjøring i veksleren. Selv om dette ikke anses som nødvendig for denne applikasjonen, har den blitt valgt her som en sikkerhetsfaktor.



Figur 5-12: 2 dimensjonal tegning av rørsatsvarmeveksler til Ormen Lange i HTRI.

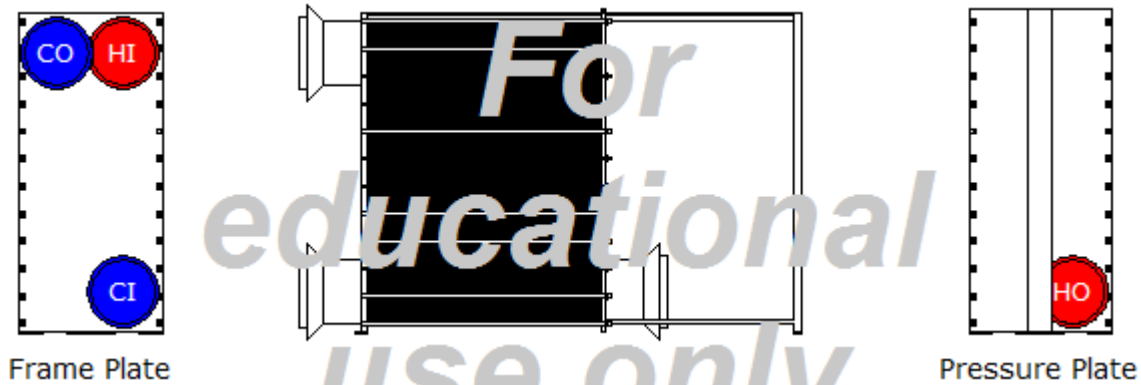
5.1.3.2.2 Lavtrykkskjølere

Opererende lavtrykkskjølere på Nyhamna består av 6 platevekslere som har et kjølebehov på ca 38 MW hver, som gir en total varmeoverføring på 228 MW. De skal kjøle ferskvannskretsen som brukes til kjøling generelt i systemet. Temperaturen inn og ut gjennom veksleren fra ferskvann kretsen er hhv på 45 °C og 20 °C, og på sjøvannskretsen er det tilsvarende 13,5 °C og 28,5 °C. Massestrømmen til hhv ferskvann og sjøvann gjennom hver veksler er på 362,8 kg/s og 625,2 kg/s. Ettersom fluidene i seg selv er relativt like er også fluid egenskapene det. Ferskvannet har et trykk på 18 bar, mens sjøvannet har et trykk på 6 bar. Sjøvanntemperaturen er basert på temperaturdata fra hydrografisk stasjon Bud.

Ved design av plate varmevekslere i HTRI, er det restriksjoner på platetyper tilgjengelig i programmet. De ulike leverandørene av platevarmevekslere opererer med et bredt tilbud av forskjellige plate typer som ikke er tilgjengelig for alle designprogrammer som HTRI. For versjonen benyttet i dette tilfellet består databasen av ca 60 platetyper fra APV, Alfa Laval og Tranter.

Store massestrømmer og liten diameter på kanalinngangen på platene gir høye hastigheter som kan føre til skjevfordeling mellom platene og erosjon. Faren for erosjon er spesielt for sjøvannet som mest sannsynlig fører mindre partikler med seg. Hastigheten gjennom kanalene til platene bør helst ikke overstige 2,5 m/s for å unngå dette. Problemet ved lite utvalg av plater gjør det dermed vanskelig å designe platevekslere og så innenfor kritiske grenseverdier. Ved platetypevalg kan det bare velges en størrelse på port diameteren. I dette tilfellet hvor massestrømmen for sjøvann er nesten det dobbelte av ferskvannet, vil det være hensiktsmessig å velge tilsvarende forhold på port diameteren til hhv kald og varm side. Dette har ikke vært mulig for gjeldende design.

Ved design av platevarmeveksleren er det lagt inn gjeldende kravspesifikasjoner over og maksimalt trykktap på hhv varm og kald side på maks 1 bar. Med innlagt plate type og maksimale strømningshastigheter i kanalene ble designen utført med vekt på antall plater og strømningsføring av fluidene (U eller Z). Platene som ble valgt er fra APV's registre, type SR23PV, og har de største kanalene i HTRI arkivet med varmeoverføringsflate per plate på 2,165 m². Vinkelen på platene er 48°, og har kanalåpning på 4,496 mm.



Figur 5-13: Lavtrykk varmeveksler HTRI design for Ormen Lange.

Løsningen i HTRI ble seks platevarmevekslere med 437 plater i hver veksler og et totalt effektivt varmeoverføringsareal på 5649 m² for alle vekslerne. Strømningsmønsteret til fluidene ble valgt til et U strømningsmønster for det kalde (se figur 5-13) og et Z strømningsmønster for det varme fluidet (se figur 5-13). Kanaldiameteren ble valgt til 600mm som ga en hastighet på 1,29 m/s for ferskvannet og 2,16 m/s for sjøvannet. Hastigheten gjennom plateføringene er på 0,3 m/s for ferskvann og 0,5 m/s for sjøvannet. Trykktapet over veksleren er på 16 kPa for varm side og 46,9 kPa på kald side, som er godt under kravet på 1 bar.

Platematerialet ble valgt til å være av titan for å unngå korrosjon ved sjøvann til stede.

Varmeoverføringstallet (U) til veksleren ble kalkulert til 3767 W/m²K og den effektive gjennomsnittstemperaturen er på (EMTD) 11,1. Den totale varmeoverføringen for alle platevarmevekslerne designet i HTRI ble kalkulert til 226,3 MW eller 37,7 MW per veksler.

5.1.4 TermiskHydraulisk design Kollsnes

Kollsnes har basert seg på et luftkjølesystem med 5 luftkjølere til å dekke behovet etter 5 eksportkompressore. Temperaturen på gassen er 129,9 °C og skal kjøles til 50 °C for maksimal effekt. Ved normal drift vil kravet være å kjøle gassen fra 78,5 °C. Videre termisk simulering i HTRI vil være basert på maksimale kravspesifikasjoner for anlegget.

For å dimensjonere sjøvannsystem til Kollsnes er det basert på tallverdier og systemløsninger til Nyhamna gassanlegg, og skalert i forhold til anlegget. Alle komponenter som kreves i prosessen er like, men man må anta at det vil kreve ytterligere komponenter for Kollsnes ettersom prosessen krever høyere effekt på kjøling. Fra formel 5.1.7 kan arealet til kjøleflaten uttrykkes ettersom de andre verdiene allerede er gitt, eller enkelt estimeres.

	$A = \frac{Q_{req}}{UF\Delta T_{lm}}$	5.1.28
--	---------------------------------------	--------

I tillegg til å gjøre grove anslag av størrelsen til kjølerne benyttes formel 5.1.6 til å estimere massestrømmen til kjølevannet som trengs for å dekke kjølebehovet.

Fluidegenskaper til sjøvann er hentet fra dataene til Ormen Lange, men benytter havtemperaturverdier fra den hydrografiske målestasjonen Indre Utsira som befinner seg 15 km vest for Karmøy i Rogaland (Havforskningsinstituttet). Måleverdiene her antas å være tilnærmet de aktuelle havtemperaturene for kysten utenfor Kollsnes. Ytterligere temperaturdata for design av luftkjølere er basert på tallverdier fra meteorologisk institutt (se vedlegg A).

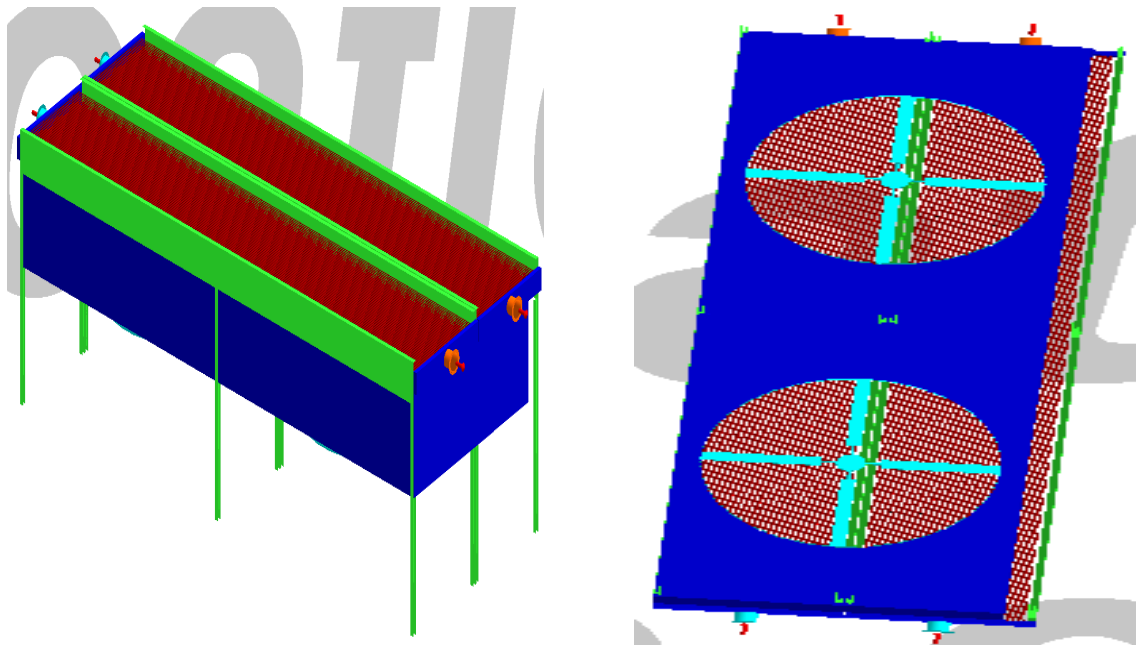
Tabell 5-2: Design temperaturer for Kollsnes

	Maksimal Lufttemperatur [°C]	Havtemperatur ved 80 m [°C]
Kollsnes	26	13,8

5.1.4.1 Luftkjølere

Ved design av luftkjølere på Kollsnes er det tatt utgangspunkt i designtemperatur på 26 °C. Dette er basert på maksimale temperaturverdier for Øygarden i Hordaland for at systemet skal klare å prestere full kjøling ved maksimale lufttemperaturer. Nødvendigheten for dette kan diskuteres ettersom hendelsesbeløpet er ytterst sjeldent, og kan eventuelt løses ved vannspray på rørene i gjeldende periode. Det vil ikke gå nærmere inn på dette i denne rapporten.

Som nevnt tidligere skal temperaturen til eksportgassen på Kollsnes avkjøles fra 129,9 °C til 50 °C og har en massestrøm 149,63 kg/s gjennom hver enhet. Merk her at det ikke er tatt til følge at det i senere tid er installert en sjette eksportkompressor på Kollsnes med tilhørende eksportkjøler.

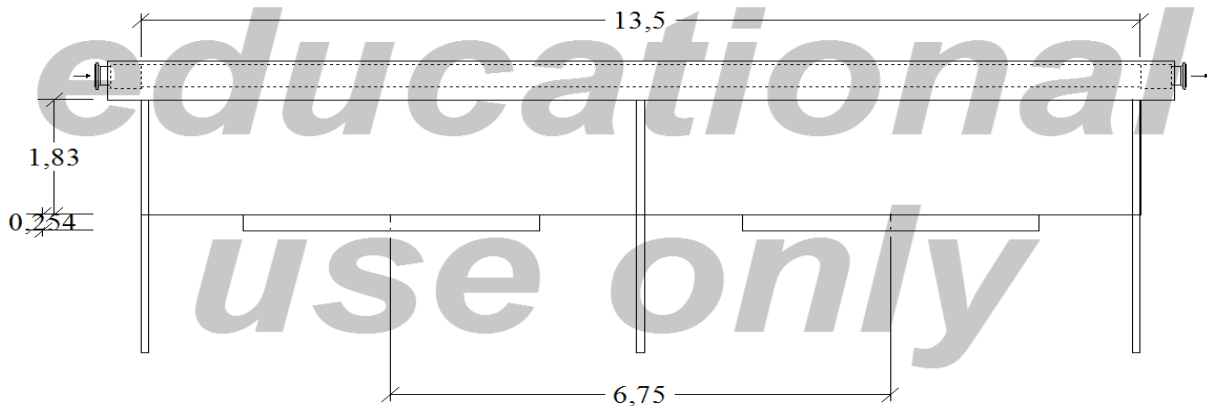


Figur 5-14: 3D HTRI design av Kollsnes luftkjøler

Anlegget er designet med fem luftkjølere i parallell til å dekke det totale kravet på 185 MW. Design i HTRI er basert på data- arkene til Kollsnes og løsninger fra leverandører. Løsningen ble fem enheter bestående av fire seksjoner på 13,5 m i lengde og 4,7 m bredde. Total lengde og bredde per enhet er dermed 13,5 m og 18,8 m. Hver enhet har total kjølekapasitet på 37 MW, og utstyr med 8 vifter med diameter på 4 m. Med hensyn til støy er det tatt høyde for maksimalt 70 db ved 1 m til side for viften.

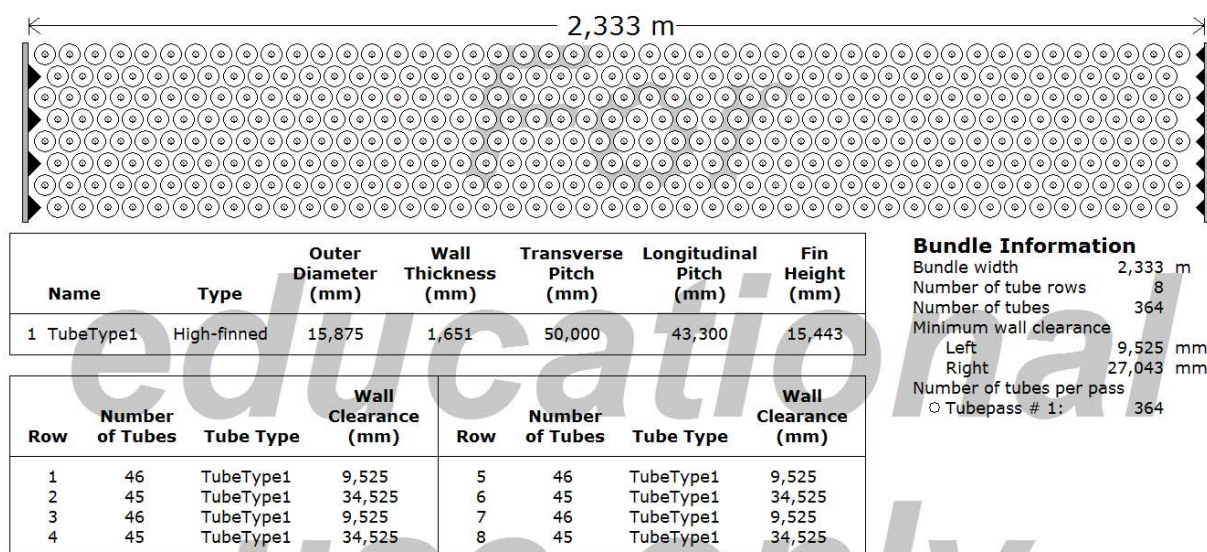
For designtemperatur krever hver vifte en effekt på 14,57 kW for å møte kravet til kjøling. Samlet for hele kjølesystemet blir dette 582,8 kW.

Bay width	4,705 m	Single bundle weight	14956 kg
Bays in parallel	4	Total bundle weight	29913 kg
Bundle width	4,667 m	Structure weight	23738 kg
Bundles in parallel	2	Walkway ladder weight	17459 kg
Fan diameter	4,005 m	Dry weight	160848 kg
Fans per bay	2	Wet weight	167407 kg
Ground clearance			
Plenum height	1,83 m		
Tube length	13,5 m		



Figur 5-15: HTRI planløsning av luftkjøler til Kollsnes

Hver enhet består av to rørbunt seksjoner med bredde på 2,33 m og lengde 13,5 m per. Disse har 364 rør fordelt på 8 rader hvor gassen som blir avkjølt sendes gjennom. Gassen sendes ikke gjennom flere ganger ettersom dette ikke er nødvendig, og for å unngå større trykktap av gassen. Rørene er utstyrt med finner med tetthet på 433 per meter. Disse er laget av aluminium. Av hensyn til den salte atmosfæren ved kysten og fare for korrosjon vil finnene beskytte rørene og karbonstål anses som tilstrekkelig materialbruk.



Figur 5-16: HTRI tverrsnitt over Kollsnes luftkjøler

Med gitt løsning gir dette et trykktap for gassen på 18 kPa som er godt under kravet på 85 kPa. Massestrømmen på luften gjennom luftkjølerne er på 3287,4 kg/s ved maksimal effekt som gir en lufthastighet på 4,44 m/s. Det totale varmeoverføringen for alle luftkjølerne er på 183,9 MW.

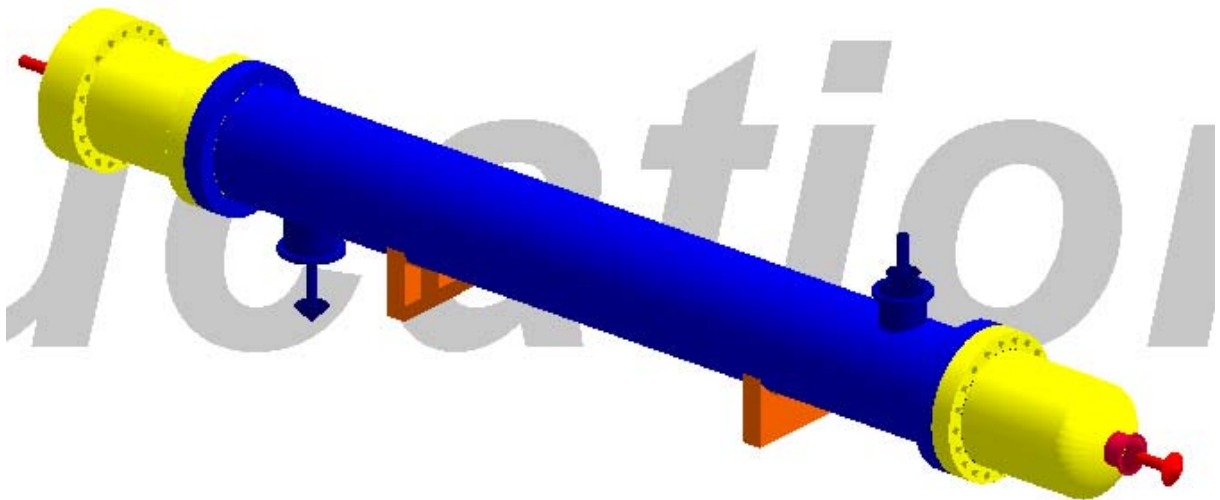
5.1.4.2 Sjøvannskjøling

Sjøvannsdesign av Kollsnes er basert på samme prinsipp som ved Ormen Lange. Ferskvann distribueres i en kjølekrets for å dekke kjølebehovet til prosessanlegget med like temperaturer og trykkspesifikasjoner. Høytrykkskjølere plasseres etter kompressorene for å dekke kjølebehovet på 185 MW. Kjølekretsen for ferskvannprosessen kjøles av sjøvann gjennom lavtrykkskjølere (se figur 3-2).

5.1.4.2.1 Høytrykkskjølere

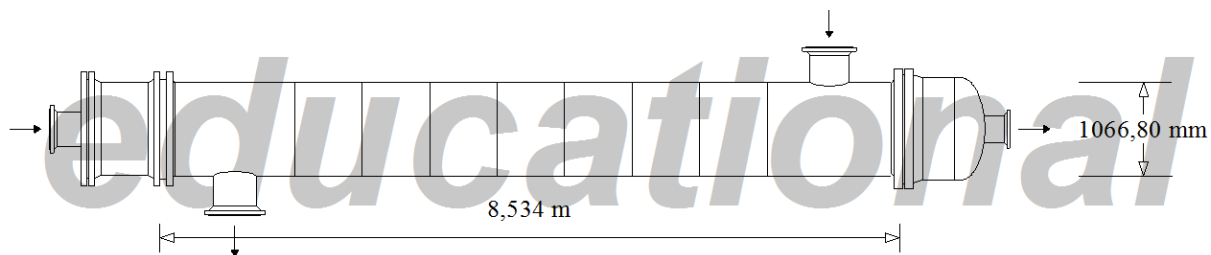
Ettersom sjøvannsbasert kjølesystem på Kollsnes er gjort med utgangspunkt i Nyhamna anlegget er temperaturen på kjølemediet 20 °C og minimum 50 °C ut av kjøleren. Som nevnt tidligere er massestrømmen til kjølevannet tilpasset kjølebehovet fra formel 5.1.6 som gir en massestrøm på 293 kg/s i hver veksler. Temperaturen og massestrømmen til gassen er like som ved luftkjølesystemet.

Design av rørsats eksportkjølere på Kollsnes er gjort med utgangspunkt i at hver enhet rørsatsveksler skal erstatte hver enhet med luftkjøler. Lengden på rørene er valgt til 8,35 m med diameter på 22mm og rørtykkelse på 1,65mm. Resterende verdier er optimalisert av programmet. Designet er basert på samme veksler som Ormen Lange designet, en AES TEMA type rørsats veksler, hvor gassen strømmer gjennom i rørene omgitt av det kalde kjølemediet.



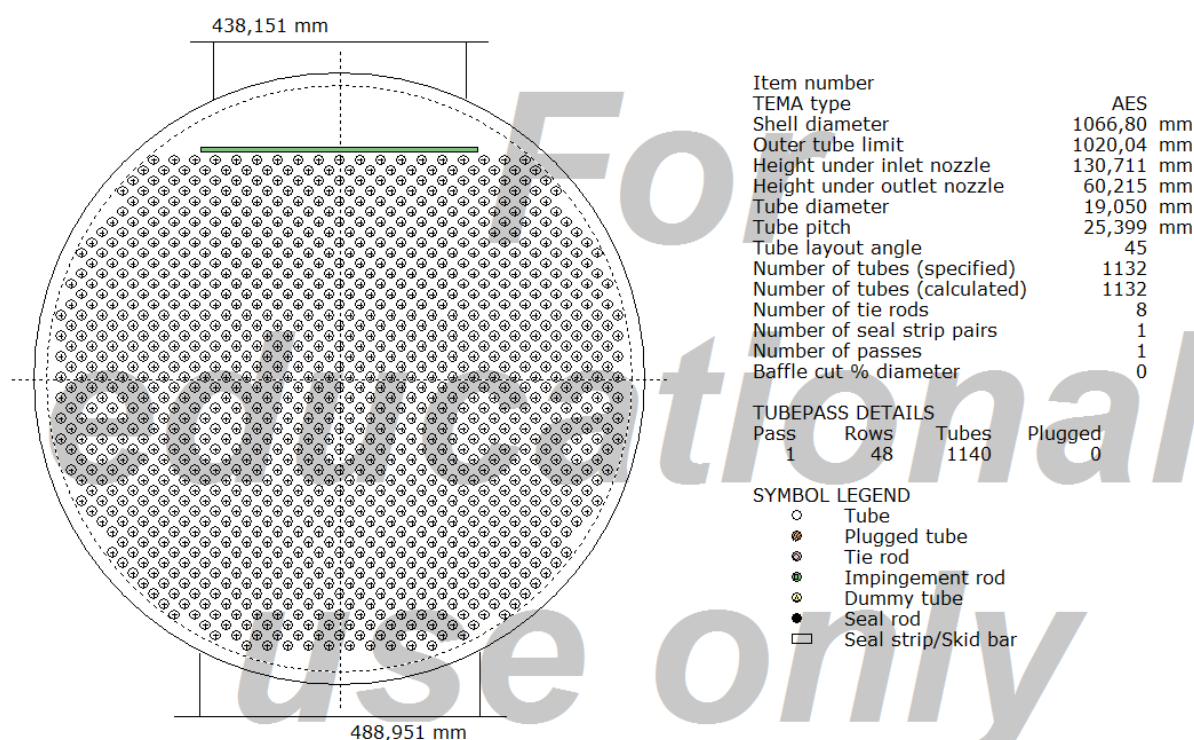
Figur 5-17: 3D HTRI design av Kollsnes rørsatsvarmevekslere

Løsningen ble fem rørsatsvekslere med lengde på 8,534 m hver. I tillegg til høyt temperaturfall er trykket gjennom veksleren på 172 bar noe som fører til høy hastighet og fare for kritiske vibrasjoner i rørene. Manteldiameteren på kjøleren er 1,067 m, som gir et forhold mellom rørlengde og manteldiameter på 7,8. For å støtte rørene mot eventuelle vibrasjoner ble *square one* lederplater valgt. Totalt 10 lederplater av denne typen er valgt for gitt design.



Figur 5-18: Tverrsnitt av rørsatsvarmeveksler HTRI design

Rørene i veksleren er 8,53 m lange og det er totalt 1140 rør i hver veksler fordelt på 48 rader. Hvert rør har en diameter på 22 mm og en rørtykkelse på 1,65 mm, som gir en pitch på 29,6. Materialet til rørene er valgt til å være karbonstål. Ettersom rørene blir utsatt for ren gass og rent fluid anses dette som godt materialbruk med hensyn til å minimere kostnader. Layout mellom rørene er i dette tilfellet valgt til 45°. Grunnen dette til at dette oppsettet ble valgt for Kollsnes, mens en 90° layout ble valgt for Nyhamna, var for å opprettholde et godt forhold mellom manteldiameter og lengde.



Figur 5-19: HTRI tverrsnitt av Kollsnes rørsatskjøler

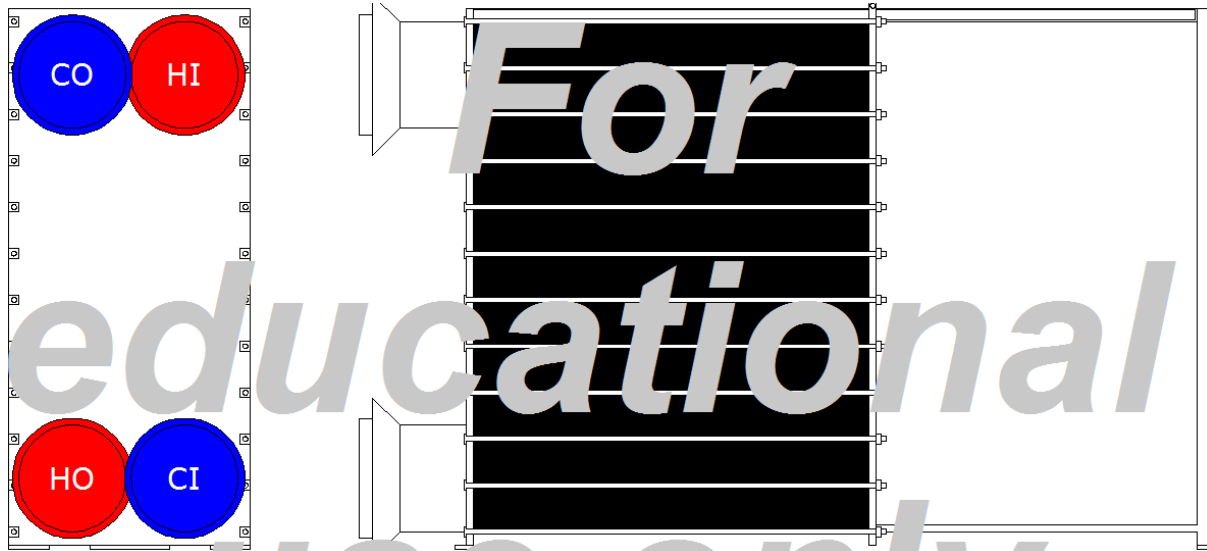
Det effektive varmeoverføringsarealet per veksler ble designet til å være 467,8 m² med varmeoverføringstall (U) på 1597 W/m²K. Med en gjennomsnittlig temperaturdifferanse på 50,5 °C gir dette en total varmeoverføring på 183,8 MW.

5.1.4.2.2 Lavtrykkskjølere

Med utgangspunkt i Ormen Lange kjølekretssystem er det tatt hensyn til forholdet mellom massestrømmen som går gjennom eksport kjølere og massestrømmen gjennom lavtrykk sjøvannkjølere. Dette forholdet beregnes til 2,645. For Kollsnes vil dette innebære at total massestrøm av kjølemedium gjennom alle lavtrykk sjøvannkjølere er 3877,8 kg/s. Med design sjøvanntemperatur på 13,8 °C, og man antar at maksimal temperaturdifferanse er lik som Nyhamna

på 15 °C, blir sjøvannstemperaturen ut av platevarmeveksleren 28,8 °C. På varm side er temperatur inn og ut av veksleren lik Nyhamna med hhv 45 °C inn og 20 °C ut. Ved formel 5.1.6 blir massestrømmen til sjøvannet beregnet til 6787 kg/s som gir et totalt varmeoverføringsbehov på ca 406 MW. Beregninger er vist i vedlegg B.

Ved valg av samme platetype som ved design for Ormen Lange, APV, og hvor programmet bestemmer antall vekslerer, strømningsmønster og areal, ga dette følgende resultat. Design er basert på motstrøm varmeveksler.



Figur 5-20: HTRI design av Kollsnes lavtrykkskjølere

Løsningen i HTRI ble 12 platevarmevekslere med 437 plater i hver veksler. Det effektive varmeoverføringsarealet (A) per veksler er 941,6 m² og varmeoverføringstallet (U) er 3502 W/m²K. Med en gjennomsnittstemperatur (EMTD) på 10,4 °C gir dette total varmeoverføring på 406,2 MW eller 33,85 MW per enhet.

Diameteren til porten er valgt til 600mm som gir hastighet gjennom porten på varm side til 1,15 m/s og 1,95 m/s for kald side. Hastigheten gjennom kanalen til platene er 0,27 m/s og 0,45 m/s på hhv varm og kald side. Disse hastighetene er akseptable med tanke på erosjon og skjevfordeling nevnt i kapittel 5.1.3.2.2.

Trykktapet gjennom veksleren er på 16 kPa for kjølemediet og 39,5 kPa på sjøvannsmediet, som er godt innenfor et prosesskrav på maks 1 bar. Materialet til platene er valgt til å være titan for å unngå korrosjon ved kontakt av sjøvannet.

Strømningsmønsteret til både varm og kald strømning er U mønster (se figur 5-20). Mens det varme fluidet strømmer ovenfra og ned, strømmer det kalde sjøvannet motstrøms nedenfra og opp.

5.2 Pumper

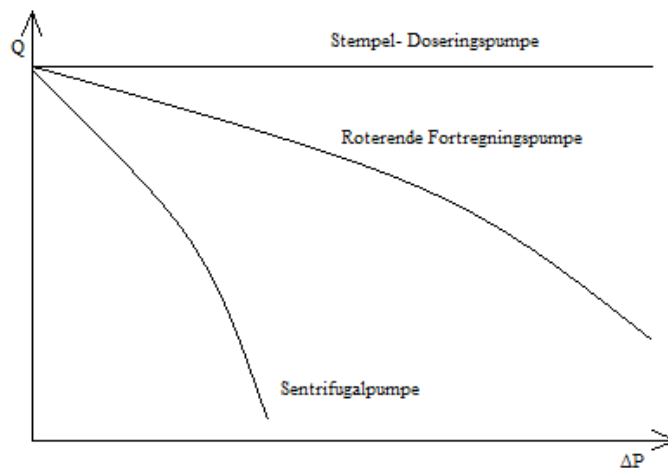
En pumpe er definert som et utstyr som flytter et fluid ved å øke energinivået til fluidet (Forsthoffer, 2005). Pumper og pumpesystemer er noe av det vanligste utstyret i et prosessanlegg. Undersøkelser har vist at pumper står for 1 % av totale kostnader til et prosessanlegg men 5 % av vedlikeholdskostnadene (Per Halck, 1991). Ytterligere kunnskap om pumper kan hjelpe til å påvirke og forbedre de totale pumpekostnadene.

5.2.1 Pumpetyper

Pumper kan deles inn i to hovedgrupper (Forsthoffer, 2005):

- Sentrifugalpumper
- Fortregningspumper

Mens sentrifugalpumpene har pumpekarakteristikk der mengden (Q) synker ved økende trykk (P), er mengdekarakteristikken til fortregningspumper nærmest konstant ved ulike mottrykk (se figur 5-21). Ved væskeholdige fluidsystemer blir hovedforskjellen at sentrifugalpumper kan mengdereguleres ved hjelp av struping med ventiler eller blender, mens fortregningspumper må reguleres ved turtalls-, slaglengderegulering eller ventil som regulerer i bypass tilbake til sugesiden (Per Halck, 1991).



Figur 5-21: Pumpekarakteristikk for sentrifugal- og fortregningspumper

Det er også to pumpetyper som havner utenfor disse pumpefamiliene, kalt propellpumper og Archimedes skruepumper. Disse har stor kapasitet og lav løftehøyde. Videre teori vil bli basert på pumper i hovedgruppene.

5.2.1.1 Sentrifugalpumper

Sentrifugalpumpe er en rotordynamisk pumpe som bruker et roterende løpehjul for å øke den kinetiske energien til fluidet. Fluidet strømmer inn til den roterende akselen der løpehjulet øker hastigheten til fluidet. Fluidet strømmer radielt ut i pumpehuset til det forlater ut via rørrettet. En sentrifugalpumpe består av:

- Driverelement, normalt elektrisk motor, men kan også være forbrenningsmotor, hydraulisk motor og lignende.
- Kraftoverføring, normalt via en kobling

- Akseltetning, kan være enkel eller dobbel avhengig av trykk og lekkasjekrav
- Pumpehus med løpehjul og tilkobling for enten sugerørsledning eller trykkrør ledning.

Kapasiteten til pumpen er gitt av løpehjulet og turtall (Per Halck, 1991). Pumpens trykkstigning er gitt ved turtall og antall løpehjul (flertrinns-pumper). Det finnes utallige utforminger av løpehjulet for å forbedre krav til tilløpstrykk, unngå kavitasjon osv. Normalt bygges pumpen på et fundament for å unngå skjev belastning på lager og akseltetninger.

5.2.1.2 Fortrengningspumper

Fortrengningspumper har et ekspanderende hulrom på innsug siden og et minkende hulrom på utløpssiden. Fluidet strømmer inn i pumpen ettersom hulrommet ekspanderer og sendes ut etter hvert som hulrommet på utløpssiden lukker seg. Denne pumpen leverer så konstant volumstrømning for en gitt hastighet (RPM) og derfor tilnærmet uavhengig av mottrykket. En fortrengningspumpe kan derfor ikke stå med utløpet foran en lukket ventil ettersom den upåvirket av mottrykket fører konstant volumstrømning til røret sprekker, pumpen ødelegges eller begge deler.

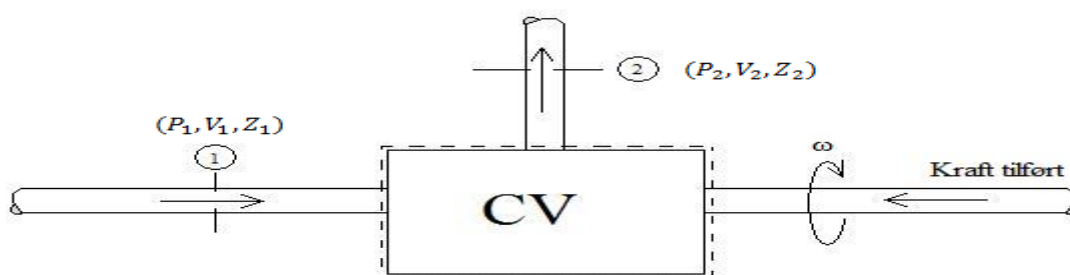
Fortrengningspumpen deles inn i to klasser (the Engineering Toolbox):

- Roterende fortrengningspumper
- Vekselvirkende fortrengningspumper

Pumpekaraktistikk kurven for fortrengningspumpen er så enkel at den sjelden vises. Den har en rett vertikal linje som vist i figur 5-21. Noen systemkurver vil vise en slakk helning, som en følge av lekkasje i pumpen. Dette foregår ved at noe av fluidet strømmer tilbake før hulrommet lukkes. For stempel og membran pumper vil lekkasjestrøm neglisjeres.

5.2.2 Pumpeteori

For å få dypere forståelse for pumper og pumpesystemer må det gjøres på bakgrunn av fysiske prinsipper. Ved å anse pumpen som kontroll volum eller en svart boks kan vi se nærmere på energien til fluidet som strømmer gjennom kontrollvolumet.



Figur 5-22: Kontrollvolum presentasjon av pumpe

Energiforandringen til fluidet gjennom kontrollvolumet kan uttrykkes med energiligningen (Bernoulli's ligning),

	$\omega T = \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} \right) + \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) + g(Z_2 - Z_1) + tap$	5.2.1
--	--	-------

Trykkforandringen til fluidet gjennom kontrollvolumet avhenger av egenskapene og utformingen til den "svarte boksen". Nærmere utforming og teori må dermed utledes. Videre teori vil baseres på sentrifugalpumper.

5.2.2.1 Euler ligningen

Hvis vi tenker en sentrifugalpumpe med drivhjul for å erstatte kontrollvolumet (se figur 5-23).

Drivhjulet produserer en "tvungen" virvel, og det utveksles et angulært moment mellom bladene til drivhjulet og fluidet som strømmer gjennom pumpen. Antar at idealfluid passerer drivhjulet. Får dermed følgende to ligninger for arbeidet,

	$T = m \left(Vu_1 \frac{D_1}{2} - Vu_2 \frac{D_2}{2} \right)$	5.2.2
--	--	-------

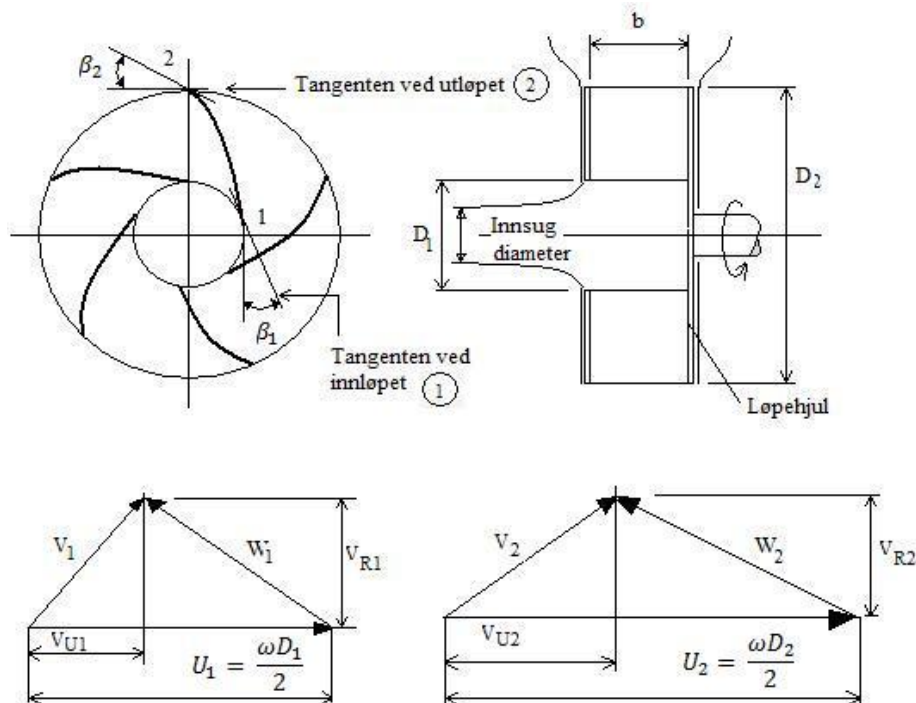
Ettersom effekten som tilføres er ωT kan vi uttrykke spesifikk energiforandring for en gitt masse av fluidet som følgende,

	$gH_E = u_1 Vu_1 - u_2 Vu_2$	5.2.3
--	------------------------------	-------

Som også er kjent som Euler ligningen, hvor Vu_1 og Vu_2 representerer virvelhastigheten. Ved å benytte oss av Pythagoras kan ligning 5.2.3 skrives til,

	$gH_E = \frac{1}{2} [(V_2^2 - V_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) + (W_2^2 - W_1^2)]$	5.2.4
--	--	-------

Det første leddet i ligningen representerer forandringen i den absolutte kinetiske energien gjennom løpehjulet. Andre leddet beskriver effekten som påvirkes av radiusen til løpehjulet, og det tredje leddet beskriver forandring av kinetisk energi gjennom rotoren. De to siste leddene i ligning 5.2.4 beskriver med andre ord den statiske energiforandringen gjennom løpehjulet, mens det første leddet beskriver den dynamiske energiforandringen. Ut fra denne ligningen kan vi registrere hvordan geometriske forandringer, t. eks ved å endre radius på løpehjulet, påvirker den produserte energitilførselen fra løpehjulet.



Figur 5-23: Tverrsnitt av sentrifugalpumpe med løpehjul og tilhørende hastighetsvektorer

I et ideelt tilfelle vil det ikke oppstå virvelhastighet ved inngangen av pumpen som fører til at det første leddet i ligning 5.2.3 kan neglisjeres. For ideell sentrifugalpumpe får vi følgende uttrykk for energiforandringen.

	$gH_E = -u_2 V u_2$	5.2.5
--	---------------------	-------

Fra hastighetsvektorene vist i figur 5-15 kan vi uttrykke energiforandringen ytterligere,

	$gH_E = u_2(u_2 - V_{R_2} \cot \beta_2)$	5.2.6
--	--	-------

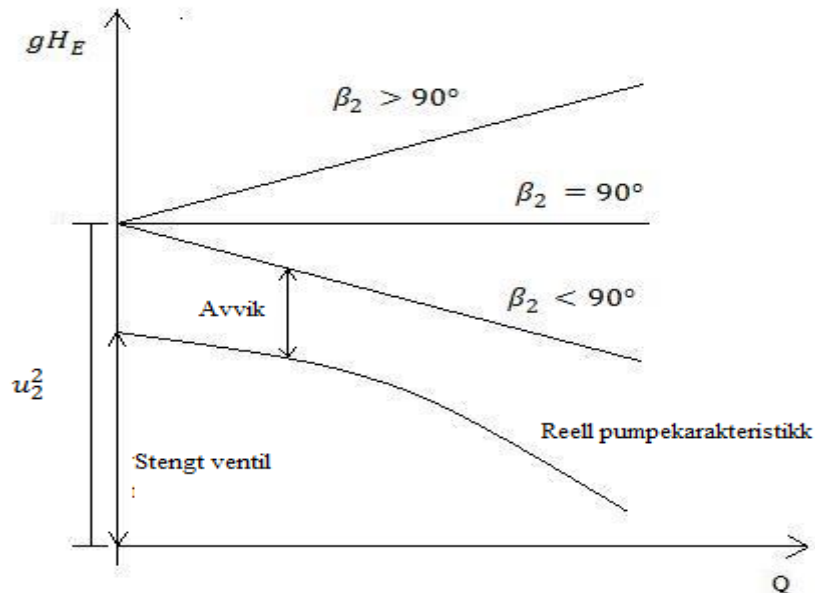
hvor V_{R_2} er den absolutt radiale hastigheten ved utløpet. Denne kan også skrives,

	$V_{R_2} = \frac{Q}{\pi D_2 b}$	5.2.7
--	---------------------------------	-------

Ved å kombinere ligning 5.2.6 og ligning 5.2.7 gir følgende uttrykk for energiforandringen

	$gH_E = u_2^2 - \frac{Qu_2 \cot \beta_2}{\pi D_2 b}$	5.2.8
--	--	-------

Ut fra denne formelen ser vi at maksimal energiforandring er mulig når massestrømmen er lik null, dvs. $gH_E = u_2^2$. Det som er hensiktsmessig å undersøke ut fra denne ligningen er innvirkningen vinkelen på utløpshastigheten medfører, her vist i figur 5-24.



Figur 5-24: Forhold mellom energiforandringen og volumstrømmen ved utløpshastigheter på skovlen

Konvensjonelt benyttes skovler hvor $\beta_2 < 90^\circ$, som gir en fallende kurve ved økende volumstrøm. De andre to løsningene er også mulig, men benyttes sjelden for pumper (Turton, 1994). Figur 5-24 illustrerer også hvordan ideell pumpekarakteristikk er forskjellig fra den reelle.

5.2.2.2 Dimensjonløs framgangsmetode

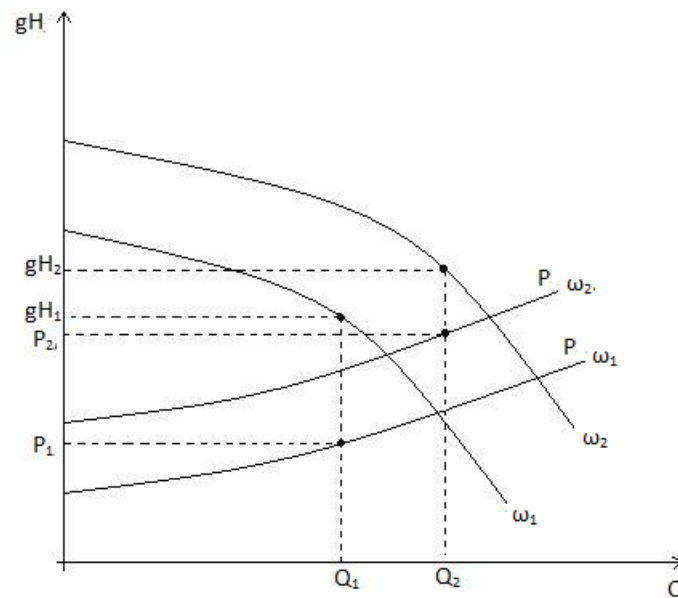
Med utgangspunkt i figur 5-22 der vi henviser til pumpen med kontrollvolum, kan vi argumentere med at krafttilførselen fluidet blir utsatt for er knyttet til volumstrømmen (Q), spesifikk energiforandring (gH_E), fluidegenskaper (μ og ρ), fysisk størrelse (D), og rotasjonshastigheten (ω). Ved å innføre dimensjonløs analyse og at u kan skrives som ωD , får vi følgende relasjon,

	$\frac{P}{\rho \omega^3 D^5} = f \left[\frac{Q}{\omega D^3} \cdot \frac{gH}{\omega^2 D^2} \cdot \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \dots \right]$	5.2.9
--	---	-------

Venstre leddet av ligningen er kraft- koeffisienten, og det første leddet på høyre side er strømningskoeffisienten. Andre leddet i høyre side av ligningen er koeffisienten for spesifikk energiforandring, og det siste leddet er et uttrykk for Reynolds tallet. Denne metoden er nyttig for å plote ytelsen til pumper som er enten helt like eller til å finne ytelsen til lignende pumper hvor noen størrelser er gitt. For å gjøre antagelser og skalering av lignende pumper må de ulike koeffisientene være konstant,

	$\text{Konstant} = \begin{cases} \frac{P}{\rho\omega^3 D^5} \\ \frac{Q}{\omega D^3} \\ \frac{gH}{\omega^2 D^2} \end{cases}$	5.2.10
--	---	--------

Enkel demonstrasjon av skaleringen kan vises med to helt like pumper men ulik rotasjonshastighet der $\omega_1 < \omega_2$. For at koeffisientene skal være konstant må dermed $P_2, Q_2, gH_2 > P_1, Q_1, gH_1$. Figur 5-25 illustrer skaleringsforholdet basert på ligning 5.2.10,



Figur 5-25: Påvirkning ved å øke rotasjonshastigheten basert på ligning 5.2.10

5.2.2.3 Spesifikk hastighet

En annen viktig faktor med hensyn til pumpeteori er spesifikk hastighet. Spesifikk hastighet beskriver pumpehøyden og strømmingen ved maksimal virkningsgrad ved en gitt hastighet ω .

	$k_s = \frac{\omega\sqrt{Q}}{(gH)^{3/4}}$	5.2.11
--	---	--------

5.2.2.4 Virkningsgrad

Ved design av pumper, og forståelse av pumpe egenskapene er det viktig å se på virkningsgraden til en pumpe. Virkningsgraden er definert som forholdet mellom tilført energi og utnyttet energi. Den totale virkningsgraden er definert som produktet av mekanisk virkningsgrad og hydrauliske virkningsgrad.

	$\eta_0 = \eta_H \times \eta_{MECH}$	5.2.12
--	--------------------------------------	--------

Hvor η_H er forholdet mellom den reelle energiforandringen og Euler spesifikke energiforandring,

	$\eta_H = \frac{gH}{gH_E}$	5.2.13
--	----------------------------	--------

Alle andre tap som ikke er følge av strømningstap refereres som mekanisk tap, eller mekanisk virkningsgrad η_{MECH} . Den totale virkningsgraden løses grafisk som normalt vises som et forhold mellom den totale virkningsgraden η_0 og spesifikk hastighet k_s . I tillegg til virkningsgraden vil det

beskrive strømningsløpet til fluidet. Lave tallverdier betyr høy spesifikk energiforandring og lav hastighet, normalt radiell strømning. Høye tallverdier beskriver høy volumstrøm men lav spesifikk energiforandring, som gjenspeiler en typisk aksial strømning (Turton, 1994).

5.2.2.5 Kavitasjon, NPSE

Det laveste trykket til en væske er ved kokepunktstrykket til en bestemt temperatur. Hvis det oppstår kokepunkt i en pumpe som følge av dette, vil det oppstå bobler som flytter seg i strømmingen til et annet sted i pumpen der trykket er høyere. Når gassboblene beveger seg inn i områder med høyere trykk eksploderer boblene og skaper høye lokale trykk. Dette fenomenet kalles kavitasjon.

Kavitasjon fører til redusert pumpeytteevne, mekaniske skader på pumpedeler spesielt på pumpehjul og innløpsdeler, og vibrasjoner. Rutineinspeksjon av pumper for mulige kavitasjonskader er derfor nødvendig under driftstadiet.

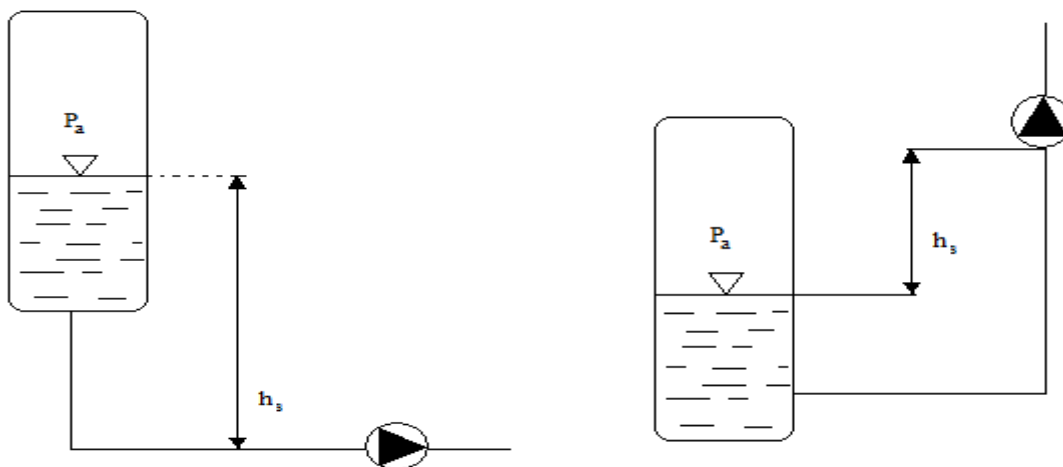
Kavitasjonsegenskapene bestemmes av NPSH (Net Positive Suction Head), eller NPSE. NPSH beskriver i høyde den hydrauliske energihøyden i forhold til energihøyden ved kokepunktstrykket. Med nyere tilnærming mot SI systemet defineres den som forholdet mellom innløpstrykk energien og kokepunktenergien, NPSE (Net Positive Suction Energy). Skiller her videre mellom tilgjengelig ($NPSE_A$) og nødvendig ($NPSE_R$). $NPSE_A$ er differansen mellom energien til fluidet ved pumpeinntaket og energien ved kokepunktstrykket. Fra Bernouilli's ligning benyttes energien mellom to punkter til å beskrive denne differansen (se figur 5-26). Med utgangspunkt i figur til venstre blir følgende uttrykk for $NPSE_A$.

$NPSE_A = \frac{P_a}{\rho} + gh_s - \frac{\Delta P}{\rho} - \frac{P_v}{\rho}$	5.2.14
---	--------

For figuren til høyre blir dermed,

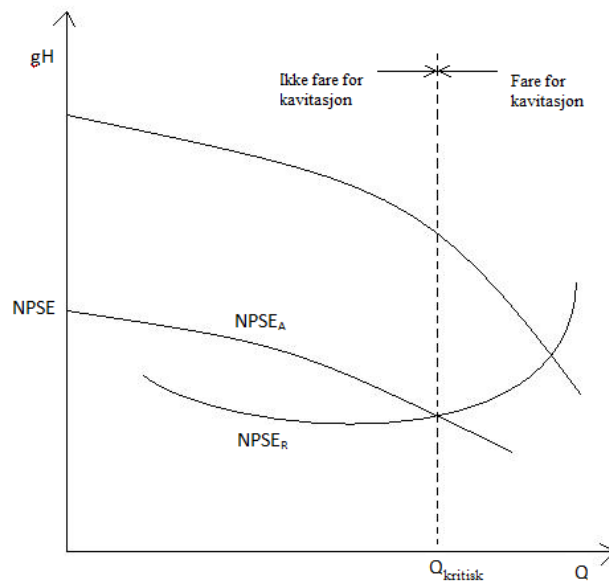
$NPSE_A = \frac{P_a}{\rho} - gh_s - \frac{\Delta P}{\rho} - \frac{P_v}{\rho}$	5.2.15
---	--------

Hvor $\frac{\Delta P}{\rho}$ er friksjonstap i innløpsledningen og P_v er kokepunktstrykket for fluidet. $NPSE_R$ avhenger av geometrien til pumpen og er derfor oppgitt fra pumpeleverandøren.



Figur 5-26: Systemskisse over to hoved pumpesystemer

For å begrense kavitasjonen skal $NPSE_A$ være større enn $NPSE_R$ med en marginal. Der hvor disse kurvene krysser hverandre refereres som den kritiske volumstrømmingen for pumpen i systemet. Figur 5-27 illustrerer en typisk pumpekurve med tilhørende $NPSE_A$ og $NPSE_R$.



Figur 5-27: Pumpekarakteristikk med tilhørende NPSE

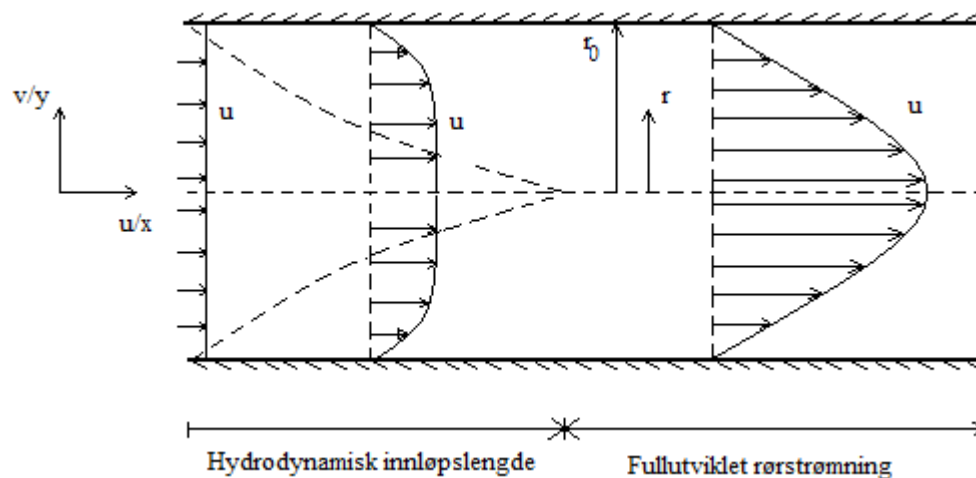
For fortrenningspumper benyttes ikke konkrete kavitasjonskriterium. Fortrenningspumpen har en pulserende volumstrøm og må derfor ta hensyn til den pulserende strømmingen ved innløpsledningen gjennom en høydebetegnelse som uttrykker akselerasjonskraften for væsken ved innløpet.

5.3 Rør

Trykktap og varmeoverføring i rør er kjente begreper. For bedre å forstå hva som skjer i rørene må vi se nærmere på teorien bak fluidstrømning i rør, og tilhørende hastighet og temperatur profil. Det vil her legges hovedvekt på laminær strømning.

5.3.1 Hastighetsprofil

En typisk hastighetsprofil for et fluid i rør er vist her i figur 5-28. Ved inngangen av røret er hastigheten til rørstrømmen uniform. Det oppstår så oppbremsning av hastigheten til fluidet langs rørveggen som følge av friksjon (skjærspenning) og hastigheten langs senterlinjen akselereres. Denne fasen refereres også som den hydrodynamiske innløpslengden, hvor hastighetsprofilen utvikles. Her vil det oppstå impulstap som følge av friksjon i røret, og impulstap som følge av radiell utveksling av impuls.



Figur 5-28: Hastighetsprofil i rør

Etter at strømningshastigheten er fullt utviklet (konstant hastighet) vil det bare oppstå impulstap som følge av friksjon. Med utgangspunkt i Impulsligningen for rørstrømning har vi følgende,

	$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v_r \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{dP}{dx} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right)$	5.3.1
--	--	-------

Og for fullt utviklet hastighetsprofil vil vertikal hastighet ved rørveggen være lik 0 ($v_r = 0$), og ingen forandring i hastigheten langs x-aksen ($\frac{\partial u}{\partial x} = 0$). Får da følgende uttrykk,

	$\frac{dP}{dx} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \mu \frac{\partial u}{\partial r} \right)$	5.3.2
--	--	-------

Ut i fra figur 5-28, har vi to randbetingelser for hastigheten i røret,

	$\begin{aligned} \text{Ved } r = 0, \text{ er } \frac{\partial u}{\partial r} &= 0 \\ \text{Ved } r = r_0, \text{ er } u &= 0 \end{aligned}$	5.3.3
--	--	-------

Ved å integrere ligning 5.3.2 med hensyn på u og gitte randbetingelser får vi følgende uttrykk for hastighet i røret.

	$u(r) = \frac{r_0^2}{4\mu} \left(-\frac{dP}{dx} \right) \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right)$	5.3.4
--	--	-------

Normalt ønsker vi derimot en representativ hastighetsverdi for røret kalt middelhastighet (V).
Definisjonen er som følger,

	$V = \frac{1}{\rho A_c} \int_{A_c} u \rho dA_c$	5.3.5
--	---	-------

Innsatt i ligning i 5.3.4 får vi følgende uttrykk over hastigheten i røret, uttrykt ved middelhastigheten,

	$u(r) = 2V \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right)$	5.3.6
--	--	-------

5.3.2 Trykktap i rør

Som nevnt tidligere er det friksjonen langs rørveggen som bremser fluidet og resulterer i trykktapet i røret. Friksjonen langs rørveggen eller skjærspenningen er uttrykt ved,

	$\tau_0 = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)_{r=r_0}$	5.3.7
--	---	-------

Som gir

	$\tau_0 = \frac{-4V\mu}{r_0} = C_f \frac{\rho V^2}{2}$	5.3.8
--	--	-------

Der C_f er en dimensjonsløs friksjonskoeffisient,

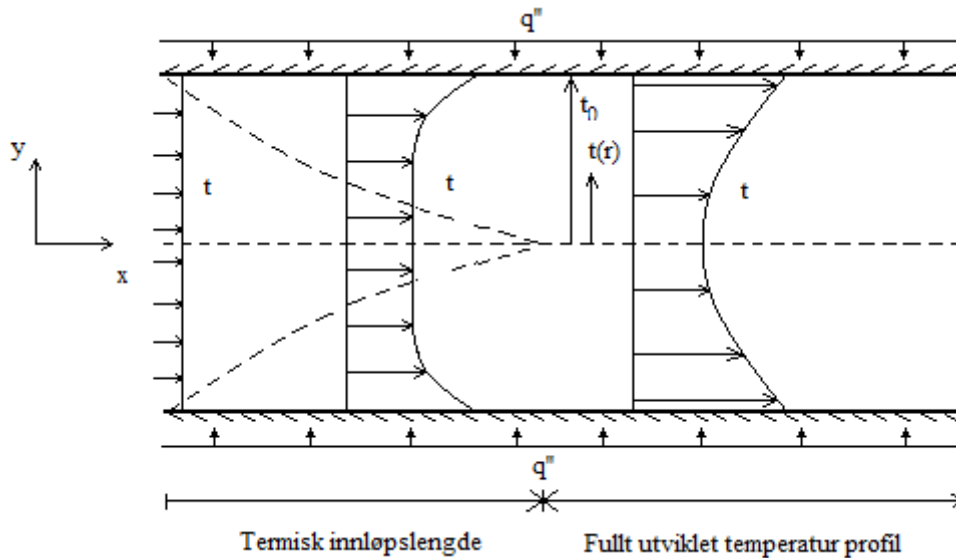
	$C_f = \frac{16\mu}{2r_0\rho V} = \frac{16}{Re_D}$	5.3.9
--	--	-------

Ved å kombinere formel 5.3.6 og formel 5.3.4 og setter inn uttrykk for friksjonskoeffisienten får vi følgende uttrykk for trykktapet i rør med lengde x , hvor rørstrømningen er fullt utviklet

	$\Delta P = 4C_f \frac{\rho V^2 x}{2 D}$	5.3.10
--	--	--------

5.3.3 Varmetransport i rør

I likhet med hydrodynamisk innløpslengde er det også termisk innløpslengde (se figur 5-29). Innenfor den termiske innløpslengden utvikler $t(r)$ fasing fram til temperaturprofilen er fullt utviklet. Ved dannelse av termisk innløpslengde antas det allerede at hastighetsprofilen er fullt utviklet.



Figur 5-29: Temperaturprofil i rør

For å beregne temperaturen i røret tar vi utgangspunkt i energiligningen.

	$u\rho c \frac{\partial t}{\partial x} + v_r \rho c \frac{\partial t}{\partial r} - \left[\frac{k}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) + \frac{k}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \theta^2} + k \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right] - u \frac{dp}{dx} - \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 = 0$	5.3.11
--	--	--------

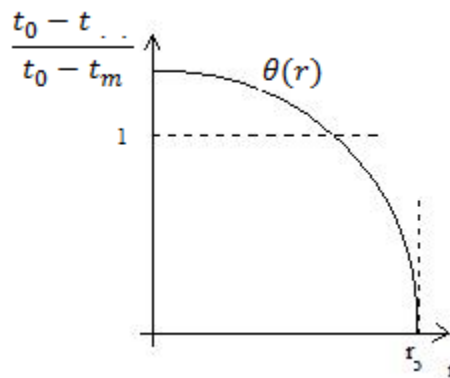
Ved fullt utviklet hastighet og temperaturprofil kan ledd to, fire, fem, seks og sju neglisjeres. Ledd fire vil ikke kunne neglisjeres ved ekstremt høy eller lav hastighet, men går ikke nærmere inn på dette her. Følgende uttrykk får vi etter forenklingene,

	$\frac{u\rho c}{k} \frac{\partial t}{\partial x} = \frac{k}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right)$	5.3.12
--	--	--------

Innfører så dimensjonløs temperatur,

	$\theta(r) = \frac{t_0 - t(r)}{t_0 - t_m}$	5.3.13
--	--	--------

Hvor t_m er den gjennomsnittlige temperaturen over rørsnittet. Temperaturen forandrer seg ikke i x-retning etter fullt utviklet temperaturprofil, men bare langs radien i røret (se figur 5-30).



Figur 5-30: Temperaturprofil i rør

At temperaturen ikke forandrer seg i x- retning ved fullt utviklet temperaturprofil kan uttrykkes som følgende,

	$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{t_0 - t}{t_0 - t_m} \right) = 0$	5.3.14
--	--	--------

Som kan skrives,

	$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial t_0}{\partial x} - \left(\frac{t_0 - t}{t_0 - t_m} \right) \frac{\partial t_0}{\partial x} + \left(\frac{t_0 - t}{t_0 - t_m} \right) \frac{\partial t_m}{\partial x}$	5.3.15
--	---	--------

To randbetingelser som gir fullt utviklet temperaturprofil er konstant fluks ($q'' = konst$) eller konstant veggtemperatur.

5.3.4 Konstant varmekraft

Konstant fluks kan være tilfeller der det er et elektrisk varmeelement som varmer opp røret, eller konstant varmestråling. Det kan også hense på til en motstrøms varmeveksler med lik varmekapasitet i begge fluider ($(mc_p)_1 = (mc_p)_2$).

Konstant varmekraft gir følgende uttrykk,

	$q''_0 = h(t_0 - t_m) = konstant$	5.3.16
--	-----------------------------------	--------

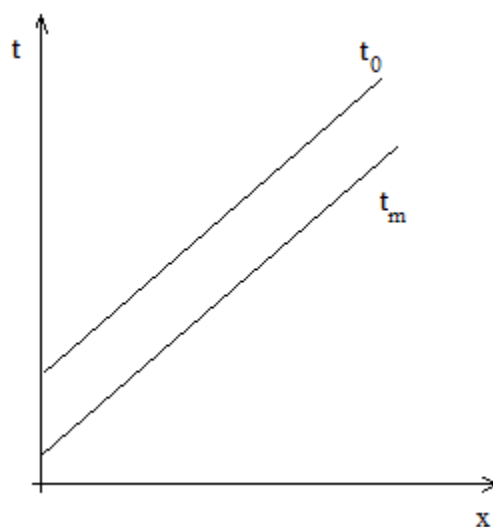
Av dette følger at når varmeovergangstallet h er konstant er $(t_0 - t_m) = konstant$. Setter inn i formel 5.3.14 som gir følgende,

	$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial t_0}{\partial x} = \frac{\partial t_m}{\partial x}$	5.3.17
--	---	--------

Fra energiligningen 5.3.12 får vi,

	$\frac{k}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) = \frac{u \rho c}{k} \frac{\partial t_m}{\partial x}$	5.3.18
--	---	--------

Figur 5-26 viser hvordan forholdet mellom middeltemperaturen t_m og veggtemperaturen t_0 ved konstant varmekraft i røret.



Figur 5-31: Forhold mellom middeltemperatur og veggtemperatur ved konstant varmekraft

Med tilhørende randbetingelser for temperatur i rør

	$t = t_0 \text{ når } r = r_0$ $\frac{\partial t}{\partial r} = 0 \text{ når } r = 0$	5.3.19
--	---	--------

Og setter inn uttrykket for u ved laminær strømning i energiligningen gir følgende uttrykk for temperaturen,

	$t = t_0 - \frac{2V}{\alpha} \left(\frac{\partial t_m}{\partial x} \right) \left(\frac{3}{16} r_0^2 + \frac{r^4}{16r_0^2} - \frac{r^2}{4} \right)$	5.3.20
--	--	--------

hvor α er den molekylære termiske diffusiviteten

	$\alpha = \frac{k}{\rho c}$	5.3.21
--	-----------------------------	--------

Middeltemperaturen t_m er gitt ved

	$t_m = \frac{2}{r_0^2 V} \int_0^{r_0} u r dr$	5.3.22
--	---	--------

Satt inn i ligningen for fluksen i røret (ligning 5.3.16), får vi følgende uttrykk for fluksen

	$q_0'' = h(t_0 - t_m) = h \frac{11}{96} \frac{2V}{\alpha} \left(\frac{\partial t_m}{\partial x} \right) r_0^2$	5.3.23
--	---	--------

Fluksen kan også uttrykkes gjennom bevaring av energi gjennom et kontrollvolum som gir følgende uttrykk (Kays & Crawford, 1980),

	$q_0'' = \frac{r_0 V \rho c}{2} \left(\frac{\partial t_m}{\partial x} \right)$	5.3.24
--	---	--------

Ved å kombinere ligning 5.3.23 og ligning 5.3.24 får vi følgende uttrykk for varmeovergangstallet h

	$h = 4.364 \frac{k}{D}$	5.3.25
--	-------------------------	--------

Ofte er denne uttrykt dimensjonløst i uttrykk av Nusselt tallet,

	$Nu = 4.364 \text{ hvor } Nu = \frac{hD}{k}$	5.3.26
--	--	--------

Nusselt nummeret beskriver forholdet mellom konvekktive og konduktive varmeoverføringen (Næss, 2007).

5.3.5 Konstant veggtemperatur

Tilfeller som gir konstant veggtemperatur kan være kondensasjon eller fordampning av fluidet. Eller så kan det beskrive en motstrøms varmeveksler (se figur 5-5), der varmekapasiteten til det ene fluidet er mye større enn det andre $((mc_p)_1 \gg (mc_p)_2)$.

Konstant veggtemperatur uttrykkes,

	$\frac{\partial t_0}{\partial x} = 0$	5.3.27
--	---------------------------------------	--------

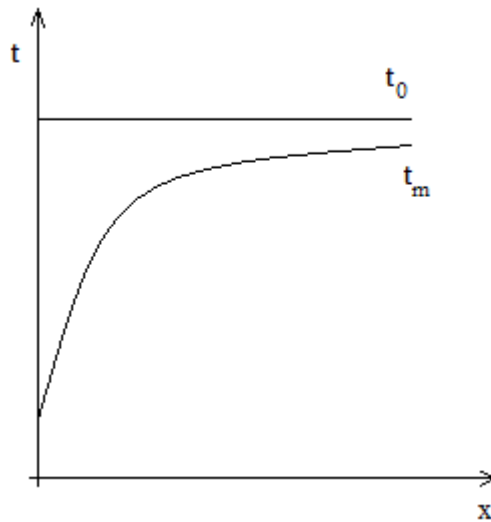
Uttrykt ved ligning 5.3.15 blir den redusert til,

	$\frac{\partial t}{\partial x} = \left(\frac{t_0 - t}{t_0 - t_m} \right) \frac{\partial t_m}{\partial x}$	5.3.28
--	--	--------

Innsatt i energiligningen gir følgende uttrykk,

	$\frac{u\rho c}{k} \left(\frac{t_0 - t}{t_0 - t_m} \right) \frac{\partial t_m}{\partial x} = \frac{k}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right)$	5.3.29
--	---	--------

Forholdet mellom veggtemperaturen og middeltemperaturen i røret ved konstant veggtemperatur illustreres her i figur 5-32.



Figur 5-32: Forhold mellom konstant veggtemperatur og middeltemperatur til fluidet

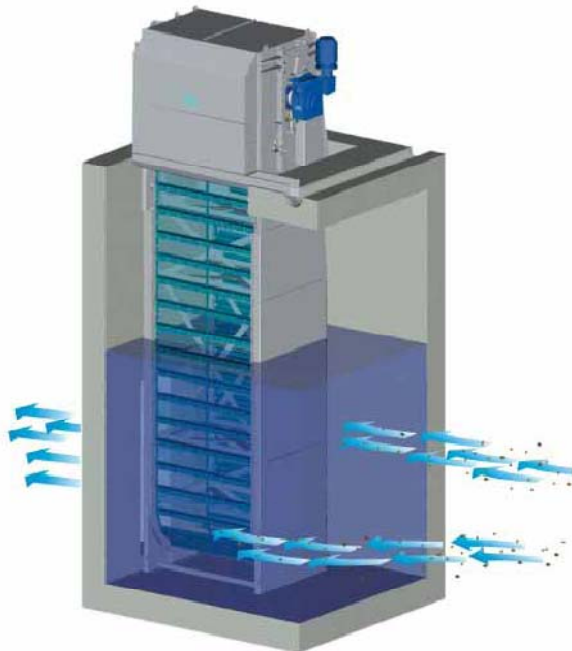
Ved å innføre grenseverdiene i formel 5.3.19 og setter inn uttrykket for hastigheten for fluid ved fullt utviklet laminær strømning gir,

	$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial t}{\partial r} \right) = \frac{2V}{\alpha} \left(1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right) \frac{t_0 - t}{t_0 - t_m} \left(\frac{\partial t_m}{\partial x} \right)$	5.3.30
--	--	--------

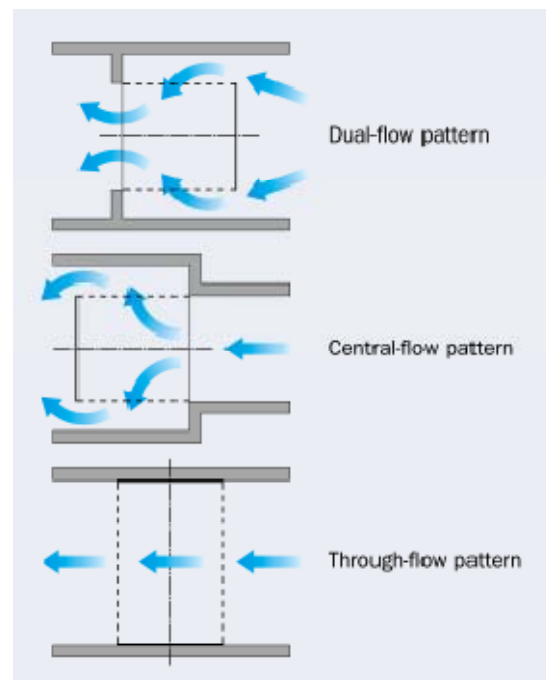
Ved løsning av denne ligningen gis Nusselt nummer $Nu=3.658$, som er noe lavere enn ved konstant varmefluks.

5.4 Filter

Det er stor forskjell på filtre alt etter hva det skal brukes til. Skal se nærmere på oppbyggingen av det eksisterende sjøvannfilteret på Nyhamna. Filteret er et sammenhengende løpebånd med en drivaksel på topp med en spyledyse til å fjerne eventuelle partikler som har festet seg til filteret. Som vist her i figur 5-33 er filteret et bånd der i dette tilfellet sjøvannet strømmer igjennom fra begge sider og videre inn til pumpebassenget. Gitteret som vannet strømmer igjennom stanser alle partikler over 2mm. "Gitterbåndet" roterer så rundt drivaksen, på toppen, hvor det er en spyledyse på innsiden som fjerner eventuelle partikler som har festet seg til gitteret. Dette avfallet føres vekk i en renne til en avfallscontainer (se figur 5-33). På Ormen Lange er det installert to slike filtre i parallell, hvor hver enhet er ca 18 m høy. Motoren som driver filteret rundt akslingen har en duty på 25 kW. Båndet går rundt to ganger om dagen som hver tar ca 10 min. Valg av strømningsmønsteret til fluidet gjennom filteret har også avgjørende egenskaper. Det mest brukte og passende strømningsmønster for majoriteten av bruksområder er todelt strømningsmønster (se figur 5-34). Ved dette strømningsmønsteret føres fluidet gjennom gitteret på begge sider hvor det samles på innsiden av gitteret, og ledes ut en tunnel for rensset vann området.



Figur 5-33: Sjøvannfilter, Brackett



Figur 5-34: Strømningsmønster, Brackett

Ved dette strømningsmønsteret er det ikke mulig at partikler overføres til det "rene" området. Strømningsmønsteret gir en konvergerende strømning som er ideelt der pumper er nært knyttet til filteret (EIMCO watertechnologies, 2008).

I andre tilfeller kan sentralstrømningsmønster foretrekkes. Her passerer fluidet inn på innsiden av filteret hvor det splittes og strømmer ut gjennom gitteret (se figur 5-34). I likhet med todelt strømningsmønster hindres partikler å overføres til "ren" side.

5.5 Ekspansjonstank

Når vannet oppvarmes i et lukket system ekspanderer vannvolumet. Vannet er ikke kompressibelt så det overfløydige volumet må gå et sted. Ekspansjonstanker designes ut fra to systemer; åpen ekspansjonstank system og lukket ekspansjonstank system.

5.5.1 Åpen ekspansjonstank

Åpent ekspansjonstank system er bare relevant for lavtrykks varmtvannssystemer. Denne typen er blitt mer og mer erstattet med lukket ekspansjonstank. En åpen ekspansjonstank har ikke noe trykk i selve beholderen og må derfor plasseres som høyeste nivå i varmekretsen. Prinsippet er da at ved normal driftstemperatur vil vannet i karet fylles til en viss brøkdel av det totale volumet. Temperaturen stiger og dermed volumet i karet.

Det totale volumet til ekspansjonstanken uttrykkes som følgende,

	$V_R = kV_w \left[\frac{v_1}{v_0} - 1 \right]$	5.5.1
--	---	-------

Hvor k er en sikkerhetsfaktor (normalt 2), V_w er vannvolumet i kretsen, og v_1 og v_0 er spesifikk volum til hhv varm og kald temperatur.

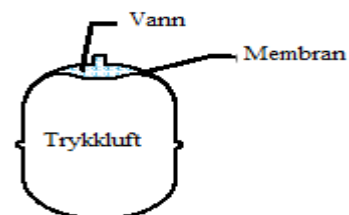
5.5.2 Lukket ekspansjonstank

Ved å installere en lukket ekspansjonstank vil det overfløydige vannet gå inn i tanken som allerede er fylt med trykkluft. Mellom vannet som strømmer igjennom og trykkluften ligger det en membran for å skille mellom fluidene. Når temperaturen og trykket når sine maksimalverdier presser membranen mot luftputen, ettersom luft er kompressibel, som gjør det mulig for ytterligere ekspansjon av vannet (se figur 5-35 og figur 5-36). Etter hvert som vannet avkjøles eller systemet åpnes, renner det tilbake i systemet (Watts). Dimensjonering av ekspansjonstanken gjøres normalt av leverandør ettersom dette avhenger av utstyr. Ved beregning av ekspansjonstanken er det viktig å vite vannvolum i kretsen, vanntrykk, og hhv maksimal og minimal vanntemperatur i kretsen (Watts).

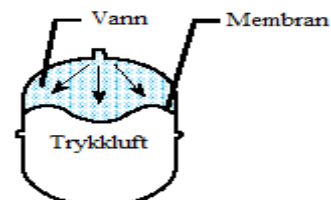
Det totale volumet som trengs for en lukket ekspansjonstank kan beregnes med følgende ligning,

	$V_R = kV_w \frac{[v_1/v_0 - 1]}{[(p_a/p_0) - (p_a/p_1)]}$	5.5.2
--	--	-------

Hvor p_a er det atmosfæriske lufttrykket, p_0 er trykket ved normal drift (kald), og p_1 systemtrykket ved maks varme.



Figur 5-35: Lukket ekspansjonstank ved kald fluidstrømning



Figur 5-36: Lukket ekspansjonstank ved oppvarmet fluidstrømning

6 Kostnader

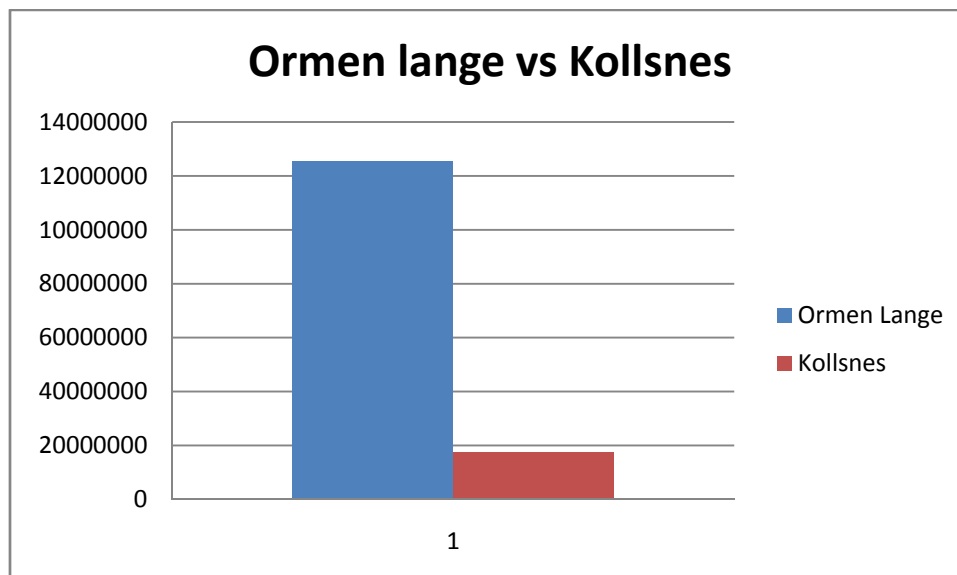
Når de ulike kjølesystemene skal sammenlignes gjøres dette normalt fra et økonomisk kostnadsperspektiv. Normalt vil to forskjellige kjølesystemer, luftkjølte og vannkjølte, sammenlignes på grunnlag av kostnaden på selve kjølerne. Som vist tidligere er systemene mer komplekse enn dette og det er flere parametere og mye mer utstyr som må beregnes som en del av det helhetlige systemet. I tillegg vil faktorer som levetid, effektforbruk på utstyr, og sikkerhet påvirke valgbeslutningen. En annen faktor er hvordan prisene forandrer seg over tid på ulike materialer som kan gjøre at den ene løsningen favoriseres framfor den andre.

Skal her se nærmere på kostnaden for de ulike kjølesystemene til Ormen Lange og Kollsnes og vurdere de opp mot hverandre ut fra enkle estimater av utstyrpriser. Sammenligningen baseres på sjøvannsutstyret diskutert i tidligere kapitler (filter, pumper, varmevekslere, ekspansjonstank og rør) mot luftkjølere. Prisene benyttet i beregningene er enkle prisvurderinger fra de ulike utstyrsleverandørene til hhv Ormen Lange og Kollsnes. Ytterligere kostnader som installasjonskostnader er ikke tatt til følge i beregningene. Årsaken til at disse kostnadene er utelatt i beregningene er at disse utgiftene i større grad påvirkes av lokasjonen til prosessanlegget. Utrekninger er vist i vedlegg C.

6.1 Utstyrskostnader

Kollsnes prosessanlegg har 6 eksportkjølere hvor den siste ble installert i 2006, men skal her vurdere det originale kompressortoget med 5 eksportkjølere. Basert på grove estimater ligger kostnaden per enhet med luftkjølere for Kollsnes på 3.5 millioner NOK som gir en totalsum på 17.5 mill NOK for alle fem eksportkjølere (se figur 6-1).

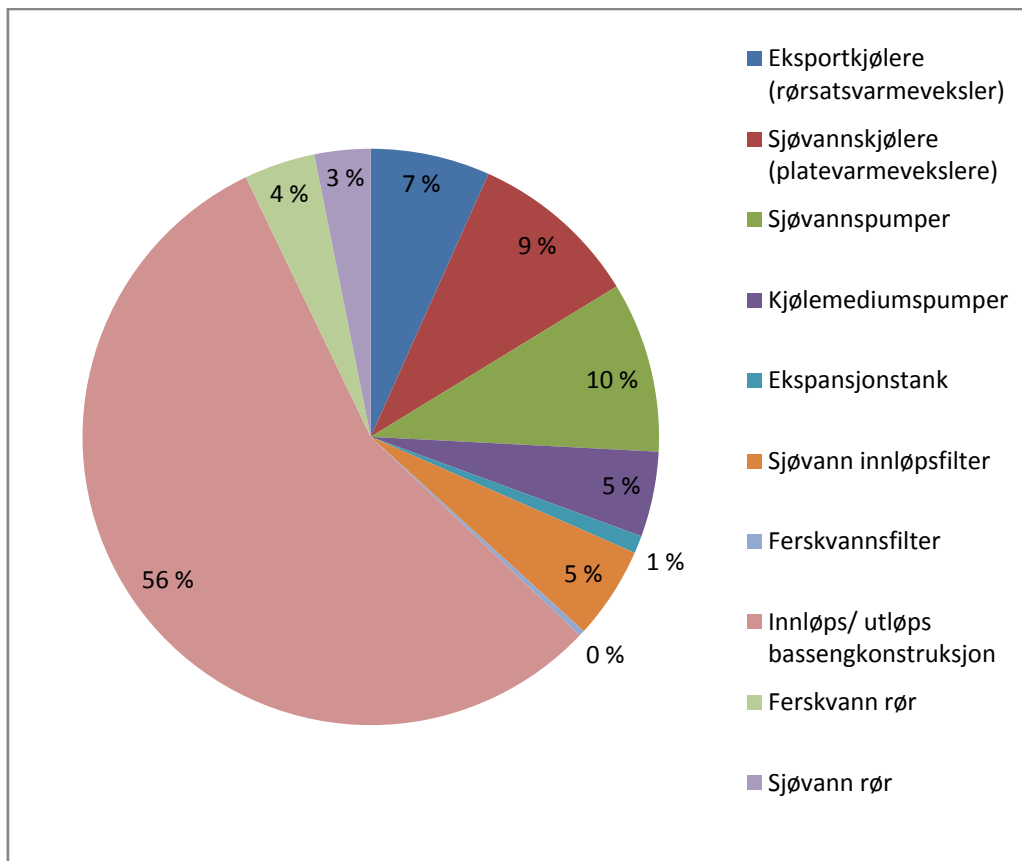
De samlede estimerte utgiftene for sjøvannssystemet på Nyhamna er derimot på ca 128 millioner NOK (se figur 6-1).



Figur 6-1: Kostnad Nyhamna versus Kollsnes kjølesystem

Ved å sammenligne prisestimatene til disse systemene viser det seg at det sjøvannsbaserte kjøleanlegget på Nyhamna overstiger kostnadene til det luftkjølte systemet på Kollsnes med fire gangen. Dette til tross for at Kollsnes har et mye større kjølebehov enn Nyhamna prosessanlegg.

Hvor stor andel de ulike utstyrkostnader er av totalekostnaden på Nyhamna er vist her i figur 6-2.



Figur 6-2: Prosent utstyrkostnader av totalkostnad til sjøvannsystemet.

Ser at bassengkonstruksjonen for sjøinntak og uttak står for over halvparten av de totale kostnadene. Spesielt med tanke på sjøbasseng konstruksjonene gir neglisjeringen av installasjonskostnadene feil kostnadsbilde, ettersom sprengningsarbeidet for dette er på ytterligere 175 millioner NOK. Her er det imidlertid bare tatt hensyn til kostnaden til selve betongkonstruksjonen.

Med gitte estimat på utstyret består eksportkjølerne for 7 % av de totale kostnadene som igjen er like mye som de samlede estimerte rør kostnadene. Men her må det bemerkes at installasjonskostnader kan forventes å være høye.

Ekspansjonstank og ferskvannsfiler kostnadene blir her nesten ubetydelige i det helhetlige kostnadsbildet med hhv 1 % og 0 % av totale kostnader.

Utenom bassengkonstruksjonen er det sjøvannspumpene og platevarmevekslere som står for de store utgiftene med sine 10 % hver.

6.2 Kostnadsestimeringsprogram

Som nevnt tidligere er det mange parametere som skal tas med ved å vurdere sjøvannsbasert kjølesystem mot luftkjølt anlegg. I denne rapporten har sammenligningen vært basert på vekslere, pumper, ekspansjonstank, rør, og filter. Ut fra prisestimatene opplyst fra Ormen Lange og Kollsnes er det laget et enkelt beregningsprogram for kostnaden til hhv sjøvannskjølt og luftkjølt prosessanlegg når kjølebehovet er gitt. Programmeringen for utforming av programmet er gjennomført i Matlab, og

program- kodene er lagt med i vedlegg E. Skal her nevne forenklinger som er gjort ved utforming av programmet før resultatet diskuteres.

6.2.1 Prisivurdering

Skal her gjøre oppmerksom på vurderinger som ligger til grunn for prissetting av ulike komponenter som tilhører kjølesystemene. Programmet er basert på at alt utstyr har en egen maksimal driftytelse. Når kjølebehovet til gassen gir en driftytelse som overstiger den maksimale driftytelsen til en komponent, øker antallet med en.

6.2.1.1 Varmevexslere

Ved å beregne antall varmevekslere og totale kostnader er det tatt hensyn til maksimal driftkapasitet per veksler for hhv Ormen Lange og Nyhamna. Hovedprinsippet til utregningen er at et gitt kjølebehov skal dekkes av et visst antall kompressorkjølere. Antallet bestemmes av maksimal drift til kjølerne. For eksempel med maksimal drift av en kompressorkjøler på 35 MW vil et kjølebehov på 100 MW kreve tre eksportkjølere.

For antall lavtrykk kjølere er disse beregnet tilsvarende som ved HTRI. Ved å bruke forholdet mellom totale kjølemedium massestrømmen i høytrykkskjølere og lavtrykkskjølere, og temperaturkravet i kretsen allerede gitt, beregnes kjølebehovet (se kapittel 5.1.4).

Tabell 6-1: Beregning av antall vekslere i kostnadsprogram

```
%Antall kjølere:
n_phe = fix(duty_phe/phe_max)+1;           %Antall platevarmevekslere
n_st = fix(power_need*1000/st_max)+1;      %Antall rørsatsvekslere
n_ac = fix(power_need*1000/ac_max)+1;      %Antall luftkjølere
```

6.2.1.2 Pumper

Beregning av antall pumper som kreves for et gitt kjølebehov baseres på samme prinsipp som ved varmevekslere. Antall pumper er lik maksimal volumstrøm per pumpe dividert på total volumstrøm gjennom lavtrykkskjølerne. For kjølekrets pumpene på Nyhamna er disse designet for en operativ volumstrøm på 3980 m³/h. Ved økning og senkning av den operative volumstrømmen vil virkningsgraden til pumpen synke. Denne problemstillingen er neglisjert her og antar VSD kontroll på pumpene som gir operativ strømning fra 1900 m³/h til 5500 m³/h (se vedlegg E).

Antall sjøvannspumper velges igjen ut fra volumstrømningen av sjøvann gjennom lavtrykkskjølerne. Den maksimale volumstrømningen per pumpe er 11 086 m³/h. Dessuten er det gjennomført like forenklinger som ved kjølekretspumpene.

Tabell 6-2: Beregning av antall pumper i kostnadsprogram

```
%Antall pumper
n_pump_f = fix(flow_phe_f*3600/(pump_f_max*dens_f))+1; %kjølekretspumper
n_pump_s = fix(flow_phe_s*3600/(pump_s_max*dens_s))+1; %sjøvannspumper
```

6.2.1.3 Filter

Antall sjøvannsfiler er beregnet på samme utgangspunkt som ved Ormen Lange. Antall filter er lik maksimal volumstrømning til alle tre (merk at den medregner tre pumper ikke to) pumper ved maks volumstrøm multiplisert med to.

Beregningen av kjølekretsfileret er forholdet mellom valgt kjølebehov og kjølebehovet til Ormen Lange. Denne prosenten multipliseres med kostnaden til et filter.

Tabell 6-3: Beregning av antall filter i kostnadsprogram

```
%Antall filter
n_screen = fix((n_pump_s+1)*pump_s_max/screen_max)+1;   %sjøvannsfiler
n_filter = power_need/104;                               %kjølekretsfiler
```

6.2.1.4 Ekspansjonstank

Beregning av ekspansjonstank er utført likt som ved kjølekrets filteret, med forholdet mellom valgt kjølebehov og kjølebehovet på Nyhamna. Som nevnt i tidligere kapittel dimensjoneres denne ut fra temperaturer og totalt volum i rørnett. Ettersom totalt volum i kretsen for Ormen ikke er opplyst antas denne løsningen som tilstrekkelig.

Tabell 6-4: Beregning av størrelsen på ekspansjonstanken i beregningsprogram

```
%Størrelse ekspansjonstank
n_tank = power_need/104;           %Forhold mellom angitt duty og Nyhamna duty
```

6.2.1.5 Rørnett

Kostnadsestimering av rørnett ved ulikt kjølebehov. Har her gjort forenkling med at avstandene i rørnett er like stor uavhengig av kjølebehov, men at diameteren på rørene forandres. Selv om dette vil gjøre utslag på trykktapet i rørene (formel 5.3.10) er det ikke tatt hensyn til dette i programmet.

I tillegg er det gjort forenklinger ved at lengden av rørene på sjøvannssiden er satt til 1000 m og kjølekrets- rørene er satt til 900 m, med en rørdiameterstørrelse på hver side. I virkeligheten er det mange ulike størrelser på rørene i de ulike kretsene (kapittel 3.2.4). Prisen for rørene er satt til en kostnad per 100mm i diameter, som er basert på verdiene opplyst fra leverandørene. Denne forenklingen blir fort unøyaktig og lite overensstemmelse med reelle verdier ettersom rør dimensjonen øker. Diameteren på rørene i programmet har en skrittstørrelse på 100mm for å unngå usannsynlige størrelser.

Tabell 6-5: Beregning av rørdiameter til sjøvann og kjølekrets systemet

```
%Beregne rørdiameter
x = 750/2176.6116;
pipedimension_f = 100*fix(flow_phe_f*x/100);   %kjølekrets rørdiameter

y = 1100/3751.044;
pipedimension_s = 100*fix(flow_phe_s*y/100);   %sjøvann rørdiameter
```

6.2.1.6 Sjøinntak og sjøuttak

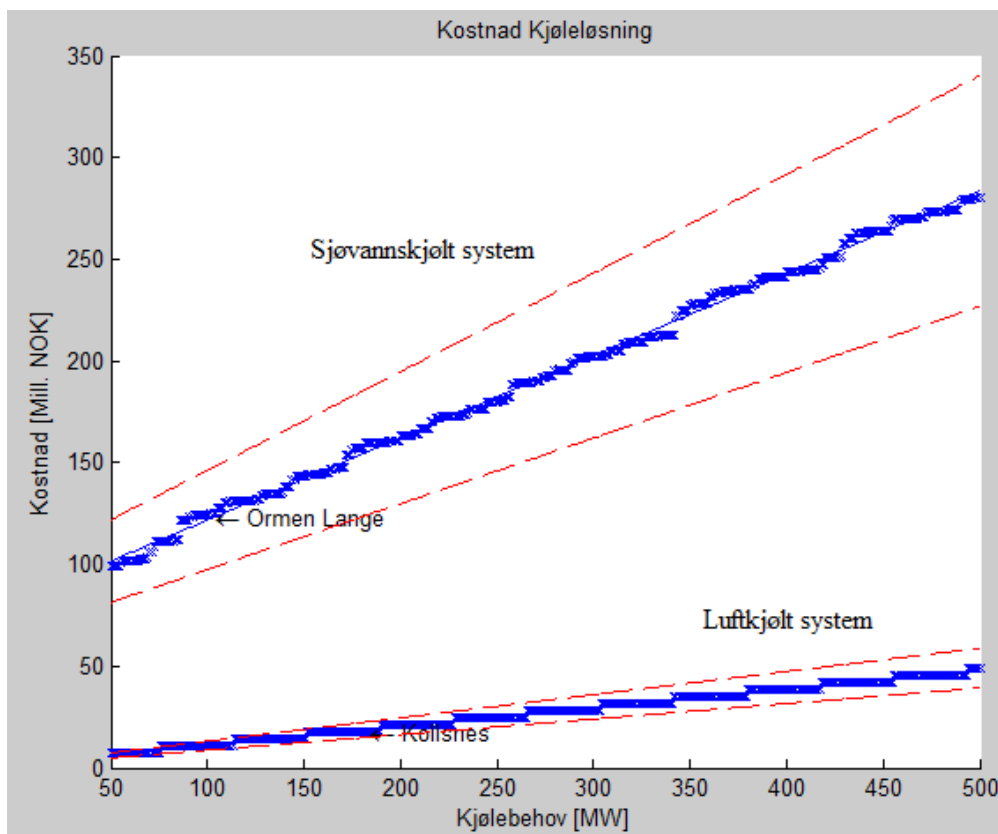
Basseng konstruksjonen og utførelse på Ormen Lange er klart den største utgiftsposten på Ormen Lange. I beregningsprogrammet er det bare tatt for seg kostnaden på betongarbeidet til

konstruksjonene, ettersom installasjonskostnadene er neglisjert. Denne kostnaden anses som like stor uavhengig av kjølebehovet, ettersom det er kompleksiteten til konstruksjonen som utgjør hovedkostnaden.

6.2.2 Resultat

Ut fra de gitte forutsetninger og prisestimat på utstyret har programmet utregnet kostnad estimat for hhv luftkjølt og sjøvannskjølt system for prosessanlegg. Figur 6-3 viser her kostnaden på de ulike systemene grafisk ved kjølebehov fra 50 MW til 500 MW. Kjølesystemene presenteres ved de blå grafene. Kostnad estimatet for Ormen Lange er på 125,2 millioner NOK mens for Kollsnes er på 17,5 millioner NOK. Dette stemmer overens med tallverdiene vist i figur 6-1. Ut i fra den grafiske kostnadsprofilen til de to systemene er det luftkjølte systemet mye rimeligere enn det sjøvannskjølte systemet, og at den vil være rimeligere uavhengig av kjølebehovet i kretsen.

Den stiplede linjen er en usikkerhetsfaktor på 20 % som er lagt inn i programmet som følge av forenklinger utført og usikkerhet i priser.

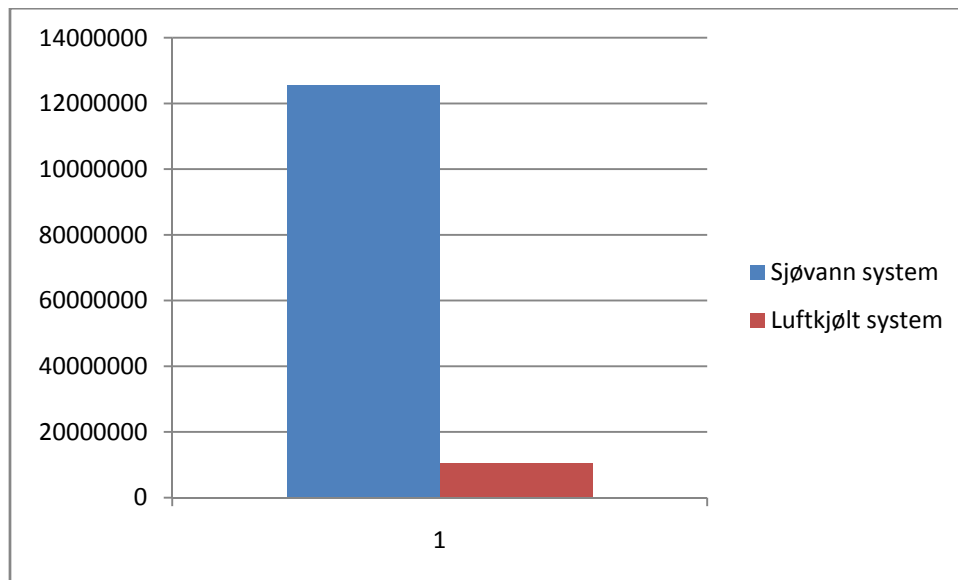


Figur 6-3: Simulert kostnadsestimat av sjøvannskjølte og luftkjølte system ved ulike kjølebehov

Som nevnt i begynnelsen av kapittel 6 er det stadig vekslende priser på materialer som igjen påvirker utstyrskostnadene. Tendensen har vært at stålprodukter, titan og aluminium stadig blir dyrere grunnet den stadig økende etterspørselen. Det er for øvrig lite som tyder på at kostnadene på stål og aluminium vil synke i nær fremtid. For et sjøvannskjølt system, som krever mye av dette materialet, antas dermed en ytterligere økning av utstyrskostnadene.

6.2.2.1 Beregnet kostnad Ormen Lange

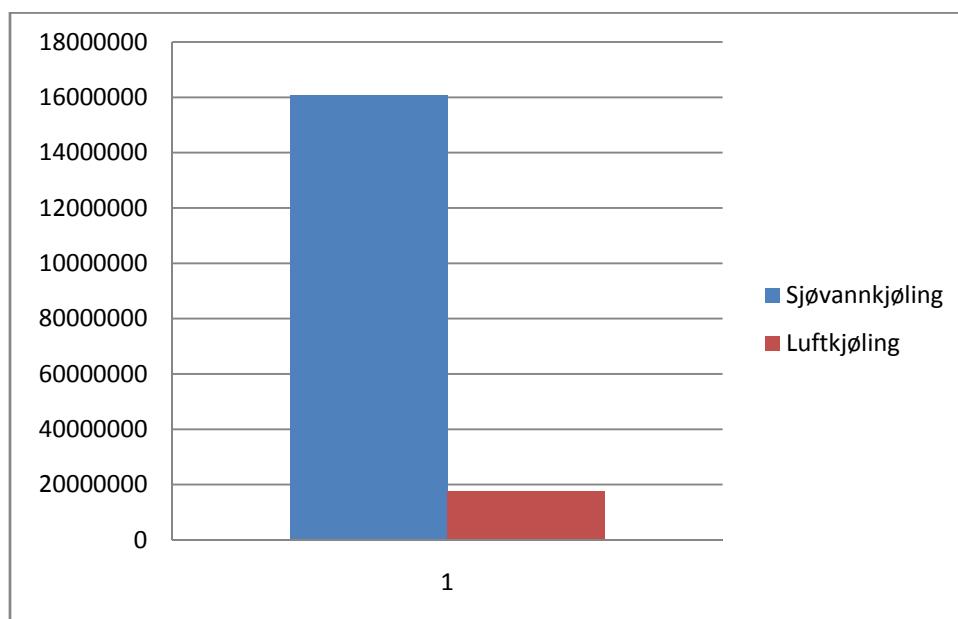
Med et kjølebehov på 104 MW, som tilsvarer Ormen Lange, er som nevnt tidligere utstyrskostnaden for sjøvannssystemet på ca 125,2 millioner NOK. Ved et luftkjølt system derimot beregnes det et behov på tre luftkjølerenheter som til sammen utgjør en total estimert utstyrskostnad på 10,5 millioner NOK. Dette tilsvarer bare 8 % av de totale utstyrskostnadene til sjøvannssystemet. Ut fra figur 6-2 tilsvarer dette ca det samme som lavtrykksvekslerne.



Figur 6-4: Sammenligning av utstyrskostnad for kjølesystemer Ormen Lange

6.2.2.2 Beregnet kostnad Kollsnes

Med et kjølebehov på 184 MW, som tilsvarer Kollsnes, er den estimerte utstyrskostnaden for det luftkjølte systemet på 17,5 millioner NOK. For et tilsvarende sjøvannskjølt system beregnes derimot utstyrskostnadene til ca 159,5 millioner NOK, som er over 900 % av estimert luftkjølt utstyrskostnad (se figur 6-5).



Figur 6-5: Sammenligning av utstyrskostnader for kjølesystemene på Kollsnes

Sammenlignet med utstyrskostnadene på Ormen Lange har utstyrskostnadene for sjøvannskjølesystemet økt med 34,3 Millioner NOK, mens luftkjølesystemet har økt med 7,5 Millioner Nok.

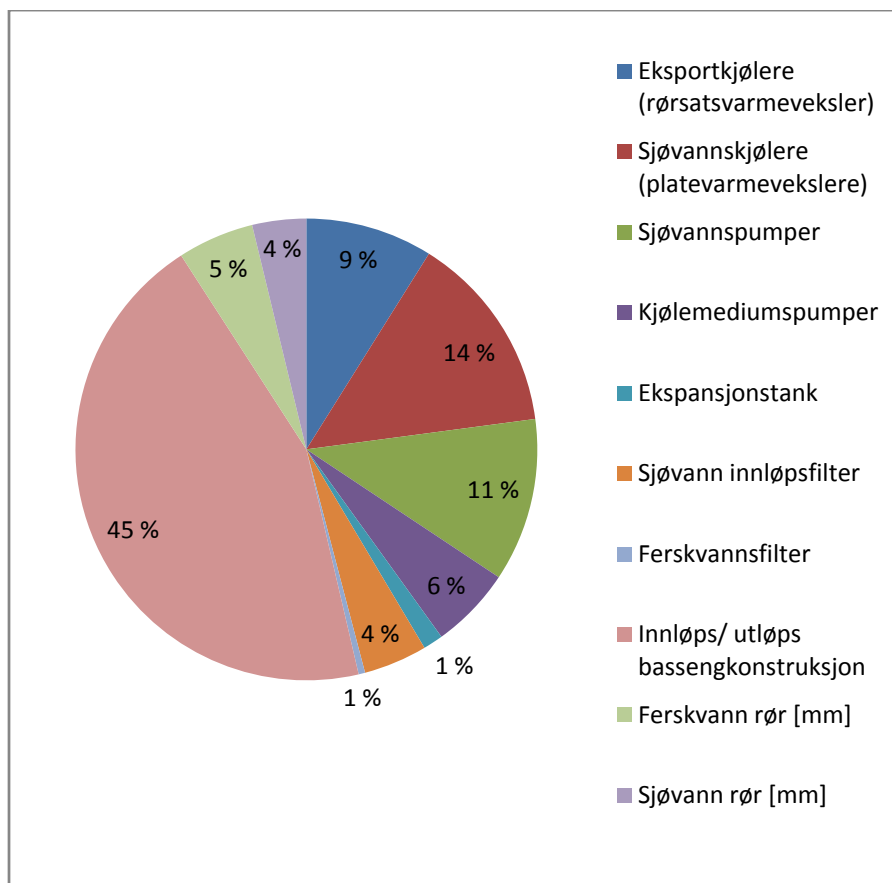
Med kjølebehovet på Kollsnes ble nødvendig antall platevarmevekslere gitt til elleve stykk. Antall ferskvannspumper og sjøvannspumper ble beregnet til 3 hver, og ekspansjonstanken har økt med 178 % sammenlignet med ekspansjonstanken på Ormen Lange. Rørdiameteren på kjølevannskretsen ble beregnet til 1300mm og rørdiameteren til sjøvannskretsen ble beregnet til 1900mm. Beregnet antall utstyr og størrelser er vist her i tabell 6-5.

Tabell 6-6: Kalkulert utstyrsbehov for sjøvanns system Kollsnes

Kjølesystem Kollsnes	Mengde	Enhet
Sjøvannskjølt		
Varmevekslere		
Eksportkjølere (rørsatsvarmeveksler)	5	stk
Sjøvannskjølere (platevarmevekslere)	11	stk
Pumper		
Sjøvannspumper	3	stk
Kjølemediumspumper	3	stk
Tank		
Ekspansjonstank	1,78	%
Filter		
Sjøvann innløpsfilter	2	stk
Ferskvannfilter	1,78	%
Sivil		
Innløps/ utløps bassengkonstruksjon	1	stk
Rørsystem		
Ferskvann rør	1300	mm
Sjøvann rør	1900	mm

Naturlig nok er ikke bassengkonstruksjonen en like stor del av de estimerte totalkostnadene for Kollsnes som for Ormen Lange ettersom estimert kostnad er satt som konstant. Men den vil fremdeles være største utstyr utgiftskostnaden for kjølesystemet med 45 % av totalkostnadene. Sjøvannskjølerne er den nest største utgiften med 14 %, og sjøvannspumper, eksportkjølere og samlet estimerte utgifter på rør er ca 10 % hver av totale utgifter.

Figur 6-6 viser hvor stor del de ulike estimerte utstyrskostnadene er av de totale kostnadene.



Figur 6-6: Estimert kostnadsbilde av sjøsystem Kollsnes

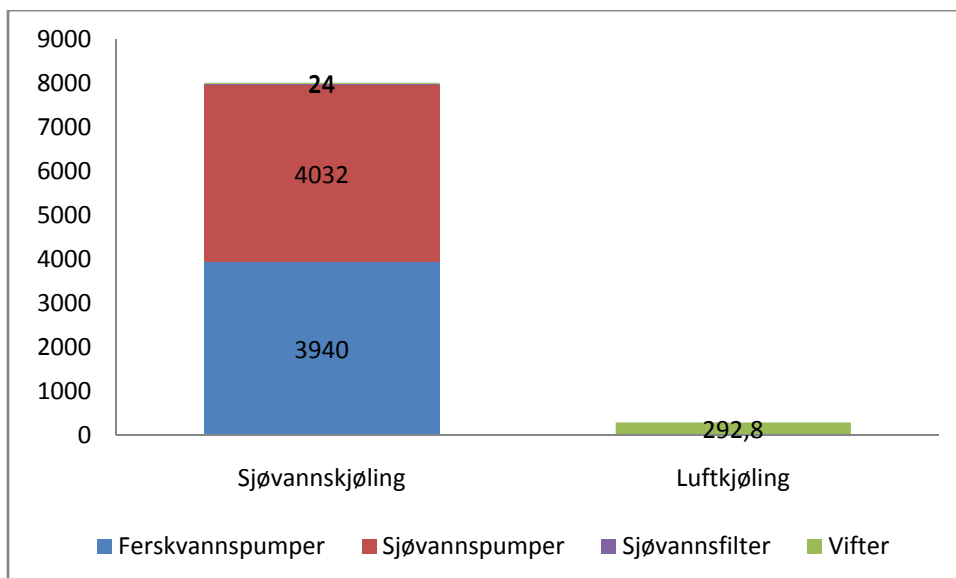
6.3 Effektbehov

En faktor som er viktig ved vurderingen av utstyrskostnaden er dritkostnaden eller hvor mye effekt utstyret forbruker. For luftveksler på Kollsnes har hver vifte et forbruk på 12.2 kW som gir et samlet forbruk på 97,6 kW per luftkjøler. Men det er imidlertid mye effekt som kreves til å drive sjøvannssystemet også. Effektforkretet per sjøvannspumpe på Nyhamna har et effektforkretet på 2016 kW, og kjølekretspumpen har et effektforkretet på 1970 kW. I tillegg har sjøvannsfiltrene et effektforkretet på 12 kW. Beregninger er vist i vedlegg F.

6.3.1 Effektbehov Ormen Lange

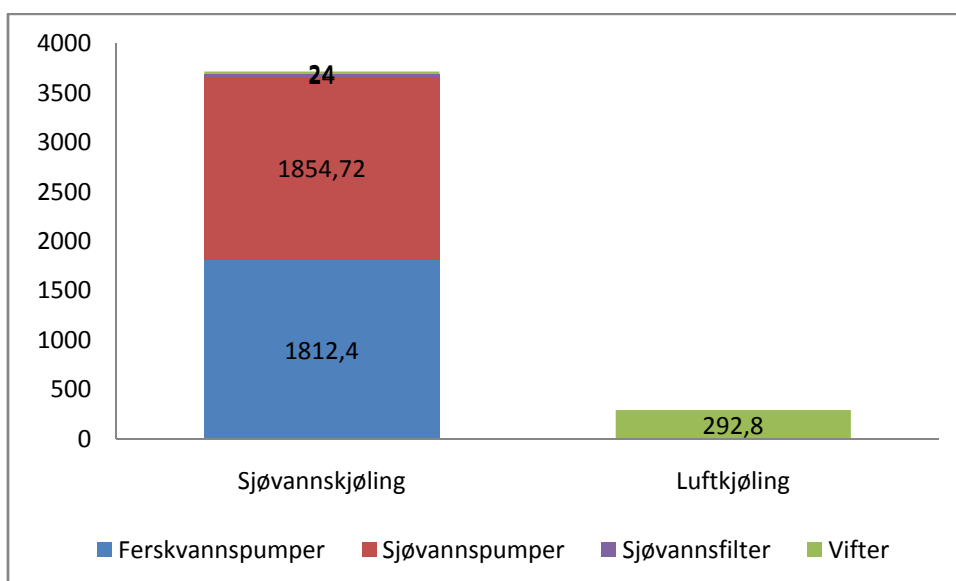
For Ormen Lange innebærer dette et totalt effektforkretet på 8000 kW, mens ved et luftkjølt anlegg hvor effektforkretet per vifte er antatt lik som ved Kollsnes, ville effektforkretet være ca 300 kW.

Ser i figur 6-7 at pumpene står får hele effektforkretet for sjøvannssystemet med ca 2000 kW per pumpe. Sjøvannsfileret sitt effektforkretet er tilnærmet 0 % og dermed ubetydelig i forhold til pumpene. I tillegg regnes pumpene å gå kontinuerlig gjennom driftsåret noe som igjen gir et mye høyere energiforkretet enn luftkjøleviftene som avhenger av lufttemperaturen.



Figur 6-7: Effektbehov på Nyhamna

Pumpene er imidlertid designet for å distribuere kjølemedium til mer utstyr enn eksportkjølerne tatt hensyn til i denne rapporten og dermed er tallverdiene noe misvisende sammenlignet med hverandre. Eksportkjølebehovet anses derimot som det største kjølebehovet i kjølekretsen. Med utgangspunkt i at 46 % av det totale kjølebehovet for sjøvannsystemet brukes til eksportkjølerne gir følgende effektforbruk vist i figur 6-8.



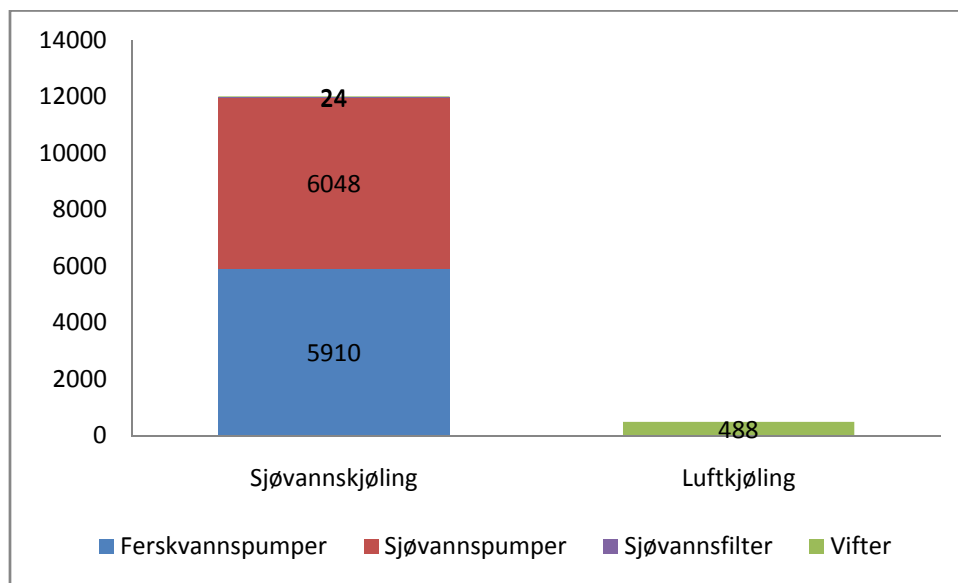
Figur 6-8: Effektforbruk bare knyttet til eksportkjølerbehovet

Ser at med hensyn på kjølebehovet til eksportkjølerne i forhold til total produsert kjøling i sjøvannskretsen, er det totale kjølebehovet for luftkjølerne bare 8 % av det totale kjølebehovet til sjøvannsystemet.

6.3.2 Effektbehov Kollsnes

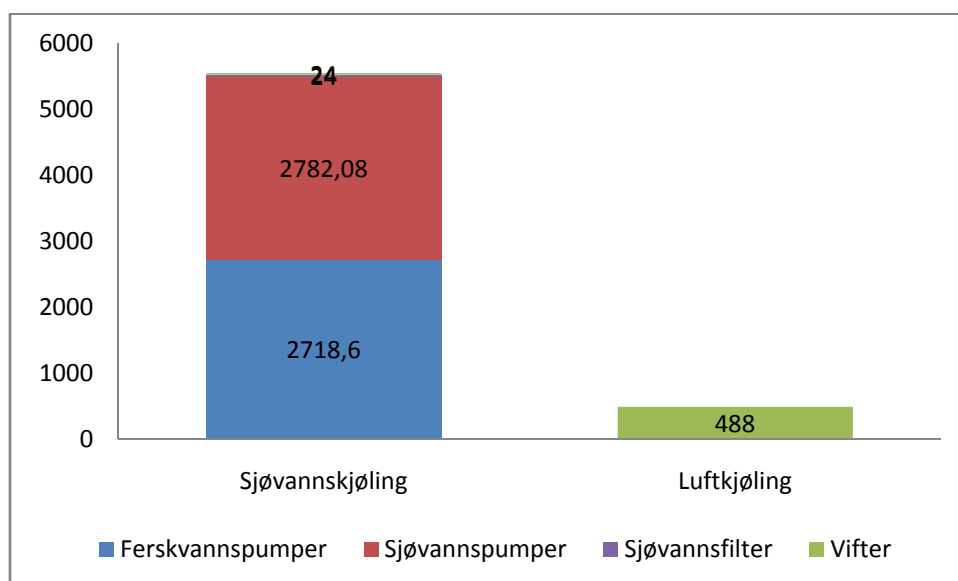
For Kollsnes er det totale effektforbruket til luftkjølerne 490 kW ut fra gitte opplysninger. For et sjøvannskjølt system, basert på beregnet utstyr i tabell 6-6, ville derimot det maksimale effektforbruket til utstyret bli opp mot 12 000 kW.

Figur 6-8 viser effektbehovet til hhv sjøvannskjølesystem og luftkjølesystem på Kollsnes. Ser at pumpene har et tilnærmet likt effektbehov og står for majoriteten av det totale effektbehovet med til sammen nesten 12 MW. Effektbehovet for sjøvannsløsningen på Kollsnes vist i figur 6-9 viser nødvendigvis ikke et riktig virkelighetsbilde. Effektbehovet til pumpene til Kollsnes er basert på effektforbruket til pumpene på Ormen Lange, og dermed ikke beregnet uavhengig for Kollsnes.



Figur 6-9: Effektbehov på Kollsnes

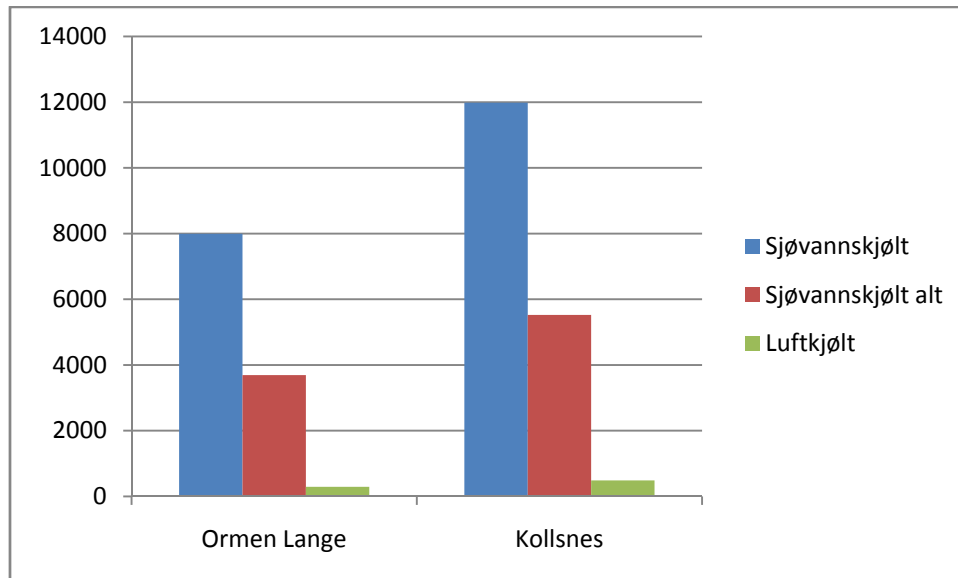
Hvis vi tar hensyn på forholdet mellom kjølebehovet til eksportkjølerne er 46 % av det totale kjølebehovet produsert av sjøvannssystemet gir følgende effektbehov, vist her i figur 6-10.



Figur 6-10: Effektbehov med hensyn til produsert kjøling til eksportkjølerne

Ut i fra disse forutsetningene er det totale effektbehovet for sjøvannssystemet ca 5500 kW. Det totale effektbehovet for luftkjølesystemet på Kollsnes vil ut i fra disse forutsetningene være underkanten av 9 % til hva effektbehovet for et sjøvannssystem ville innebære.

6.33 Oppsummering



Figur 6-11: Estimert utstyrs effektforbruk på Nyhamna og Kollsnes

Ut i fra diagrammet vist i figur 6-11 har effektforbruket større økning i forhold til kjølebehov for sjøvannskjølesystemet enn for luftkjølte systemer. Her er det imidlertid neglisjert mye utstyr som vil øke det totale effektforbruket for de to kjøleløsningene, som sensorer, måleinstrumenter og lignende. Disse faktorene er neglisjert her. Selve tallverdiene for effektforbruket kan derfor diskuteres, men kan anta at antall måleinstrumenter vil være høyere for sjøvannssystemet, ettersom kompleksiteten er mye større. I tillegg vil ikke viftene for luftkjølerne operere med maks effekt kontinuerlig, pga klimaforhold. Effektforbruket er designet for utetemperatur på 26 °C, mens gjennomsnittelig årstemperatur på Kollsnes er 7,2 °C (se vedlegg A). Pumpene derimot antas å gå kontinuerlig. Dette tatt i betraktning vil øke effektbehovet ytterligere for de to systemene.

6.4 Størrelse og plassbehov

En annen viktig faktor i valg av utstyr er størrelsen på utstyret. I offshore sammenheng er vekt og størrelse veldig viktig, mens for landanlegg vil det ikke være like avgjørende. Til hvilken grad dette påvirker valg av utstyr, avhenger dermed av lokasjonen. Luftkjølerne på Kollsnes er store, og hver enhet dekker et område på 324 m². I tillegg er det sikkerhetstiltak mot støy og varm luft som gjør at luftkjølerne må plasseres på restriktive områder.

Sjøvannskjølesystemet på Ormen Lange består også av plasskrevende utstyr, og det kan argumenteres at det totale arealbehovet for sjøvannssystemet overstiger hva et luftkjølt system ville gjort. Her kan det imidlertid motargumenteres at hver enhet i seg selv ikke krever like mye areal, og pga rørnett er utstyret fleksibelt for installasjon på ulike lokasjoner.

6.5 Sikkerhet og levetid

Sikkerhet og levetid til kjølesystemet er også viktige faktorer. Normalt estimeres levetiden til utstyret å være på minst 20 år. Systemfeil av kjølesystemet eller andre driftfeil kan føre til enorme

tapskostnader som kan gjøre utstyrskostnadene ubetydelige i forhold. For sjøvannsystemet på Ormen Lange er det mange komponenter som igjen krever mange sikkerhetstiltak. Ekstra pumper i sjøvann og ferskvannskretsen er installert som sikkerhet for vedlikehold eller driftstans av pumpene, og samme gjelder for varmevekslerne. I tillegg er det installert et sikkerhetskjølesystem med egne sjøvannspumper, ferskvannspumper, varmevekslere, tank og rørrnett. Alt dette gjør sjøvannsystemet utrolig driftsikkert, men også veldig omfattende og kostbart.

Det luftkjølte anlegget på Kollsnes har ingen sikkerhetssystemer tilsvarende på Ormen Lange. Den kritiske driftsikkerheten for luftkjølerne ligger i viftene og motorene, men sannsynligheten for at flere vifter stanser samtidig er imidlertid veldig lav.

7 Konklusjoner og forslag til videre arbeid

7.1 Konklusjon

Ut fra de økonomiske forutsetningene gitt i denne oppgaven vil luftkjølte gassprosesseringsanlegg foretrekkes framfor sjøvannskjølte gassprosesseringsanlegg. De estimerte utstyrskostnadene for sjøvannskjølte systemer overstiger estimerte luftkjølingsanlegg med flere hundre prosent. I tillegg estimeres driftkostnadene, eller effektbehovet, å være mye høyere for det sjøvannskjølte systemet. Dette grunnet det høye effektbehovet til pumpene.

Grunnlaget for å velge sjøvannskjøling framfor luftkjøling i landbasert prosesseringsanlegg må dermed baseres på andre grunnlag enn økonomiske. For eksempel i tilfeller der størrelsen på utstyret er avgjørende i valg av kjølesystem.

7.2 Videre arbeid

7.2.1 Alternativ bruk av sjøvannsystem

Sjøvannsystemet på Ormen Lange er komplisert, og som nevnt tidligere, har høye utstyrskostnader. Det kan derimot sees nærmere på nødvendigheten til kjølemedium kretsen, og heller bruke direkte sjøvann til avkjøling i eksportkjølerne. Dette vil redusere mye av utstyrbehovet og dermed driftkostnadene.

7.2.2 Forbedret kostnadsprogram

Simulering og beregninger brukt i denne rapporten er enkle to dimensjonale beregninger og svært forenklet. Mulig fremtidig arbeid ved å benytte seg av flerdimensjonal rom analyse ved større programmer og legge inn alle parametere kan føre til forbedret forståelse og gi et mer riktigere virkelighetsbilde av kostnadsbildet for kjøleanleggene. Her gir det også mulighet for å ta med andre kostnader som installasjonskostnader, timebetaling og annet.

7.2.3 Valg av alternativ rør materiale

Petroleumsindustrien er konservativ og stålprodukter velges normalt som rør materiale. Priskonjunktorene på disse materialene er stadig stigende og fører til høye utgifter. På Nyhamna er det derimot benyttet en type glassfiber rør for transport av sjøvann, og på Melkeøya er det tatt i bruk alternative rørmaterialer. Forslag til videre arbeid er kartlegging av alternative glassfiber og plastrør som kan gjøre seg gjeldende for bruk i petroleumsbransjen samt vurdering av kostnader.

Med paralleller tatt fra boligbransjen der plastrør har overtatt for kobber og stålrør i bygninger. Det har i tillegg her vist seg at installasjonskostnadene er lavere og arbeidet er enklere.

8 Referanser

- Bull-Hansen, E. (2005, November 05). *Ormen Lange - among the world's most incredible constructions*. Hentet Mars 12, 2008 fra Hydro.com:
http://www4.hydro.com/ormenlange/en/media_room/news/2006_05/ormen_natgeographic_en.html
- EIMCO watertechnologies. (2008, Mars 20). *Brackett Green Travelling Band Screens*. Hentet Juni 3, 2008 fra EIMCO a glv company:
http://www.glv.com/WATER/Water_Intake/Band_Screens/Brackett_Green_Travelling_Band_Screens/ProductDescription.aspx
- Forsthoffer, W. E. (2005). *Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks volume 2 Pumps*. Kidlington, Oxford: Elsevier Advanced Technology.
- Fredheim, A. (2007). *Gas Processing*. Trondheim: NTNU.
- FuturePipe. (2008). *FPI*. Hentet mai 21, 2008 fra Future Pipe Industries: <http://www.futurepipe.com/>
- Havforskningsinstituttet. (u.d.). *Havforskningsinstituttet*. Hentet mars 20, 2008 fra Havforskningsinstituttet, institute of marine research: <http://www.imr.no/>
- Hydro. (2008, Mars Torsdag). *10 år siden skattekisten Ormen Lange ble funnet*. Hentet Mars Torsdag, 2008 fra Hydro.com/ormenlange:
http://www4.hydro.com/ormenlange/no/media_room/feature_stories/ormen_tenyears.html
- Hydro. (2003). *LP shell tube heat exchangers*. Hydro.
- Kays & Crawford. (1980). *Convective Heat and Mass Transfer*. UK: McGraw Hill.
- Kröger, D. G. (2004). *Air-cooled heat exchangers and cooling towers: thermal-flow performance evaluation and desing Volume 1*. Tulsa, Oklahoma: PennWell.
- Liu Wang, B. (2007). *Plate Heat Exchanger*. Southampton: WIT Press.
- MET. (u.d.). *Meteorologisk Institutt*. Hentet mars 28, 2008 fra eklime: <http://eklima.met.no>
- Næss, E. (2007). *Industriell Varmeteknikk*. Trondheim: Institutt for energi og prosessteknikk.
- Oljedirektoratet. (2007). *Norwegian Gas Export*. Hentet Juni 2, 2008 fra Facts the Norwegian petroleum sector 2007:
<http://www.npd.no/English/Produkter+og+tjenester/Publikasjoner/Faktaheftet/Faktaheftet+2007/kapittel+5.htm>
- Per Halck, A. F. (1991). *Pumper i landbasert industri*. Oslo: Norske Sivilingeniørers Forening.
- Sadik Kakac, H. (2000). *Heat Exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC Press.
- the Engineering Toolbox*. (u.d.). Hentet Mai 10, 2008 fra Positive Displacement Pumps:
http://www.engineeringtoolbox.com/positive-displacement-pumps-d_414.html

Trico. (u.d.). *Square One*. Hentet Mai 14, 2008 fra Square One patent: <http://square1.us/>

Turton, R. (1994). *Rotodynamic pump design*. New York: Cambridge University Press.

Watts. (u.d.). *Thermal Expansion*. Hentet Juni 03, 2008 fra WATTS water technology: http://www.watts.com/pro/divisions/watersafety_flowcontrol/learnabout/learnabout_thermexpansion.asp

Wikipedia. (2007, August). *Shell and tube heat exchangers*. Hentet September 2007 fra Wikipedia: http://en.wikipedia.org/wiki/Shell_and_tube_heat_exchanger

Vedlegg

Vedlegg A: Klimadata

Ormen Lange

Måledata fra metrologisk institutt

Gjennomsnittlig lufttemperatur:

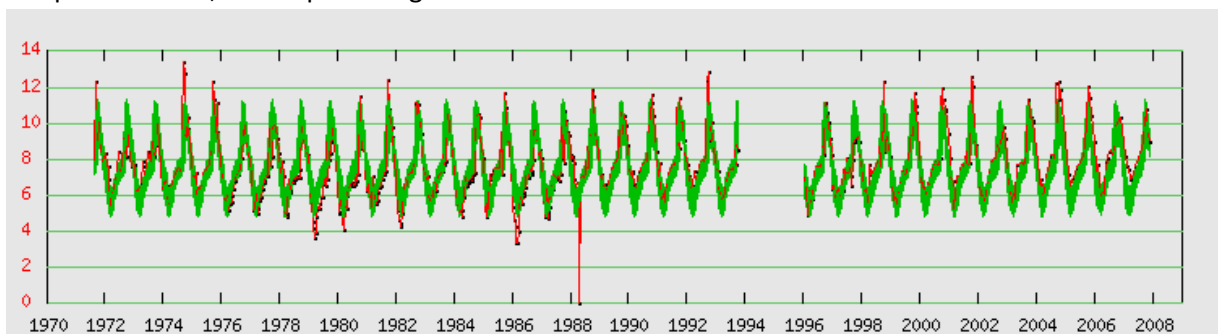
jan	feb	Mar	apr	mai	jun	jul	aug	sep	okt	nov	des	år
1,0	1,0	2,3	4,5	8,5	11,0	12,5	13,0	10,2	7,8	3,8	2,0	6,5

Maksimal lufttemperatur Nyhamna, Molde

År	jan	feb	mar	apr	mai	jun	jul	aug	sep	okt	nov	des
2002										10,8	5,1	5,7
2003	6,7	8,0	9,1	10,3	14,4	19,0	22,5	19,8	17,2	10,9	11,7	7,8
2004	6,7	6,3	7,7	12,5	17,8	16,4	18,3	23,1	16,9	13,7	7,4	9,2
2005	6,5	7,4	7,4	11,1	13,2	17,0	22,2	15,6	14,8	16,7	10,8	8,5
2006	8,1	6,5	4,8	11,8	15,8	18,7	20,4	18,8	16,0	12,8	9,8	9,1
2007	4,8	6,4	7,3	11,5	17,4	18,0	22,4	18,5	12,8	9,8	7,5	7,9
Maks	8,1	8,0	9,1	12,5	17,8	19,0	22,5	23,1	17,2	16,7	11,7	9,2

Havinstutts måledata fra Bud fra 1970- 2008

Temperatur 75 m, basert på målingsverdier fra 1970-2008:



Kollsnes

Måledata fra Metrologisk Institutt

Gjennomsnittlig lufttemperatur:

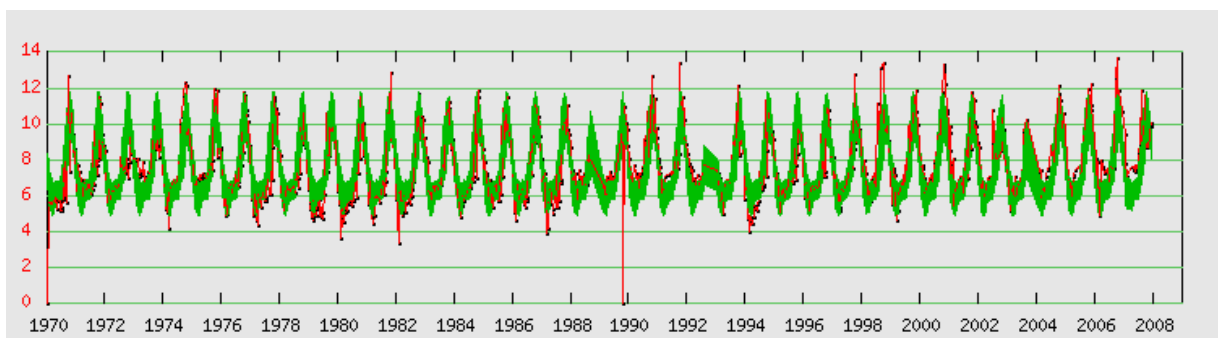
jan	feb	Mar	apr	mai	jun	jul	aug	sep	okt	Nov	des	år
2,1	1,8	2,8	4,9	8,7	11,3	12,9	13,4	11,2	8,8	5,2	3,2	7,2

Maksimal lufttemperatur Øygarden, Hordaland:

År	jan	Feb	mar	apr	mai	jun	jul	aug	sep	okt	nov	des
2002	7,3	8,7	9,2	14,3	20,0	22,2	22,4	25,9	18,5	13,8	8,8	8,8
2003	7,2	6,5	7,5	13,8	12,9	19,8	24,2	21,3	17,2	10,7	12,2	8,4
2004	9,1	8,0	8,6	11,9	18,7	16,2	19,2	23,8	17,3	12,0	9,1	8,6
2005	8,4	6,6	9,0	11,4	12,1	16,7	19,5	17,0	18,6	18,0	12,6	9,7
2006	7,6	7,0	6,1	13,1	19,2	22,4	21,9	21,3	20,1	13,6	11,2	8,9
2007	8,0	7,2	9,2	13,4	17,9	22,3	20,6	23,1	14,0	12,3	8,5	9,1
Maks	9,1	8,7	9,2	14,3	20,0	22,4	24,2	25,9	20,1	18,0	12,6	9,7

Havstitutts måledata fra Indre Uttsira fra 1970- 2008:

Temperatur 75 m, basert på målingsverdier fra 1970-2008:



Vedlegg B: Beregninger og design i HTRI

Ormen Lange

HP Rørsatsveksler:

$$C_c > C_h$$

$$Q_{max} = C_h(T_{h1} - T_{h2}) = m_h c_{ph}(T_{h1} - T_{h2}) = 595.21 * 3.25(93.79 - 40) = \underline{104.05 MW}$$

$$m_c = 822.92 \text{ kg/s}$$

$$c_{pc} = 4.18 \text{ kJ/kgC}$$

$$T_{c1} = 20 \text{ }^\circ\text{C}, T_{c2} = 50$$

LP Platevarmeveksler:

$$C_c > C_h$$

$$Q_{max} = C_h(T_{h1} - T_{h2}) = m_h c_{ph}(T_{h1} - T_{h2}) = 2176.61 * 4.19(45 - 20) = \underline{226.25 MW}$$

$$m_c = 3751,044 \text{ kg/s}$$

$$c_{pc} = 3.99 \text{ kJ/kgC}$$

Forhold k mellom massestrøm fra plateveksler og eksportkjøler:

$$k = m_{h,phc}/m_{c,s\&t} = 2176,61 \text{ kg/s}/822,92 \text{ kg/s} = 2,645$$

Kollsnes

Luftkjøler:

$$Q = C(T_{h1} - T_{h2}) = m_h c_{ph}(T_{h1} - T_{h2}) = 748,165 * 3,0755(129,9 - 50) = \underline{183,9 MW}$$

Alternativ sjøvannsystem:

HP Rørsatsveksler:

Antar samme temperaturkrav i kjølekretsen

$$Q = C_c(T_{c2} - T_{c1}) = m_c c_{pc}(T_{c2} - T_{c1}) = 184 \text{ MW}$$

$$m_c = 184000/c_{pc}(T_{c2} - T_{c1}) = 184000/4.18(50 - 20) = \underline{1467 \text{ kg/s}}$$

LP Platevarmeveksler:

$$k = m_{h,phe}/m_{c,s\&t} = 2,645$$

$$m_{h,phe} = 2,645 \cdot m_{c,s\&t} = 2,645 \cdot 1467 = \underline{3880,2 \text{ kg/s}}$$

Antar samme temperaturkrav i kjølekretsen som for Ormen Lange

$$Q = C_h(T_{h1} - T_{h2}) = m_h c_{ph}(T_{h1} - T_{h2}) = 3880,2 * 4.19(45 - 20) = \underline{406.45 \text{ MW}}$$

→

$$m_{c,phe} = 6786,96 \text{ kg/s}$$

Released to the following organization:

 NTNU
bronn

Xace E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 16:50 SN: 1600211686

SI Units

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

Process Data		Airside		Tubeside	
Fluid name				Natural export gas	
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Gas
Total flow rate	(kg/s)		2266,725		595,213
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,000	1,000	1,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	23,10 *	68,71	93,79	40,00
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	31,55	85,73	31,81	86,18
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	31,55	85,73	31,81	86,18
Pressure, In/Out	(kPa)	101,334	101,181	23400,3	23371,7
Pressure drop, Total/Allowed	(Pa)	152,18	0,00		
Tube pressure drop, Total/Allowed	(kPa)			28,661	100,002
Velocity - Midpoint	(m/s)	4,87		3,01	
- In/Out	(m/s)			3,71	2,87
Film coefficient, Bare/Extended	(W/m2-K)	1237,81	48,51	2870,89	
Mole fraction inert	(--)				
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000		0,000000

Overall Performance Data

Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m2-K)	30,538 /	31,088 /	31,088
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	104,055 /	0,0000	
Effective mean temperature difference	(Deg C)	16,96		

Unit and Bundle Construction Information

Bays in parallel/unit	(--)	12	Bundles in parallel/bay		2
Extended area/unit	(m2)	200897	Bare area/unit	(m2)	7872,68
Extended area/bundle	(m2)	8370,72	Bare area/bundle	(m2)	328,028
Tubepasses/Tuberows	(--)	2 / 8	Number of tubes/bundle	(--)	472
Tubecount, Odd rows/Even rows	(--)	59 / 59	Edge seals	(--)	Yes
Bundle width	(m)	3,017	Fan guard	(--)	No
Clearance	(mm)	9,525	Louvers	(--)	No
Header depth	(mm)	101,600	Steam coil	(--)	No
<i>Header Box</i>			Hail screen	(--)	No
- Plate thickness	(mm)	104,775	<i>Tube support information</i>		
- Tubesheet thickness	(mm)	117,475	- Number	(--)	6
Plenum type		Box	- Width	(mm)	25,400
Weight/Bundle	(kg)	19161	Orientation (from horiz.)	(deg)	0,00
Structure weight	(kg)	82729	Tubeside volume	(L)	1360,3
Total weight, Dry / Wet	(kg)	596768 /	629391		
Ladder/walkway weight	(kg)	54184	Cost Factor	(--)	1304,21

Tube Information

Straight length	(m)	12,000	Tube type	(--)	High-finned
Unfinned length	(mm)	0,000	Unheated length	(mm)	387,351
Layout	(--)	Staggered	Area ratio (fin/bare)	(--)	25,5183
Transverse pitch	(mm)	50,000	Fins per unit length	(fin/meter)	433,0
Longitudinal pitch	(mm)	43,300	Fin root diameter	(mm)	19,050
Tube form	(--)	Straight	Fin height	(mm)	15,443
Outside diameter	(mm)	19,050	Fin thickness at base	(mm)	0,432
Inside diameter	(mm)	15,748	Fin thickness at tip	(mm)	0,432
Area ratio (out/in)	(--)	30,8689	Fin type	(--)	Plain round
Over fin diameter	(mm)	49,936	Fin efficiency	(%)	82,6
Tube material		Carbon steel	Internal tube type		None
Fin material		Aluminum 1060 - H14			

Released to the following organization:

NTNU
bronn

Xace E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 16:50 SN: 1600211686

SI Units

Problem-

Case- :

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

Inlet Airside Velocities		Actual	Standard
Face velocity	(m/s)	2,19	2,17
Maximum velocity	(m/s)	4,60	4,56
Volumetric flow	(100 m3/min)	1141,32	1132,04
Maximum mass velocity	(kg/s-m2)	5,476	
Air humidity	(%)		
Volumetric flow per fan at fan inlet	(100 m3/min)	47,555	
Velocity at fan inlet	(m/s)	5,47	

Fan Description and Fan Power			
Number of fans per bay	(--)		2
Diameter	(m)		4,294
Tip clearance	(mm)		9,525
Ratio, fan area to bay face area	(--)		0,40
Fan ring type	(--)		Straight
Percent open area	- in fan guard (%)		0
	- in hail screen (%)		0
Ratio, ground clearance to fan diameter	(--)		
Percent blockage, other obstruction	(%)		0
Bundle pressure drop/ Velocity pressure	(Pa)	136,10 /	17,89
Fan and drive efficiency	(%)		65
Motor power per fan-design air temperature	(kW)		20,70
Motor power per fan-minimum air temperature	(kW)		0,00
Ambient temperature, maximum / minimum	(Deg C)	/	

Two-Phase Parameters				
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F

Heat Transfer and Pressure Drop Parameters			Tubeside	Outside
Midpoint j-factor		(--)		0,0084
Heat transfer	Wall Correction	(--)	1,0000	0,9898
	Row Correction	(--)		1,0000
Midpoint f-factor		(--)	0,0047	0,3023
Pressure drop	Wall Correction	(--)	1,0049	1,0026
	Row Correction	(--)		1,0000
Reynolds number	Inlet	(--)	406369	5711
	Midpoint	(--)	374844	5464
	Outlet	(--)	370878	5130
Fouling layer thickness	(mm)		0,000	0,000
Input minimum velocity	(m/s)			
Input maximum velocity	(m/s)			
Input minimum wall temperature	(Deg C)			
Input maximum wall temperature	(Deg C)			

Thermal Resistance (Percent)					Over Design
Air	Tube	Fouling	Metal	Bond	
64,09	33,43	0,00	2,48	0,00	1,80

Airside Pressure Drop (Percent)			
Across bundle	89,43	Other obstruction	0,00
Fan ring	10,57	Steam coil	0,00
Fan guard	0,00	Louvers	0,00
Ground clearance	0,00		

Tube Nozzle (Axial /w Dist)		Inlet	Outlet
Number of nozzles	(--)	1	1
Diameter	(mm)	304,80	304,80
Velocity	(m/s)	2,33	1,81
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	793,43	613,84
Pressure drop	(kPa)	0,817	0,150

Released to the following organization:

 NTNU
 bronn

Xace E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 16:50 SN: 1600211686

SI Units

Problem-

Case- :

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

Mean Metal Temperatures
Mean tube metal temperature in each tubepass, (Deg C)

<u>Tuberow</u>	<u>Tubepass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
1	1	75,7	75,3	75,5
2	1	72,0	71,6	71,8
3	1	67,7	67,3	67,5
4	1	62,8	62,3	62,5
5	2	50,3	50,0	50,1
6	2	47,3	47,0	47,1
7	2	43,9	43,5	43,7
8	2	39,8	39,3	39,6

For
 educational
 use only

Released to the following organization:

NTNU
bronn

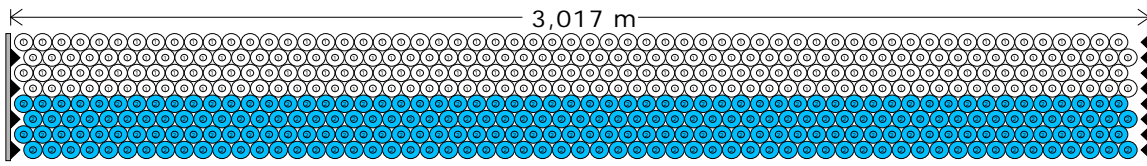
Xace E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 16:50 SN: 1600211686

SI Units

Problem-

Case- :

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow



Name	Type	Outer Diameter (mm)	Wall Thickness (mm)	Transverse Pitch (mm)	Longitudinal Pitch (mm)	Fin Height (mm)
1 TubeType1	High-finned	19,050	1,651	50,000	43,300	15,443

Bundle Information

Bundle width 3,017 m
 Number of tube rows 8
 Number of tubes 472
 Minimum wall clearance
 Left 9,525 mm
 Right 32,191 mm
 Number of tubes per pass
 ○ TubePass # 1: 236
 ● TubePass # 2: 236

Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)	Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)
1	59	TubeType1	9,525	5	59	TubeType1	9,525
2	59	TubeType1	34,525	6	59	TubeType1	34,525
3	59	TubeType1	9,525	7	59	TubeType1	9,525
4	59	TubeType1	34,525	8	59	TubeType1	34,525

FOI

educational use only

Released to the following organization:
 NTNU
 bronn

Xist E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 16:07 SN: 1600211686

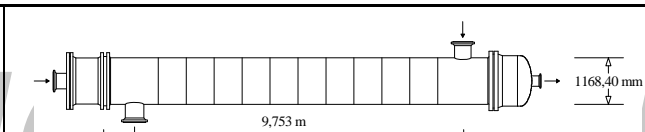
SI Units

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Square One Baffles

Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	Ferskvann	Sens. Liquid		HC gass	
Fluid condition		Sens. Gas			
Total flow rate	(kg/s)	822,924		595,213	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,000	0,000	1,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	20,00	50,00	93,79	40,00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	35,0	45,66	66,9	46,97
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	31,33	62,37	32,19	64,32
Pressure, In/Average	(kPa)	600,009	594,434	23400,3	23377,3
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	11,150	100,000	46,100	100,000
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	0,00		4,29	
Mole fraction inert	(--)				
Average film coef.	(W/m2-K)		3413,62		3658,47
Heat transfer safety factor	(--)		1,000		1,000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000		0,000000

Overall Performance Data				
Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	1501,09	/	1526,98 / 1526,98
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	103,626	/	
Effective overall temperature difference	(Deg C)	30,0		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	30,04	*	1,0000 * 1,0000

See Runtime Messages Report for warnings.



Exchanger Fluid Volumes	
Approximate shellside (L)	6356,7
Approximate tubeside (L)	4556,3

Shell Construction Information				
TEMA shell type	AES	Shell ID	(mm)	1168,40
Shells Series	1 Parallel 3	Total area	(m2)	2427,04
Passes Shell	1 Tube 1	Eff. area	(m2/shell)	766,028
Shell orientation angle (deg)	0,00			
Impingement present	Circular plate	Impingement diameter/nozzle		1,1
Pairs seal strips	1	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0
Shell expansion joint	No	Rear head support plate		No
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		38483 / 27578 / 14509		(kg/shell)

Baffle Information		
Type	Square One	Baffle cut (% dia)
Crosspasses/shellpass	12	No. (Pct Area) (mm) to C.L
Central spacing (mm)	738,900	1
Inlet spacing (mm)	1325,02	2
Outlet spacing (mm)	1259,92	
Baffle thickness (mm)	0,000	

Tube Information			
Tube type	Plain	Tubecount per shell	1386
Overall length (m)	9,753	Pct tubes removed (both)	6,57
Effective length (m)	9,235	Outside diameter (mm)	19,050
Total tubesheet (mm)	518,217	Wall thickness (mm)	1,651
Area ratio (out/in)	1,2097	Pitch (mm)	25,3994
Tube metal	Carbon steel	Ratio	1,3333
		Tube pattern (deg)	90

Released to the following organization:

NTNU

bronn

Xist E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 16:07 SN: 1600211686

SI Units

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Square One Baffles

Shellside Performance

Nom vel, X-flow/window 0,00 / 0,00

Flow fractions for heat transfer

B=0,8767 C=0,1233

Shellside Heat Transfer Corrections

Total	Beta	Gamma	End	Fin
0,986	0,920	1,072	1,000	1,000

Pressure Drops (Percent of Total)

Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
0.00	29.91	8.31	Inlet	35.15	16.73
MOMENTUM		0.00	Outlet	26.63	38.94

Two-Phase Parameters

Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F
--------	-------	--------	--------	-------

H. T. Parameters

		Shell	Tube
Overall wall correction		1,124	1,000
Midpoint	Prandtl no.	5,59	1,06
Midpoint	Reynolds no.	11945	523910
Bundle inlet	Reynolds no.	8372	551951
Bundle outlet	Reynolds no.	14179	507930
Fouling layer	(mm)		

Thermal Resistance

Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des
44,72	50,50	0,00	4,778	1,72
Total fouling resistance				0,00000
Differential resistance				1,13E-05

Shell Nozzles

		Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Inlet at channel end-No		1	1	0
Number at each position		1	1	0
Diameter	(mm)	438,151	488,951	
Velocity	(m/s)	1,82	1,48	
Pressure drop	(kPa)	3,919	2,969	
Height under nozzle	(mm)	126,591	70,281	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	3316,38	2160,09	
Shell ent.	(kg/m-s2)			

Tube Nozzle

		Inlet	Outlet	Liquid Outlet
		AXIAL	AXIAL	
Diameter	(mm)	387,351	258,877	
Velocity	(m/s)	11,56	20,03	
Pressure drop	(kPa)	7,713	17,950	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	19468,7	75495,2	

Annular Distributor

		Inlet	Outlet
Length	(mm)		
Height	(mm)		
Slot area	(mm2)		

Diametral Clearances (mm)

Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle
6,3500	51,0652	0,0000

Released to the following organization:

NTNU

bronn

Xist E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 16:07 SN: 1600211686

SI Units

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Square One Baffles

Externally Enhanced Tube Geometry		Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain	Type	None
Fin density (fin/meter)		Thickness (mm)	
Fin height (mm)		Pitch (L/D)	
Fin thickness (mm)			
Root diameter (mm)			
Area/length (m2/m)			

Mean Metal Temperatures

Mean shell temperature 31,22 (C)

Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)

<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
1	46,97	45,63	46,26

For

educational

use only

Released to the following organization:

 NTNU
bronn

Xphe E Ver. 5.00 SP1 19.06.2008 11:38 SN: 1600211686

SI Units
Design - Single Pass Countercurrent Flow

Process Data	Hotside		Coldside	
	Ferskvann		Sjøvann	
Fluid name	Sens. Liquid		Sens. Liquid	
Fluid condition	2176,621		3751,059	
Total flow rate	(kg/s)			
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	45,00	20,00	13,50
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	32,50	25,70	21,00
Skin temperature, Max/Min	(Deg C)	43,97	16,85	34,70
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	1800,03	1783,38	700,010
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	16,644	100,002	46,964
Port pressure drop, In/Out	(kPa)	-0,577	1,076	-1,665
Port velocity, In/Out	(m/s)	1,29	1,29	2,16
Nominal channel velocity	(m/s)		0,30	0,50
Average film coef.	(W/m2-K)		7541,97	9528,64
Heat transfer safety factor	(--)		1	1
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,00000	0,00000
Fouling thickness	(mm)		0,000	0,000
Equivalent shear stress	(kPa)		0,014	0,038
Maldistribution parameter	(--)		0,07	0,08

Overall Performance Data

Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m2-K)	3612,577 / 3767,465 / 3767,465
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	226,254 / 0,0000
Effective mean temperature difference	(Deg C)	10,73 * 1,033 = 11,09

Unit Geometry

Total effective area	(m2)	5649,76
Number of units, series/parallel	(--)	1 / 6
Number of passes, hot/cold	(--)	1 / 1
Number of channels, total/per pass	(--)	436 / 436
Number of plates, total/effective	(--)	437 / 435
Number of plate types	(--)	1
Number of channel types	(--)	1
Flow configuration, first hot channel	(--)	Countercurrent
Flow path across plate	(--)	Diagonal

Common Plate Geometry

Channel width	(mm)	1244,65
Channel spacing	(mm)	4,496
Equivalent diameter	(mm)	7,685
Average plate pitch	(mm)	5,096
Port diameter	(mm)	600,00
Tightened pack length	(mm)	2222,37
Horizontal distance of port centers	(mm)	631,95
Vertical distance of port centers	(mm)	2265,68

Port Geometry

	Hot Inlet	Hot Outlet	Cold Inlet	Cold Outlet
Location (front/back)	(--)	Back	Front	Back
Location (top/bottom)	(--)	Top	Bottom	Top
Location (left/right)	(--)	Left	Right	Left
Diameter	(mm)	600,00	600,00	600,00
Connection diameter	(mm)	600,00	600,00	600,00
Connection material	(--)	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)		

Released to the following organization:

 NTNU
bronn

Xphe E Ver. 5.00 SP1 19.06.2008 11:38 SN: 1600211686

SI Units

 :
Design - Single Pass Countercurrent Flow

Plate Type Geometry		Plate Type 1	Plate Type 2
Manufacturer	(--)	APV	APV
Plate ID	(--)	SR23PV	SR23PV
Chevron angle	(deg)	48,00	48,00
Surface area enlargement factor	(--)	1,17	1,17
Plate thickness	(mm)	0,600	
Area per plate	(m2)	2,165	2,165
Plate material	(--)	Titanium-grade 2	Titanium-grade 2
Thermal conductivity	(W/m-C)	21,52	

Pack Configuration

Group #	1
Plate Type 1	1
Plate Type 2	1
Channels	218
Hot pass #	1
Cold pass #	1

Heat Transfer Parameters		Hotside	Coldside
Overall wall correction factor	(--)	0,9960	1,0371
Average Prandtl number	(--)	5.65	8.12
Reynolds number	First group	(--)	2785
	Last group	(--)	2785
			3361

Pressure Drop, % of Total		Hotside	Coldside
Channel	(--)	93,6	89,8
Other	(--)	6,4	10,2

Thermal Resistance; %

Hotside	Coldside	Fouling	Plate	Over design
49.95	39.54	0.00	10.51	4.29

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

Process Data		Airside		Tubeside	
Fluid name				HC- gass	
Fluid condition			Sens. Gas		Sens. Gas
Total flow rate	(kg/s)		3287,387		748,169
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,000	1,000	1,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	26,00	81,54	129,90	50,00
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	31,44	120,47	31,64	120,87
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	31,44	120,47	31,64	120,87
Pressure, In/Out	(kPa)	101,334	101,215	17200,3	17182,2
Pressure drop, Total/Allowed	(Pa)	118,21	0,00		
Tube pressure drop, Total/Allowed	(kPa)			18,011	85,001
Velocity - Midpoint	(m/s)	4,44		3,73	
- In/Out	(m/s)			4,61	3,33
Film coefficient, Bare/Extended	(W/m2-K)	1397,54	50,37	2416,07	
Mole fraction inert	(--)				
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000		0,000000

Overall Performance Data

Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m2-K)	27,303 /	28,358 /	28,358
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	183,852 /	0,0000	
Effective mean temperature difference	(Deg C)	25,54		

Unit and Bundle Construction Information

Bays in parallel/unit	(--)	20	Bundles in parallel/bay		2
Extended area/unit	(m2)	263685	Bare area/unit	(m2)	9503,13
Extended area/bundle	(m2)	6592,13	Bare area/bundle	(m2)	237,578
Tubepasses/Tuberows	(--)	1 / 8	Number of tubes/bundle	(--)	364
Tubecount, Odd rows/Even rows	(--)	46 / 45	Edge seals	(--)	Yes
Bundle width	(m)	2,333	Fan guard	(--)	No
Clearance	(mm)	9,525	Louvers	(--)	No
Header depth	(mm)	101,600	Steam coil	(--)	No
<i>Header Box</i>			Hail screen	(--)	No
- Plate thickness	(mm)	104,775	<i>Tube support information</i>		
- Tubesheet thickness	(mm)	117,475	- Number	(--)	7
Plenum type		Box	- Width	(mm)	25,400
Weight/Bundle	(kg)	14956	Orientation (from horiz.)	(deg)	0,00
Structure weight	(kg)	118690	Tubeside volume	(L)	820,5
Total weight, Dry / Wet	(kg)	804241 /	837034		
Ladder/walkway weight	(kg)	87297	Cost Factor	(--)	1487,47

Tube Information

Straight length	(m)	13,500	Tube type	(--)	High-finned
Unfinned length	(mm)	0,000	Unheated length	(mm)	412,751
Layout	(--)	Staggered	Area ratio (fin/bare)	(--)	27,7472
Transverse pitch	(mm)	50,000	Fins per unit length	(fin/meter)	433,0
Longitudinal pitch	(mm)	43,300	Fin root diameter	(mm)	15,875
Tube form	(--)	Straight	Fin height	(mm)	15,443
Outside diameter	(mm)	15,875	Fin thickness at base	(mm)	0,432
Inside diameter	(mm)	12,573	Fin thickness at tip	(mm)	0,432
Area ratio (out/in)	(--)	35,0344	Fin type	(--)	Plain round
Over fin diameter	(mm)	46,761	Fin efficiency	(%)	80,8
Tube material		Carbon steel	Internal tube type		None
Fin material		Aluminum 1060 - H14			

Released to the following organization:

NTNU
bronn

Xace E Ver. 5.00 SP1 21.05.2008 17:46 SN: 1600211686

SI Units

Problem-

Case- :

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

Inlet Airside Velocities		Actual	Standard
Face velocity	(m/s)	2,21	2,17
Maximum velocity	(m/s)	4,17	4,10
Volumetric flow	(100 m3/min)	1671,43	1641,77
Maximum mass velocity	(kg/s-m2)	4,923	
Air humidity	(%)		
Volumetric flow per fan at fan inlet	(100 m3/min)	41,786	
Velocity at fan inlet	(m/s)	5,53	

Fan Description and Fan Power			
Number of fans per bay	(--)		2
Diameter	(m)		4,005
Tip clearance	(mm)		9,525
Ratio, fan area to bay face area	(--)		0,40
Fan ring type	(--)		Straight
Percent open area	- in fan guard (%)		0
	- in hail screen (%)		0
Ratio, ground clearance to fan diameter	(--)		
Percent blockage, other obstruction	(%)		0
Bundle pressure drop/ Velocity pressure	(Pa)	101,98 /	18,06
Fan and drive efficiency	(%)		65
Motor power per fan-design air temperature	(kW)		14,57
Motor power per fan-minimum air temperature	(kW)		0,00
Ambient temperature, maximum / minimum	(Deg C)	/	

Two-Phase Parameters				
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F

Heat Transfer and Pressure Drop Parameters			Tubeside	Outside
Midpoint j-factor		(--)		0,0102
Heat transfer	Wall Correction	(--)	1,0000	0,9812
	Row Correction	(--)		1,0000
Midpoint f-factor		(--)	0,0048	0,2760
Pressure drop	Wall Correction	(--)	1,0102	1,0131
	Row Correction	(--)		1,0000
Reynolds number	Inlet	(--)	288981	4247
	Midpoint	(--)	289801	3893
	Outlet	(--)	288981	3647
Fouling layer thickness	(mm)		0,000	0,000
Input minimum velocity	(m/s)			
Input maximum velocity	(m/s)			
Input minimum wall temperature	(Deg C)			
Input maximum wall temperature	(Deg C)			

Thermal Resistance (Percent)					Over Design
Air	Tube	Fouling	Metal	Bond	
56,30	41,12	0,00	2,58	0,00	3,86

Airside Pressure Drop (Percent)			
Across bundle	86,26	Other obstruction	0,00
Fan ring	13,74	Steam coil	0,00
Fan guard	0,00	Louvers	0,00
Ground clearance	0,00		

Tube Nozzle (Axial /w Dist)		Inlet	Outlet
Number of nozzles	(--)	1	1
Diameter	(mm)	304,80	304,80
Velocity	(m/s)	2,85	2,06
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	731,65	528,21
Pressure drop	(kPa)	0,762	0,131

Released to the following organization:

NTNU
bronn

Xace E Ver. 5.00 SP1 21.05.2008 17:46 SN: 1600211686

SI Units

Problem-

Case- :

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow

Mean Metal Temperatures**Mean tube metal temperature in each tubepass, (Deg C)**

<u>Tuberow</u>	<u>Tubepass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
1	1	90,0	89,5	89,7
2	1	85,4	84,9	85,2
3	1	80,7	80,1	80,4
4	1	75,3	74,6	74,9
5	1	69,7	69,0	69,3
6	1	63,4	62,7	63,0
7	1	56,9	56,2	56,5
8	1	49,9	49,1	49,5

*For
educational
use only*

Released to the following organization:

NTNU
bronn

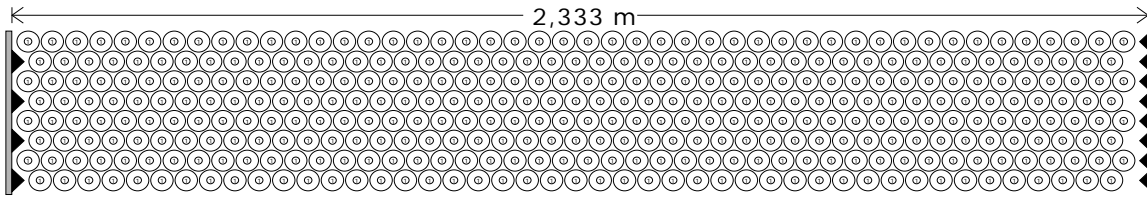
Xace E Ver. 5.00 SP1 21.05.2008 17:46 SN: 1600211686

SI Units

Problem-

Case- :

Design-Horizontal air-cooled heat exchanger forced draft countercurrent to crossflow



Name	Type	Outer Diameter (mm)	Wall Thickness (mm)	Transverse Pitch (mm)	Longitudinal Pitch (mm)	Fin Height (mm)
1 TubeType1	High-finned	15,875	1,651	50,000	43,300	15,443

Bundle Information

Bundle width 2,333 mm
 Number of tube rows 8
 Number of tubes 364
 Minimum wall clearance
 Left 9,525 mm
 Right 27,043 mm
 Number of tubes per pass
 ○ Tubepass # 1: 364

Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)	Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)
1	46	TubeType1	9,525	5	46	TubeType1	9,525
2	45	TubeType1	34,525	6	45	TubeType1	34,525
3	46	TubeType1	9,525	7	46	TubeType1	9,525
4	45	TubeType1	34,525	8	45	TubeType1	34,525



educational use only

Released to the following organization:
 NTNU
 bronn

Xist E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 17:33 SN: 1600211686

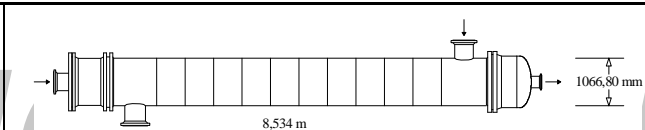
SI Units

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Square One Baffles

Process Data		Cold Shellside		Hot Tubeside	
Fluid name	Ferskvann	Sens. Liquid		HC gass	
Fluid condition		Sens. Gas			
Total flow rate	(kg/s)	1466,11		748,154	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,000	0,000	1,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	20,00	50,00	129,90	50,00
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	35,0	49,39	90,0	51,74
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	33,74	67,44	35,16	71,14
Pressure, In/Average	(kPa)	600,009	593,886	17200,3	17180,1
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	12,246	100,000	40,247	85,000
Velocity, Mid/Max allow	(m/s)	0,00		5,88	
Mole fraction inert	(--)				
Average film coef.	(W/m2-K)		4498,51		3155,23
Heat transfer safety factor	(--)		1,000		1,000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000		0,000000

Overall Performance Data				
Overall coef., Reqd/Clean/Actual	(W/m2-K)	1557,65	/	1597,02 / 1597,02
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	183,850	/	
Effective overall temperature difference	(Deg C)	50,5		
EMTD = (MTD) * (DELTA) * (F/G/H)	(Deg C)	50,46	*	1,0000 * 1,0000

See Runtime Messages Report for warnings.



Exchanger Fluid Volumes	
Approximate shellside (L)	4771,8
Approximate tubeside (L)	3541,7

Shell Construction Information				
TEMA shell type	AES	Shell ID	(mm)	1066,80
Shells Series	1 Parallel 5	Total area	(m2)	2454,96
Passes Shell	1 Tube 1	Eff. area	(m2/shell)	467,814
Shell orientation angle (deg)	0,00			
Impingement present	Circular plate	Impingement diameter/nozzle		1,1
Pairs seal strips	1	Passlane seal rods (mm)	0,000	No. 0
Shell expansion joint	No	Rear head support plate		No
Weight estimation Wet/Dry/Bundle		27954 / 19646 / 9076,2		(kg/shell)

Baffle Information		
Type	Square One	Baffle cut (% dia)
Crosspasses/shellpass	12	No. (Pct Area) (mm) to C.L
Central spacing (mm)	673,091	1
Inlet spacing (mm)	1063,04	2
Outlet spacing (mm)	1010,38	
Baffle thickness (mm)	0,000	

Tube Information			
Tube type	Plain	Tubecount per shell	824
Overall length (m)	8,534	Pct tubes removed (both)	8,13
Effective length (m)	8,131	Outside diameter (mm)	22,225
Total tubesheet (mm)	402,880	Wall thickness (mm)	1,651
Area ratio (out/in)	1,1745	Pitch (mm)	29,6326
Tube metal	Carbon steel	Ratio	1,3333
		Tube pattern (deg)	45

Released to the following organization:

NTNU

bronn

Xist E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 17:33 SN: 1600211686

SI Units

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Square One Baffles

Shellside Performance

Nom vel, X-flow/window 0,00 / 0,00

Flow fractions for heat transfer

B=0,9090 C=0,0910

Shellside Heat Transfer Corrections

Total	Beta	Gamma	End	Fin
0,987	0,920	1,072	1,000	1,000

Pressure Drops (Percent of Total)

Cross	Window	Ends	Nozzle	Shell	Tube
0.00	32.50	10.25	Inlet	33.31	16.81
MOMENTUM		0.00	Outlet	23.94	37.98

Two-Phase Parameters

Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F
--------	-------	--------	--------	-------

H. T. Parameters

H. T. Parameters		Shell	Tube
Overall wall correction		1,147	1,000
Midpoint	Prandtl no.	5,78	0,91
Midpoint	Reynolds no.	17629	678819
Bundle inlet	Reynolds no.	12459	678538
Bundle outlet	Reynolds no.	20767	678538
Fouling layer	(mm)		

Thermal Resistance

Shell	Tube	Fouling	Metal	Over Des
35,50	59,45	0,00	5,052	2,53
Total fouling resistance				0,00000
Differential resistance				1,58E-05

Shell Nozzles

Inlet at channel end-No	Inlet	Outlet	Liquid Outlet
Number at each position	1	1	0
Diameter	(mm) 438,151	488,951	
Velocity	(m/s) 1,95	1,58	
Pressure drop	(kPa) 4,079	2,932	
Height under nozzle	(mm) 137,611	56,128	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2) 3789,47	2468,23	
Shell ent.	(kg/m-s2)		

Tube Nozzle

	Inlet	Outlet	Liquid Outlet
	AXIAL	AXIAL	
Diameter	(mm) 387,351	258,877	
Velocity	(m/s) 14,14	22,85	
Pressure drop	(kPa) 6,766	15,286	
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2) 17952,0	64961,8	

Annular Distributor

	Inlet	Outlet
Length	(mm)	
Height	(mm)	
Slot area	(mm2)	

Diametral Clearances (mm)

Baffle-to-shell	Bundle-to-shell	Tube-to-baffle
6,3500	45,7913	0,0000

Released to the following organization:

NTNU

bronn

Xist E Ver. 5.00 SP1 18.06.2008 17:33 SN: 1600211686

SI Units

Design - Horizontal Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Square One Baffles

Externally Enhanced Tube Geometry		Internally Enhanced Tube Geometry	
Type	Plain	Type	None
Fin density (fin/meter)		Thickness (mm)	
Fin height (mm)		Pitch (L/D)	
Fin thickness (mm)			
Root diameter (mm)			
Area/length (m2/m)			

Mean Metal Temperatures

Mean shell temperature 30,55 (C)

Mean tube metal temperature in each tubepass, (C)

<u>Tube Pass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
1	51,74	49,35	50,48

For

educational

use only

Released to the following organization:

 NTNU
bronn

Xphe E Ver. 5.00 SP1 19.06.2008 11:03 SN: 1600211686

SI Units
Design - Single Pass Countercurrent Flow

Process Data	Hotside		Coldside	
	Ferskvann		Sjøvann	
Fluid name	Ferskvann		Sjøvann	
Fluid condition	Sens. Liquid		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	3877,819	6786,994	
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	0,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	45,00	20,00	13,80
Temperature, Average/Skin	(Deg C)	32,50	24,99	21,30
Skin temperature, Max/Min	(Deg C)	44,05	16,89	35,37
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	1800,03	1786,07	700,010
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	13,960	100,002	39,485
Port pressure drop, In/Out	(kPa)	-0,458	1,709	-1,362
Port velocity, In/Out	(m/s)	1,15	1,15	1,95
Nominal channel velocity	(m/s)	0,27		0,45
Average film coef.	(W/m2-K)	6918,40		8841,18
Heat transfer safety factor	(--)	1		1
Fouling resistance	(m2-K/W)	0,00000		0,00000
Fouling thickness	(mm)	0,000		0,000
Equivalent shear stress	(kPa)	0,011		0,032
Maldistribution parameter	(--)	0,07		0,08

Overall Performance Data

Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m2-K)	3458,481 / 3502,125 / 3502,125
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	406,208 / 0,0000
Effective mean temperature difference	(Deg C)	10,41 * 0,998 = 10,39

Unit Geometry

Total effective area	(m2)	11299,5
Number of units, series/parallel	(--)	1 / 12
Number of passes, hot/cold	(--)	1 / 1
Number of channels, total/per pass	(--)	436 / 436
Number of plates, total/effective	(--)	437 / 435
Number of plate types	(--)	1
Number of channel types	(--)	1
Flow configuration, first hot channel	(--)	Countercurrent
Flow path across plate	(--)	Diagonal

Common Plate Geometry

Channel width	(mm)	1244,65
Channel spacing	(mm)	4,496
Equivalent diameter	(mm)	7,685
Average plate pitch	(mm)	5,096
Port diameter	(mm)	600,00
Tightened pack length	(mm)	2222,37
Horizontal distance of port centers	(mm)	631,95
Vertical distance of port centers	(mm)	2265,68

Port Geometry

	Hot Inlet	Hot Outlet	Cold Inlet	Cold Outlet
Location (front/back)	(--)	Back	Back	Back
Location (top/bottom)	(--)	Top	Bottom	Top
Location (left/right)	(--)	Left	Right	Right
Diameter	(mm)	600,00	600,00	600,00
Connection diameter	(mm)	600,00	600,00	600,00
Connection material	(--)	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)		

Released to the following organization:

 NTNU
bronn

Xphe E Ver. 5.00 SP1 19.06.2008 11:03 SN: 1600211686

SI Units

 :
Design - Single Pass Countercurrent Flow

Plate Type Geometry		Plate Type 1	Plate Type 2
Manufacturer	(--)	APV	APV
Plate ID	(--)	SR23PV	SR23PV
Chevron angle	(deg)	48,00	48,00
Surface area enlargement factor	(--)	1,17	1,17
Plate thickness	(mm)	0,600	
Area per plate	(m2)	2,165	2,165
Plate material	(--)	Titanium-grade 2	Titanium-grade 2
Thermal conductivity	(W/m-C)	21,52	

Pack Configuration

Group #	1
Plate Type 1	1
Plate Type 2	1
Channels	218
Hot pass #	1
Cold pass #	1

Heat Transfer Parameters		Hotside	Coldside
Overall wall correction factor	(--)	0,9960	1,0344
Average Prandtl number	(--)	5.73	8.16
Reynolds number	First group	(--)	2442
	Last group	(--)	2442
			3021
			3021

Pressure Drop, % of Total		Hotside	Coldside
Channel	(--)	91,0	89,1
Other	(--)	9,0	10,9

Thermal Resistance; %

Hotside	Coldside	Fouling	Plate	Over design
50.62	39.61	0.00	9.77	1.26

Vedlegg C: Kostnader

Rørlengder for ferskvann og sjøvannssystem på Ormen Lange med kostnader:

(Lengdene er hentet fra Pipe Equipment List og P&ID til Ormen Lange. Visse forenklinger gjort underveis.)

System nr	Rørtype	Menge	Enhet	Pris per		Pris total	Valuta
				enhet	Valuta		
50-0001	DN 800mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	60	m	372	€	22320	€
50-0002	DN 800mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	60	m	372	€	22320	€
50-0003	DN 800mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	60	m	372	€	22320	€
50-0004	DN 1400mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	177	m	1136	€	201072	€
50-0004	DN 1100mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	231	m	676	€	156156	€
50-0004	DN 900mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	186	m	489	€	90954	€
50-0012	DN 1100mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	106	m	676	€	71656	€
50-0014	DN 900mm PIPE PLAIN END 16 bar ISO 14692, FILAMENT WOUND GRE CONDUCTIVE	77	m	489	€	37653	€
		957	m			624451	€
40-0001	DN 750mm PIPE BEVELLED END sch. 20 ASME B36.10M ASTM A672 GR.CC60 MDS: C01	235	m	425	€	99875	€
40-0010	DN 750mm PIPE BEVELLED END sch. 20 ASME B36.10M ASTM A672 GR.CC60 MDS: C01	235	m	425	€	99875	€
40-0011	DN 750mm PIPE BEVELLED END sch. 20 ASME B36.10M ASTM A672 GR.CC60 MDS: C01	235	m	425	€	99875	€
40-0015	DN 750mm PIPE BEVELLED END sch. 20 ASME B36.10M ASTM A672 GR.CC60 MDS: C01	235	m	425	€	99875	€
40-0084	DN 600mm PIPE BEVELLED END sch. 20 ASME B36.10M ASTM A106 GR.B MDS: C01	141	m	325	€	45825	€
40-0089	DN 600mm PIPE BEVELLED END sch. 20 ASME B36.10M ASTM A106 GR.B MDS: C01	141	m	325	€	45825	€
		1222	m			491150	€
		2179	m			1E+06	€

Utstyrliste med tilhørende kostnader for Ormen Lange:

Kjølesystem Ormen Lange	Mengde	Enhet	Pris per mengde	Totalpris
Sjøvannskjølt				
Varmevekslere				
Eksportkjølere (rørsatsvarmeveksler)	3	stk	350000	8400000
Sjøvannskjølere (platevarmevekslere)	7	stk	250000	14000000
Pumper				
Sjøvannspumper	3	stk	6000000	18000000
Kjølemediumspumper	3	stk	3000000	9000000
Tank				
Ekspansjonstank	1	stk	1241500	1241500
Filter				
Sjøvann innløpsfilter	2	stk	3500000	7000000
Ferskvannsfiler	1	stk	400000	400000
Sivil				
Innløps/ utløps bassengkonstruksjon	1	stk	10000000	10000000
Rørsystem				
Ferskvann rør	1	m	5000000	5000000
Sjøvann rør	1	m	3950000	3950000
			Sum [NOK]	76991500

Luftkjølt				
Varmevekslere				
Luftkjølere	3	stk	3500000	10500000
			Sum [NOK]	10500000

Utstyrliste med tilhørende kostnader for Kollsnes:

Kjølesystem Kollsnes	Mengde	Enhet	Pris per mengde	Totalpris
Sjøvannskjølt				
Varmevekslere				
Eksportkjølere (rørsatsvarmeveksler)	5	stk	350000	14000000
Sjøvannskjølere (platevarmevekslere)	11	stk	250000	22000000
Pumper				
Sjøvannspumper	3		6000000	18000000
Kjølemediumspumper	3		3000000	9000000
Tank				
Ekspansjonstank	1	stk	2196500	2196500
Filter				
Sjøvann innløpsfilter	3	stk	3500000	10500000
Ferskvannsfiler	1	stk	707692,3077	707692,3077
Sivil				
Innløps/ utløps bassengkonstruksjon	1	stk	70000000	70000000

Rørssystem				
Ferskvann rør	1	m	8400000	8400000
Sjøvann rør	1	m	5900000	5900000
			Sum [NOK]	160704192,3

Luftkjølt				
Varmevekslere				
Luftkjølere	5	stk	3500000	17500000
			Sum [NOK]	17500000

Vedlegg D: Korrespondanse

De fleste priser oppgitt i vedlegg C er basert på estimater oppgitt av leverandører per tlf. Prisesestimater gitt per epost er opplyst her.

Prisestimat på sjøvann basseng konstruksjon:

Dato: Sun, 22 Jun 2008 14:38:15 +0200 [22-06-2008 14:38:15 CEST]

Fra: erik.bjertness@multiconsult.no

Til: tor.sigurd.bronn@akersolutions.com, bronn@stud.ntnu.no

Emne: SV: Hovedoppgave ormen lange

Hei Tor Sigurd, beklager at dette har drøyd ut. Det har vært vanskelig å planlegge aktivitetene mine pga arbeider med Shtokman prosjektet.

Jeg kan gi deg noen grove kostnadstall på sjøvannsystemet. Kostnadene er å forstå som byggekostnader eksklusive prosjektering og byggeledelse. Dersom du skal ha med disse kostnadene, kan du legge til 12% for prosjektering og 8% for byggeledelse.

Kostnadene er justert til dagens prisnivå

Sprengningsarbeider:

Tunnel, pumpeump og utslippsgrop: NOK 175 mill

Betongarbeider:

Pumpeump, stengeporter og overløp (weirbox): NOK 70 mill

Dersom det er noen uklarheter, vennligst ta kontakt. Dersom du trenger kostnadene mer oppsplittet så si fra.

Hilsen Erik

Prisestimat sjøvannsfiler:

Dato: Thu, 19 Jun 2008 12:15:35 +0100 [19-06-2008 13:15:35 CEST]

Fra: Probert Barry <barry.probert@glv.com>

Til: bronn@stud.ntnu.no

Emne: RE: Ormen Lange screen

Dear Tor

No problem, the total bill for the inlet screens was GBP647731.00

If I can help with any further information please contact.

Cheers

Barry

Barry Probert
Projects Engineer
Eimco Water Technologies

Vedlegg E: Kostnadsprogram

Programkode:

```
%kostnad [NOK] for utstyr per enhet
cost_pump_f = 3000000;      %kostnad ferskvannspumpe Nyhamna
cost_pump_s = 6000000;      %kostnad sjøvannspumpe Nyhamna
cost_st = 2800000;         %kostnad rørsatsveksler Nyhamna
cost_phe = 2000000;        %kostnad platevarmeveksler Nyhamna
cost_ac = 3500000;         %kostnad luftkjøler Kollsnes
cost_filter = 400000;      %kostnad ferskvannsfiler Nyhamna
cost_screen = 3250000;     %kostnad per sjøvannsfiler Nyhamna
cost_tank = 1400000;       %kostnad ekspansjonstank Nyhamna
cost_civil = 70000000;     %kostnad for sjøvann inntak og utløpsystem
cost_GRE = 4.9164;         %kostnad for GRE rørene per 100 mm i diameter
cost_CS = 4.5714;          %kostnad for CS rør per 100 mm diameter

%maksimale utstyr driftparametere
pump_f_max = 5500;         % maksimal volumstrøm m3/h
pump_s_max = 11085.38;    % maksimal volumstrøm m3/h
phe_max = 40000;          % maksimal duty [kW] per Phe
st_max = 38000;           % maksimal duty [kW]per S&T
screen_max = 32445;       % maksimal volumstrøm m3/h
ac_max = 38000;           % maksimal duty [kw] per ace luftvekslerenhet

%temperaturforskjell i de ulike kjølesystemene
delta_t_f_st = 30;        %temperaturforskjell kjølemedium i S&T
delta_t_f_phe = 25;       %temperaturforskjell kjølemedium phe
delta_t_s = 15;           %temperaturforskjell sjøvann phe

%spesifikk varme [kJ/kgC]
cp_f = 4.19;
cp_s = 3.99;

%density [kg/m3]
dens_f = 990;             %density ferskvann ved 45 C
dens_s = 1025;           %density sjøvann 13.5 C

%rørlengde
pipelength_f = 1000;     %rørlengde kjølemedium
pipelength_s = 900;      %rørlengde sjøvann

%skalering på forholdet mellom massestrøm til kompressorkjølere og
%kjølemediumkjølere
scale = 2.644991;

power_need = (50:1:500)
%power_need = input('how much cooling [MW] is needed?')

%regne ut massestrømmen
flow_st = power_need*1000/(delta_t_f_st*cp_f); %kg/s for kjølemediet i
S&T
flow_phe_f = scale*flow_st; %kg/s for kjølemediet i
Phe
duty_phe = flow_phe_f*cp_f*delta_t_f_phe; %kjølebehov Phe
```

```

flow_phe_s = duty_phe/(delta_t_s*cp_s);           %kg/s for sjøvann i Phe

%Antall kjølere:
n_phe = fix(duty_phe/phe_max)+1;                 %Antall platevarmevekslere
n_st = fix(power_need*1000/st_max)+1;           %Antall rørsatsvekslere
n_ac = fix(power_need*1000/ac_max)+1;           %Antall luftkjølere

%Antall pumper
n_pump_f = fix(flow_phe_f*3600/(pump_f_max*dens_f))+1; %ferskvannspumper
n_pump_s = fix(flow_phe_s*3600/(pump_s_max*dens_s))+1; %sjøvannspumper

%Antall filter
n_screen = fix((n_pump_s+1)*pump_s_max/screen_max)+1; %sjøvannsfilter
n_filter = power_need/104;                       %ferskvannsfilter

%Størrelse ekspansjonstank
n_tank = power_need/104;           %Forhold mellom angitt duty og Nyhamna duty

%Beregne rørdiameter
x = 750/2176.6116;
pipedimension_f = 100*fix(flow_phe_f*x/100);     %kjølemedium rørdiameter

y = 1100/3751.044;
pipedimension_s = 100*fix(flow_phe_s*y/100);     %sjøvann rørdiameter

%kostnader

pipecost_s = cost_GRE*pipedimension_s*pipelength_s;
pipecost_f = cost_CS*pipedimension_f*pipelength_f;

%Totale kostnader sjøvannsløsning:
'Totale kostnader [millioner NOK]'
kostnad = (n_st*cost_st + n_phe*cost_phe + n_pump_f*cost_pump_f ...
  + n_pump_s*cost_pump_s + n_filter*cost_filter ...
  + n_screen*cost_screen + n_tank*cost_tank ...
  + cost_civil + cost_CS*pipedimension_f*pipelength_f ...
  + cost_GRE*pipedimension_s*pipelength_s)/1000000;

fitting_lin_s = 0.40389*power_need+81.508;

kostnad80 = 0.80*fitting_lin_s;           %usikkerhetsfaktor
kostnad120 = 1.20*fitting_lin_s;         %usikkerhetsfaktor

%Totale kostnader luftkjøleløsning:
kostnad_ac = n_ac*cost_ac/1000000;

fitting_lin_ac= 0.095221*power_need + 1.4412; %lineær

% 20% kostnad usikkerhetsfaktor til luftkjølesystemet
kostnad_ac80 = fitting_lin_ac*0.80;
kostnad_ac120 = fitting_lin_ac*1.2;

%plot av resultater i graf
hold on

plot(power_need,kostnad,'rx',...
  power_need,fitting_lin_s,'Color','b')
text(104,123.5,'\leftarrow Ormen Lange',...

```

```
        'HorizontalAlignment', 'left')
plot(power_need, kostnad80, '--', 'Color', 'r')
plot(power_need, kostnad120, '--', 'Color', 'r')

plot(power_need, kostnad_ac, '--rx', 'Color', 'b')
text(185, 17.5, '\leftarrow Kollsnes', ...
     'HorizontalAlignment', 'left')
plot(power_need, kostnad_ac80, '--', 'Color', 'r')
plot(power_need, kostnad_ac120, '--', 'Color', 'r')

title('Kostnad Kjøleløsning')
xlabel('Kjølebehov [MW]')
ylabel('Kostnad [Mill. NOK]')

hold off
```

Vedlegg F: Effektforbruk

Effektforbruket for utstyr på Nyhamna:

Sjøvannskjøling			
	Antall	Duty stk [kW]	Duty tot [kW]
Ferskvannspumper	2	1970	3940
Sjøvannspumper	2	2016	4032
Sjøvannsfiler	2	12	24
Effektforbruk			7996

Luftkjøling			
	Antall	Duty stk [kW]	Duty tot [kW]
Vifter	24	12,2	292,8
Effektforbruk			292,8

Effektforbruk med hensyn på 46 % av kjølebehov går til eksportkjølere

Sjøvannskjøling			
	Antall	Duty stk [kW]	Duty tot [kW]
Ferskvannspumper	2	906,2	1812,4
Sjøvannspumper	2	927,36	1854,72
Sjøvannsfiler	2	12	24
Effektforbruk			3691,12

Effektforbruk for utstyr på Kollsnes:

Sjøvannskjøling			
	Antall	Duty stk [kW]	Duty tot [kW]
Ferskvannspumper	3	1970	5910
Sjøvannspumper	3	2016	6048
Sjøvannsfiler	2	10	20
Effektforbruk			11978

Luftkjøling			
	Antall	Duty stk [kW]	Duty tot [kW]
Vifter	40	12,2	488
Effektforbruk			488

Effektforbruk med hensyn på 46 % av kjølebehov går til eksportkjølere

Sjøvannskjøling			
	Antall	Duty stk [kW]	Duty tot [kW]
Ferskvannspumper	3	906,2	2718,6
Sjøvannspumper	3	927,36	2782,08
Sjøvannsfiler	2	12	24
Effektforbruk			5524,68

Vedlegg G: Gantt Diagram

ID	Task Name	Duration	Start	Finish	11 February S W S T M F	01 March F T S W S T M F	21 March T S W S T M F	11 April W S T M F	01 May T S W S	21 May M F T S W S T M F	11 June T M F
1	Masteroppgave	87 days?	Fri 15.02.08	Mon 16.06.08							
2	Forstudie	6 days?	Fri 15.02.08	Fri 22.02.08							
3	Litteraturstudie	62 days?	Fri 15.02.08	Mon 12.05.08							
4	Rapportskrivning og analyser	81 days?	Fri 15.02.08	Sun 08.06.08							
5	Beskrive Kjøleløsninger	8 days?	Wed 05.03.08	Sun 16.03.08							
6	Økonomisk vurdering	15 days?	Mon 17.03.08	Sun 06.04.08							
7	Miljø-/ varme- / utslipps analyse	10 days?	Mon 07.04.08	Fri 18.04.08							
8	Termisk hydraulisk design	10 days?	Mon 21.04.08	Sun 04.05.08							
9	Beregningsverktøy for kjølersystem	10 days?	Mon 05.05.08	Fri 16.05.08							
10	Redigering og printing av oppgave	5 days?	Mon 09.06.08	Fri 13.06.08							
11	Leverer ferdig rapport	1 day?	Mon 16.06.08	Mon 16.06.08							

Project: Gantt diagram
Date: Fri 04.07.08

Task

Split

Progress

External Tasks

External Milestone

Deadline