



University of
Stavanger

Faculty of Science and Technology

MASTER'S THESIS

Study program/ Specialization: OFFSHORE SYSTEMER / MARIN- OG UNDERVANNSTEKNOLOGI INSTITUTT FOR KONSTRUKSJONSTEK- NIKK OG MATERIALTEKNOLOGI	Spring semester, 2010 Open access
Writer: KJETIL ØKSNEVAD	<i>Kjetil Øksnevad</i> (Writer's signature)
Faculty supervisor: OLE ANDREAS SONGE-MØLLER External supervisor(s): CARSTEN EHRHORN	
Titel of thesis: ESTIMERING AV VARMEVEKSLER	
Credits (ECTS): 30	
Key words: Varmeveksler, "Skall og rør" / "Shell and tube", Regneark, HTFS, trykkfall, nødvendig varmeoverførende areal, varmeovergangskoeffisienter, TEMA.	Pages: 114 + enclosure: 53 Stavanger, 13.06.2010 Date/year

SAMMENDRAG

Det har i oppgaven blitt utviklet et regneark for estimering av ”skall og rør”-varmevekslere, av type E-skall med innhold av rette rør og tversgående ledeplater. Det har vært et gjennomgående fokus på å gjøre regnearket så brukervennlig som mulig, i den forstand at det skal være tidseffektivt å gjennomføre en estimeringsprosess samtidig som det gir et best mulig estimat for de forskjellige situasjoner og er gjennomførbart for brukere uten førstehåndskunnskap til varmevekslere, deres geometri og design. Det er i sistnevntes henseende gitt veiledning og anbefalinger hvor det finnes valg som skal spesifiseres av bruker. Det er også utarbeidet en parameteranalyse for lettere å kunne ”designe” en varmeveksler i den retning som er ønskelig med tanke på varmeovergangstall, nødvendig areal og trykkfall.

Det er ved utarbeidelse av regnearket og dets beregninger blitt anvendt forskjellig tidligere publisert litteratur om temaet. Det er i deler av beregninger tatt utgangspunkt i metoder av Bell og Bell-Delaware, samt brukt standard av TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association).

I oppgaven er det gjennomført 4 forskjellige studier, hver med to forskjellige rørmønstre. Felles for alle studiene er kjøling av varm gass, ved bruk av vann på skallside. Gassene er av varierende temperatur, trykk, strømningsmengde og fysiske egenskaper. Resultater fra samme studier er videre sammenlignet med resultater ved bruk av varmevekslerprogrammet HTFS, utviklet av AspenTech. Konklusjoner er gjort på grunnlag av sammenligning med HTFS for de situasjoner som inngår i studiene, og bør ikke overføres til andre situasjoner uten videre testing og verifisering.

Det er konkludert med at regnearket i estimeringsøyemed generelt gir tilfredsstillende resultater. Det gir ved bruk av regnearket en god pekepinne på omtrentlige varmeovergangskoeffisienter, nødvendig areal og rørlengde, samt trykkfall i gassen som kjøles på rørsiden. Beregninger av trykkfallet på skallsiden er forbundet med usikkerhet og resultatene er varierende. Avvik, i form av underestimering, gjør seg særlig gjeldende ved inngangstrykk over 2 bar og i geometrier med liten skalldiameter og stor åpning i ledeplatevinduer.

Det rettes en stor takk til:

Ole Andreas Songe-Møller, Intern veileder, Universitet i Stavanger

Carsten Ehrhorn, Ekstern veileder, Aker Solutions

Per Haugland, Veiledning i bruk av HTFS, Spesialistingeniør Aker Solutions

Kjetil Øksnevad, Universitet i Stavanger, juni 2010

INNHALDSFORTEGNELSE

FORKORTELSER OG SYMBOL	7
INNLEDNING	10
1. GENERELT OM VARMEOVERFØRING	12
1.1 INTRODUKSJON	12
1.2 KONDUKSJON	12
1.3 KONVEKSJON, TVUNGEN	14
1.4 KOMBINASJON AV EGENKONVEKSJON OG TVUNGEN KONVEKSJON.	19
1.5 FORHOLD AV VARMELÆRE RELATERT UTSIDE AV RØR OG	
KRYSSSENDE RØRSTRØMNING	20
2. ”SKALL OG RØR”-VARMEVEKSLERE	25
2.1 INTRODUKSJON	25
2.2 KOMPONENTER OG OPPBYGNING AV ”SKALL OG RØR”–	
VARMEVEKSLERE	25
2.2.1 RØR	25
2.2.2 SKALL	27
2.2.3 LEDEPLATER	29
2.2.4 KLASSIFISERING AV ”SKALL OG RØR”–VARMEVEKSLER	29
2.3 OVERSLAG AV VARMEVEKSLERENS STØRRELSE, KARAKTERISTIKK	
OG TRYKKFALL	30
2.3.1 OVERSLAG AV STØRRELSE	31
2.3.2 ESTIMERNG AV VARMEVEKSLERENS TRYKKFALL	41
3. PROSEDYRE, RESTRIKSJONER OG ANTAKELSER FOR REGNEARKET	46
3.1 INTRODUKSJON	46
3.2 PROSEDYRE	46
3.3 RESTRIKSJONER TIL BRUK AV REGNEARKET OG BEREGNINGER	50
3.4 ANTAKELSER	50

4. PARAMETERANALYSE	53
4.1 INTRODUKSJON	53
4.2 BETYDNINGER VED VALG AV RØRDIAMETER.....	53
4.3 BETYDNINGER VED VALG AV SKALLDIAMETER OG AVSTAND MELLOM LEDEPLATER	61
4.4 BETYDNINGER VED VALG AV GJENNOMSNIITTLIG HASTIGHET I RØR	66
4.5 BETYDNINGER VED VALG AV RØRMØNSTER.....	70
4.6 BETYDNINGER VED VALG AV KOMBINASJON AV UTGANGSTEMPERATUR OG MASSESTRØMNING PÅ SKALLSIDE.....	71
4.7 OPPSUMMERING AV PARAMETERANALYSE.....	74
5. STUDIER, RESULTATER OG SAMMENLIGNING MED HTFS	76
5.1 INTRODUKSJON	76
5.2 STUDIE 1	78
5.3 STUDIE 2	82
5.4 STUDIE 3	85
5.5 STUDIE 4	88
5.6 SAMMENLIGNING AV RESULTATER PÅ TVERS AV STUDIER.....	92
6. KONKLUSJON.....	112
7. REFERANSER.....	114
VEDLEGG A – TEMA-SPESIFIKASJONER.....	115
VEDLEGG B – NORSOK RØRDIMENSJONER	123
VEDLEGG C – DATAEKSPORT FRA HYSYS	125
VEDLEGG D - BRUKERVEILEDNING REGNEARK.....	131
VEDLEGG E - BEREGNINGER AV STUDIER UTFØRT I HTFS.....	144

VEDLEGG SOM KUN FØLGER ELEKTRONISK UTGAVE AV OPPGAVEN:

VEDLEGG F – RESULTATER AV PARAMETERANALYSE I REGNEARK

VEDLEGG G – BEREGNINGER AV STUDIER UTFØRT I REGNEARK

VEDLEGG H – REGNEARK, MAL

VEDLEGG I – REGNEARK, FORMLER

FORKORTELSER OG SYMBOL

a_t = Strømningsareal i hvert enkelt rør [m^2]

a_s = Strømningsareal i skall [m^2]

A = Veggflate vinkelrett på varmestrømmen [m^2]

A = Overflateareal [m^2]

A_o = Minimum overflateareal av rør [m^2]

A_t = Strømningsareal i alle rør [m^2]

$A_{t,w}$ = Areal som dekkes av rør i ledeplatevindu [m^2]

B = Avstand mellom ledeplater [m]

B_c = Forhold mellom kutt i ledeplater og skalldiameter

c = Spesifikk varmekapasitet [$kJ/kg \cdot K$]

c_h = Spesifikk varmekapasitet av varmt medium [$kJ/kg \cdot K$]

c_c = Spesifikk varmekapasitet av varmt medium [$kJ/kg \cdot K$]

D_i = Innerdiameter rør [m]

D_o = Ytterdiameter rør [m]

D_{ctf} = Korresponderende bunt diameter [m]

D_s = Skalldiameter [m]

$f = f_t$ = Friksjonskoeffisient i rør

f_{ideal} = Ideell friksjonskoeffisient i skall

F_w = Andel av rør som er i ledeplatevindu

g_c = Tyngdeakselerasjon [$(kg \cdot m/s^2)/N$]

G_s = Massestrømning per areal i skall [$kg/m^2 s$]

G_t = Massestrømning per areal i rør [$kg/m^2 s$]

G_w = Massestrømning per areal i ledeplatevinduer [$kg/m^2 s$]

h = Varmeovergangskoeffisient [$W/m^2 \cdot K$]

h_i = Innvendig varmeovergangskoeffisient for rør [$W/m^2 \cdot K$]

h_o = Utvendig varmeovergangskoeffisient for rørbunt [$W/m^2 \cdot K$]

h_s = Varmeovergangskoeffisient relatert begroing og korrosjon [$W/m^2 \cdot K$]

h_w = Varmeovergangskoeffisient gjennom rørvegg [$W/m^2 \cdot K$]

k = Varmeledningskoeffisient for material eller medium [$W/m \cdot K$]

L = Lengde av rør [m]

L_{bb} = Minimum avstand mellom skall og rørbunt [m]

L_{pn} = Røravstand ved beregning av trykkfall på skallside [m]

L_{pp} = Røravstand ved beregning av trykkfall på skallside [m]

L_{ta} = Varmeoverførende lengde av rør [m]

L_{tp} = Ordinær senteravstand mellom rør [m]

$L_{tp,eff}$ = Effektiv senteravstand mellom rør [m]

m_c = Massestrøm av kaldt medium [kg/s]

m_h = Massestrøm av varmt medium [kg/s]

N_b = Antall ledeplater
 N_t = Antall rør
 N_{tcc} = Antall rekker rør i kryssende strømning
 N_{tcw} = Antall effektive rør som krysses i ett ledeplatevindu

q = Varmerate [W] (kW)

R_1 = koeffisient for termisk motstand relatert begroing og korrosjon på varmside [$W/m^2 \cdot K$]
 R_2 = koeffisient for termisk motstand relatert begroing og korrosjon på kald side [$W/m^2 \cdot K$]
 R_c = koeffisient av filmkonveksjon på kald side [$W/m^2 \cdot K$]
 R_h = koeffisient av filmkonveksjon på varm side [$W/m^2 \cdot K$]
 R_w = koeffisient av termisk motstand i rørveggen [$W/m^2 \cdot K$]

S_n = Rørvstand ved beregning av Nusselts tall [m]
 S_p = Rørvstand ved beregning av Nusselts tall [m]
 S_w = Strømningsareal i ledeplatevindu [m^2]
 S_{wg} = Totalt areal av ledeplatevindu [m^2]

$T_{c,i}$ = Inngangstemperatur av kaldt medium [$^{\circ}C$]
 $T_{c,o}$ = Utgangstemperatur av kaldt medium [$^{\circ}C$]
 $T_{h,i}$ = Inngangstemperatur av varmt medium [$^{\circ}C$]
 $T_{h,o}$ = Utgangstemperatur av varmt medium [$^{\circ}C$]
 $T_{s,i}$ = Inngangstemperatur av medium på skallside [$^{\circ}C$]
 $T_{s,o}$ = Utgangstemperatur på medium på skallside [$^{\circ}C$]
 $T_{t,i}$ = Inngangstemperatur på medium på rørside [$^{\circ}C$]
 $T_{t,o}$ = Utgangstemperatur på medium på rørside [$^{\circ}C$]
 T_w = Temperatur i veggflate [$^{\circ}C$]
 T_{∞} = Temperatur i medium [$^{\circ}C$]

u_m = Middelhastighet av medium i rør [m/s]
 u_t = Middelhastighet i rør [m/s]
 u_s = Middelhastighet i skall [m/s]
 U = Total varmeovergangskoeffisient av varmeveksler [$W/m^2 \cdot K$]

$W_t = m_t$ = Massestrømning i rør (total i alle rør) [kg/s]
 $W_s = m_s$ = Massestrømning i skall [kg/s]

Konstanter

a = Konstant for beregning av varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Velges med hensyn på rørmønster og Reynolds tall i skall
 C = Konstant for beregning av Nusselts tall for utside av rør. Velges med hensyn på rørmønster og avstander.
 C_1 = Konstant for beregning av bunt diameter. Velges med hensyn på rørmønster
 n = Konstant for beregning av Nusselts tall for utside av rør. Velges med hensyn på rørmønster og avstander.
 m = Konstant for beregning av varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Velges med hensyn på rørmønster og Reynolds tall i skall
 F_1 = Konstant for beregning av varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Velges med hensyn på lekkasje og forbipassering av medium

F_r = Konstant for beregning av varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Velges med hensyn på strømningsmønster i skall.
R_L = Korreksjonsfaktor relatert lekkasje av medium, for beregning av trykkfall på skallside, typisk [0,4-0,6]
R_B = Korreksjonsfaktor relatert forbipasserende medium, for beregning av trykkfall på skallside, typisk [0,4-0,7]
R_S = Korreksjonsfaktor relatert variabel avstand mellom ledeplater i innløps og utløpsseksjon. 0,8 for fastlås rørdesign

Dimensjonsløse forholdstall

C* = Forhold mellom varmekapasitetsrate:

NTU_t = forhold mellom total konduktivitet og varmekapasitetsrate på medium i rørside:

Nu = Nusselts tall

Pr = Prandlts tall

R = Varmekapasitetsforhold:

Re = Reynolds tall

St = Stantons tall

ε = Effektivitet av varmeveksler, forhold mellom virkelig varmeoverføringsrate og maksimal overføringsrate.

Gresk symbolbruk

α = Termisk spredningsevne [m^2/s]

ρ = Massetetthet [kg/m^3]

v = Kinematisk viskositet [m^2/s]

μ = Viskositet (dynamisk) [$kg/m \cdot s$] = [$Pa \cdot s$] = [$10^3 cP$]

μ_b = Viskositet ved bulktemperatur [$kg/m \cdot s$] = [$Pa \cdot s$] = [$10^3 cP$]

μ_w = Viskositet ved veggtemperatur [$kg/m \cdot s$] = [$Pa \cdot s$] = [$10^3 cP$]

ΔP_{ideal} = Ideelt trykkfall mellom rørbunten [Pa]

ΔP_{w,ideal} = Ukorrigert trykkfall i ledeplatevinduer [Pa]

ΔP_c = Trykkfall i kryssende strømning mellom ledeplater [Pa]

ΔP_e = Trykkfall i inngangs- og utgangsområder [Pa]

ΔP_s = Totalt trykkfall på skallside [Pa]

ΔP_t = Det totale trykkfallet for rørside av varmeveksleren [Pa]

ΔP_w = Trykkfall i alle ledeplatevinduer [Pa]

INNLEDNING

”Skall og rør”-varmevekslere er svært utstrakt i bruk i olje-, gass- og prosessindustrien. I kombinasjon med bransjens tøffe kriterier til sikkerhet og pålitelighet, skal en varmeveksler være designet for best mulig ytelse med hensyn på varmeoverføring, samtidig som den ikke skal oppta mer plass eller skape større trykkfall enn nødvendig.

Det finnes i dag flere metoder og elektroniske hjelpemidler for å gjøre forskjellige estimater av varmevekslere. Aker Solutions benytter HTFS utviklet av AspenTech, for estimering av varmevekslere. HTFS brukes gjerne i kombinasjon med prosessprogrammet HYSYS, som blant annet angir nødvendig effekt, strømningsdata og fysiske egenskaper for prosessen og dens medier. Å gjøre estimeringer av varmevekslere ved hjelp av HTFS er en relativt tidkrevende operasjon, samtidig som programmet har en høy brukerterskel. Det er ønskelig for prosessavdelinger i Aker Solutions å kunne gjøre enkle estimater av en varmevekslers ytelse, varmeovergangstall, størrelse og resulterende trykkfall, uten å måtte kontakte mekaniske avdelinger for å få et estimat gjennomført i HTFS.

Det vil i oppgaven bli utarbeidet et regneark som ved hjelp av innsetting av temperaturer, massestrømninger og fysiske egenskaper, i hovedsak estimerer en ”skall og rør”-varmevekslers varmeovergangstall, nødvendig varmeoverførende areal med tilhørende dimensjoner av skalldiameter og rørlengder, i tillegg til forskjellige trykkfall. Det vil underveis i beregningene følge noen manuelle valg med anbefalinger til veiledning for å ha mulighet til å påvirke varmevekslerens design og ytelse i den retning som er ønskelig for hver enkelt situasjon. Det vil i den forbindelse bli utarbeidet en parameteranalyse, for bruk til rettledning.

Rapporten starter med en introduksjon i varmelære for en generell forståelse og bakgrunnskunnskap til prinsippene i varmeoverføring. Etter det er gitt en generell beskrivelse av varmelære, blant annet med innhold relatert material, dimensjonsløse forholdstall, strømning i rør og på tvers av rørbunter, er det fremlagt teori om hvordan ”skall og rør”-varmevekslere er bygd opp og klassifiseres. Det er her også utredet videre teori for hvordan gjøre de forskjellige beregninger spesifikt rettet mot denne type varmeveksler.

Teorien som er beskrevet ligger videre til grunn for utviklingen av regnearket. Etter at regnearket er utviklet, er det først gjennomført og beskrevet resultater av forskjellige parameteranalyser, før det er gjennomført flere forskjellige studier hvor gass kjøles ved bruk av vann på skallsiden. Resultatene for regnearket vil videre bli sammenlignet med beregninger utført i HTFS, før konklusjoner basert på studier og sammenligning med HTFS, blir sluttet.

1. GENERELT OM VARMEOVERFØRING

1.1 INTRODUKSJON

Det vil i dette kapitlet bli gitt en introduksjon av de forskjellige typer av og prinsipper om varmeoverføring som kan relateres varmeveksling. Det vil også bli en innføring i koeffisienter og dimensjonsløse tall som inngår i varmeoverføring.

1.2 KONDUKSJON

Konduksjon, også kjent som varmeledning, foregår hvor gjenstander med temperaturdifferanser er i direkte kontakt med hverandre. Man kan tenke seg en vegg med en gitt materialkvalitet hvor molekyler strømmer fra en varm side til en kaldere side.

Fouriers lov for varmeledning er gitt ved[1]:

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \text{ (Ligning 1.1)}$$

Hvor,

q = Varmerate [W]

A = Veggflate vinkelrett på varmestrømmen [m^2]

$\frac{\partial T}{\partial x}$ = Temperaturgradient [$^{\circ}C/m$]

k = Varmeledningskoeffisient for material eller medium [$W/m \cdot K$]

Merk: Dersom ikke annet er spesifisert, er betydninger av notasjoner i ligning de samme i uttrykk som følger senere i oppgaven. Dette gjelder også øvrige notasjoner som presenteres. Det er i oppgaven forsøkt å holde en gjennomgående lik standard for notasjoner som har felles betydning i ulike uttrykk. Nye notasjoner vil derfor kun bli spesifisert med betydning etter første uttrykk hvor dem inngår, med mindre det er variasjon av betydning i benevning eller fare for andre misforståelser.

Ved konstant varmeledningskoeffisient, k , brukes ofte en ny konstant, kalt termisk spredningsevne:

$$\alpha = k/\rho c = \text{Termisk spredningsevne [m}^2/\text{s]}$$

Hvor,

$$\rho = \text{Massetetthet [kg/m}^3\text{]}$$

$$c = \text{Spesifikk varmekapasitet [kJ/kg} \cdot \text{K]}$$

Varmeledningskoeffisienten, k

Varmeledningskoeffisienten er en betegnelse for å angi hvor god evne et material eller medium har til å lede varmeenergi. Varmeledningskoeffisienten har benevning $\text{W/m} \cdot \text{K}$, hvor varmeledningen også er forbundet med temperatur og avstand varmen skal ledes gjennom.

Under følger figur med noen mediers varmeledningskoeffisient ved romtemperatur.

Material	Thermal conductivity k	
	$\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}$	$\text{Btu/h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}$
Metals:		
Silver (pure)	410	237
Copper (pure)	385	223
Aluminum (pure)	202	117
Nickel (pure)	93	54
Iron (pure)	73	42
Carbon steel, 1% C	43	25
Lead (pure)	35	20.3
Chrome-nickel steel (18% Cr, 8% Ni)	16.3	9.4
Nonmetallic solids:		
Diamond	2300	1329
Quartz, parallel to axis	41.6	24
Magnesite	4.15	2.4
Marble	2.08-2.94	1.2-1.7
Sandstone	1.83	1.06
Glass, window	0.78	0.45
Maple or oak	0.17	0.096
Hard rubber	0.15	0.087
Polyvinyl chloride	0.09	0.052
Styrofoam	0.033	0.019
Sawdust	0.059	0.034
Glass wool	0.038	0.022
Ice	2.22	1.28
Liquids:		
Mercury	8.21	4.74
Water	0.556	0.327
Ammonia	0.540	0.312
Lubricating oil, SAE 50	0.147	0.085
Freon 12, CCl_2F_2	0.073	0.042
Gases:		
Hydrogen	0.175	0.101
Helium	0.141	0.081
Air	0.024	0.0139
Water vapor (saturated)	0.0206	0.0119
Carbon dioxide	0.0146	0.00844

Figur 1.1 Varmeledningskoeffisienten, k [1]

I figur 1.1 over kan man se en oversikt over varmeledningskoeffisienten, k , i forskjellige typer materialer og medier ved romtemperatur. I varmevekslere, hvor god varmeoverføring er ønskelig, er det av betydning å velge liten veggtykkelse og rørmaterial med god ledningsevne, for minst mulig varmemotstand gjennom rørveggen.

Termisk spredningsevne, α

Konstanten for termisk spredningsevne er tidligere definert under ligning 1.1. Jo høyere verdi man har av α , jo raskere vil varmen bli spredd i materialet. En høy verdi i termisk spredningsevne kan enten oppnås ved høy varmeledningskoeffisient eller ved lav massetetthet og/eller varmekapasitet. I et material med liten varmekapasitet vil en mindre andel av varmen bli "fanget opp" og brukt til å varme opp materialet, og i så måte vil en større andel av varmen kunne bli benyttet til videre overføring. Ved lavere massetetthet vil molekylene raskere kunne bevege seg og overføre varme.

1.3 KONVEKSJON, TVUNGEN

Overføring av varme fra en fast gjenstand til en omkringliggende væske eller gass blir kalt varmeoverføring ved konveksjon eller varmeovergang. Tvungen konveksjon forekommer dersom det omkringliggende mediet er satt i tvungen bevegelse, og er altså den mest aktuelle formen for varmeovergang i en "skall og rør"-varmeveksler.

For å uttrykke den generelle effekten av konveksjon benyttes Newtons lov om kjøling [1]:

$$q = hA(T_w - T_\infty) \text{ (Ligning 1.2)}$$

Hvor,

h = Varmeovergangskoeffisient [$W/m^2 \cdot K$]

A = Overflateareal [m^2]

T_w = Temperatur i veggflate [$^{\circ}C$]

T_∞ = Temperatur i medium [$^{\circ}C$]

Varmeovergangskoeffisienten, h

Varmeovergangskoeffisienten, h, er avhengig av en rekke faktorer; spesifikk varmekapasitet, viskositet, termisk varmeledningsevne og strømningsmønster. Det vil senere i oppgaven bli gitt en detaljert utgreining om hvordan man bestemmer de forskjellige varmeovergangskoeffisienter og den totale varmeovergangskoeffisienten i en ”skall og rør”-varmeveksler. Å bestemme den totale varmeovergangskoeffisienten er ofte forbundet med den prosessen som innebærer en av de største usikkerhetene ved estimering av varmevekslere. Dette da det gjerne er knyttet noe usikkerhet både til fysiske egenskaper av medier, de forskjellige definerte temperaturer samt de to dimensjonsløse forholdstallene som inngår i beregningene.

Dimensjonsløse forholdstall

En rekke dimensjonsløse forholdstall inngår i og kan relateres varmeoverføring, hvor de mest sentrale er:

- **Reynolds tall**
- **Prandtls tall**
- **Nusselts tall**
- **Stantons tall**

Reynolds tall

Det dimensjonsløse Reynolds tall blir brukt til å angi hvilket strømningsmønster mediet følger. Ved varmeovergang skilles det mellom tvungen og fri (egenkonveksjon) strømning. For hver av disse formene skilles det videre mellom laminær og turbulent strømning, avhengig av Reynolds tall. Etter hvilket strømningsmønster det opereres med, varierer også tykkelse og lengde på grensesjiktet i mediet, som igjen påvirker varmeovergangskoeffisientene, noe det ikke skal gås videre i detalj om her. I varmevekslere er turbulent strømning ønskelig for bedre varmeovergangskoeffisienter[1].

Den klassiske måten å uttrykke Reynolds tall for strømning i rør er gitt ved:

$$Re = \frac{u_m \cdot D_i}{\nu} \text{ (Ligning 1.3)}$$

Hvor,

u_m = Middelhastighet av medium i rør [m/s]

D_i = Innerdiameter rør [m]

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ = Kinematisk viskositet [m^2/s]

I forbindelse med estimering av ”skall og rør”-varmevekslere brukes ofte Reynolds tall i stedet å være uttrykt ved hjelp av massestrømning per areal, G , og viskositet, μ : [7]

$$Re = \frac{D_i G_t}{\mu} \text{ (Ligning 1.4)}$$

Hvor,

D_i = Innerdiameter rør [m]

μ = Viskositet (dynamisk) [$kg/m \cdot s$]=[Pa·s]= [10^3 cP]

$G_t = \frac{W_t}{N_t a_t}$ = Massestrømning per areal i rør [$kg/m^2 s$]

W_t = Strømningsrate i rør (total i alle rør) [kg/s]

N_t = Antall rør

$a_t = \frac{\pi D_i^2}{4}$ = Strømningsareal i hvert enkelt rør [m^2]

Generelt defineres turbulent strømning i rør ved Reynolds tall høyere enn 2300 og i så måte laminær strømning ved Reynolds tall lavere enn 2300 [1]. For Reynolds tall mellom 2100 og 8000 opererer man derimot med et ustabil strømningsmønster og beregning av varmeovergangskoeffisienter i dette intervallet utgjør et større usikkerhetsmoment [7].

Prandtls tall

Prandtls tall er definert ved [1]:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu/\rho}{k/\rho c} = \frac{c\mu}{k} \text{ (Ligning 1.5)}$$

Prandtls tall er altså en parameter som uttrykker forholdet mellom kinematisk viskositet og tidligere utredet termisk spredningsevne. Ved lave Prandtls tall vil varme spre seg fort i

forhold til hastigheten i mediet. Prandtls tall for gasser ligger gjerne i området rundt 0,7 mens samme dimensjonsløse forholdstall for vann er rundt 10 ganger større, mye avhengig viskositeten. Det er senere i oppgaven vist at Prandtls tall inngår i varmeovergangskoeffisienter og er av betydning ved estimering av varmevekslere.

Nusselts tall

Nusselts tall uttrykker forholdet mellom konvektiv og konduktiv varmeoverføring. Ved høye verdier av Nusselts tall vil den konvektive varmeoverføringen være dominant, mens det ved lave Nusselts tall vil foregå en varmeoverføring dominert av varmeledning. Det generelle uttrykket for Nusselts tall ved rørstrømning kan uttrykkes som følgende [1]:

$$Nu = \frac{hD_i}{k} \text{ (Ligning 1.6)}$$

Det er i tillegg til det tradisjonelle uttrykket for Nusselts tall utarbeidet flere empiriske korrelasjoner mellom bl.a. Nusselts tall, Reynolds tall og Prandtls tall. For et mer nøyaktig uttrykk av Nusselts tall ved fullt utviklet turbulent strømning i glatte rør kan følgende uttrykk brukes[1]:

$$Nu = \frac{f/8 Re Pr}{1.07 + 12.7 (f/8)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^n \text{ for } \begin{cases} 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6 \\ 0.8 < \frac{\mu_b}{\mu_w} < 40 \end{cases} \text{ (Ligning 1.7)}$$

Hvor,

$$n = 0.11 \text{ for } T_w > T_b$$

$$n = 0.25 \text{ for } T_w < T_b$$

$n = 0$ for konstant varmefluks og for gasser

f = Friksjonskoeffisient i rør

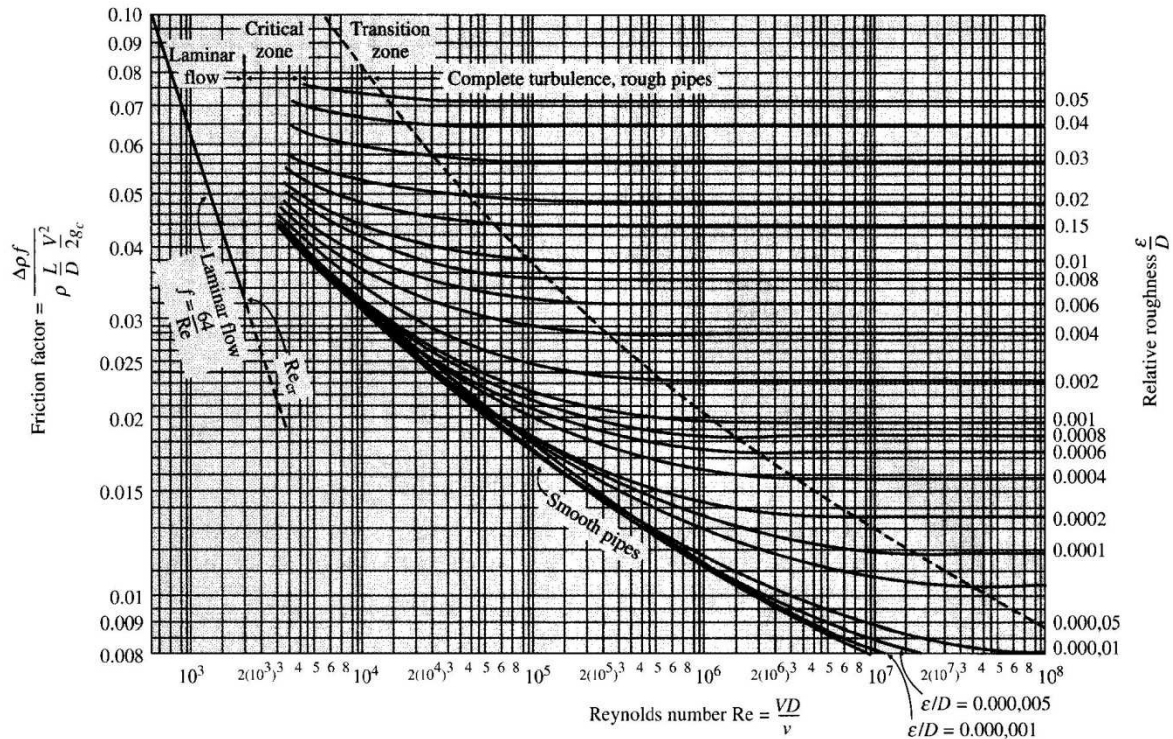
μ_b = Viskositet ved bulktemperatur [kg/m · s] = [Pa·s] = [10³cP]

μ_w = Viskositet ved veggtemperatur [kg/m · s] = [Pa·s] = [10³cP]

For Prandtls tall mellom 0.5 til 200 angir ligningen Nusselts tall innenfor avvik på 6%, mens det for Prandtls tall mellom 0.5 til 2000 er innenfor avvik på 10% [1].

Friksjonskoeffisienten, f , i glatte rør kan enten bestemmes ved bruk av Moody diagram, figur 1.2, eller ved tilfeller av turbulent strømming ved hjelp av Blasius empiriske formel [3]:

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \text{ (ligning 1.8)}$$



Figur 1.2 Friksjonskoeffisient i rør[1]

Figur 1.2 viser Moody-diagram for bestemmelse av friksjonskoeffisienten i rør. Merk at friksjonskoeffisienten reduseres betraktelig ved høye verdier av Reynolds tall.

Stantons tall

Stantons tall er enda et av de dimensjonsløse forholdstallene som er relevante for varmeoverføring. Stantons tall angir forholdet mellom varmen som er overført til et medium mot den termiske kapasiteten til mediet. Stantons tall kan i relasjon til tvungen konveksjon uttrykket etter følgende[1]:

$$St = \frac{h}{\rho u_m c} \text{ (Ligning 1.9)}$$

Stantons tall kan også uttrykkes ved tidligere beskrevet dimensjonsløse faktorer. Enten ved[1]:

$$St = \frac{Nu}{RePr} \text{ (Ligning 1.10)}$$

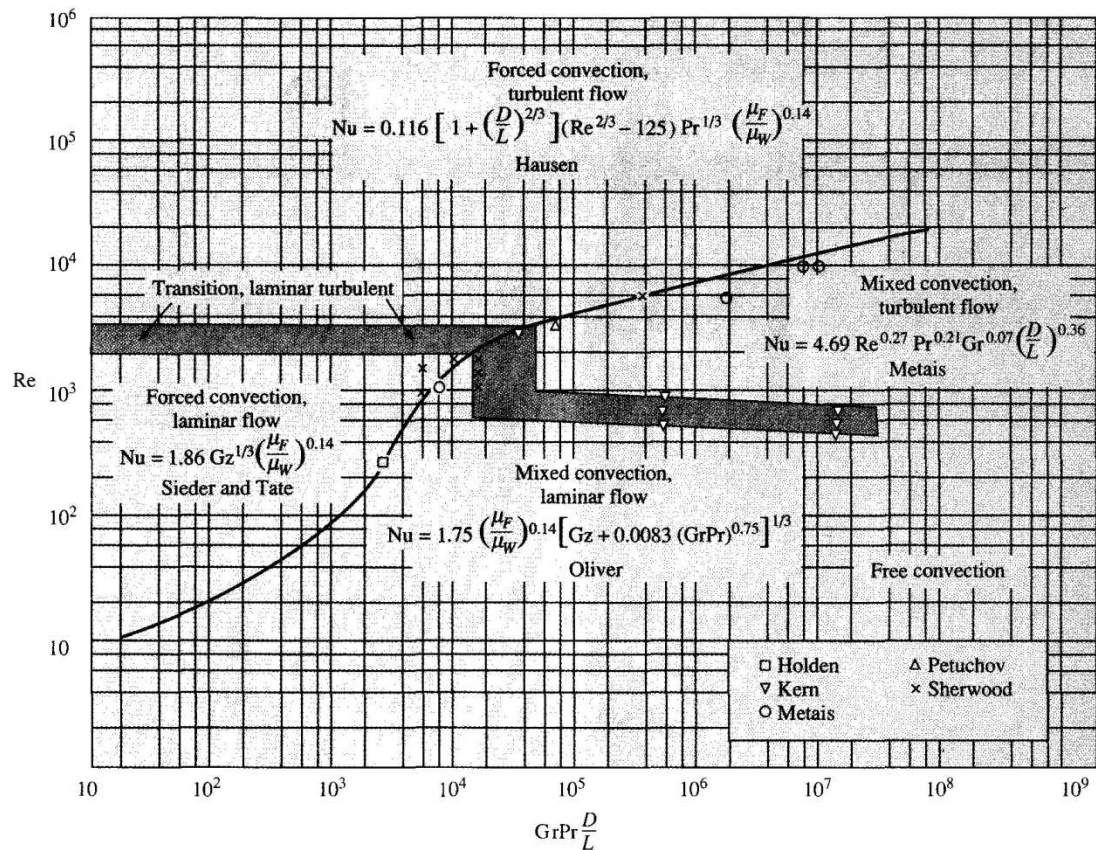
eller ved hjelp av Reynolds modifiserte analogi for rørstrømning[1]:

$$StPr^{\frac{2}{3}} = \frac{f}{8} \text{ (Ligning 1.11)}$$

1.4 KOMBINASJON AV EGENKONVEKSJON OG TVUNGEN KONVEKSJON

Konveksjon har til nå i oppgaven blitt beskrevet av tvungen karakter, hvor konveksjon pågår som et resultat av et medium som er tvunget i kontakt med en overflate med temperaturforskjell. Egenkonveksjon oppstår ved bevegelse i mediet grunnet endring i massetetthet som følge av temperaturforskjeller. Da varmevekslere ofte er designet med hastigheter som gir turbulent strømning, er egenkonveksjon ofte lite representert i varmeoverføringen. Egenkonveksjon kan derimot oppstå, i tilfeller med lave hastigheter og i enkelte stagnasjonsområder på skallsiden i en ”skall og rør”-varmeveksler.

Enkelte beregninger som anvendes senere i oppgaven er gjort med antakelse om varmeoverføring ved tvungen konveksjon. Nusselts tall angir som tidligere beskrevet forholdet mellom varmeoverføring ved konveksjon og konduksjon. Ved høye verdier av Nusselts tall (typisk 100-1000) og i tilfeller med turbulent strømning vil konveksjonen være preget av tvungen karakter. Det vil derfor bli beregnet Nusselts tall for både skallside og rørside i regnearket for å bekrefte/avkrefte antakelsen om varmeoverføring dominert ved tvungen konveksjon. Ut over dette vil det ikke bli gått noe nærmere inn på ren egenkonveksjon, på grunn av dets manglende relevans til ”skall og rør”-varmevekslere. Under er det, som en kuriositet, vist figur som fremstiller typer konveksjon i horisontal sylinder, med innhold av nevnte dimensjonsløse forholdstall.



Figur 1.3 Typer konveksjon i horisontal sylinder[1]

Det er i figur 1.3 over, illustrert en oversikt over når det i horisontal sylinder, opereres med tvungen konveksjon, egenkonveksjon eller en kombinasjon. Dette basert på Reynolds tall, Grashofs tall, Prandtls tall og forhold mellom diameter og lengde. Det ses at det ved Reynolds tall over 10^4 - 10^5 utelukkende er egenkonveksjon som er den dominante form for konveksjon i horisontal sylinder.

1.5 FORHOLD AV VARMELÆRE RELATERT UTSIDE AV RØR OG KRYSSSENDE RØRSTRØMNING

Teori av varmelære som er blitt fremlagt til nå har begrenset seg til forhold for innside av rør. Like sentralt for "skall og rør"-varmevekslere er forholdene på utside av rør og mellom rørbunten.

Det tidligere definerte Reynolds tall, kan for strømning på utside av rør og i skall av "skall og rør"-varmevekslere bestemmes etter følgende[7]:

$$Re = \frac{D_o G_s}{\mu} \text{ (Ligning 1.12)}$$

Hvor,

D_o = Ytterdiameter rør [m]

$G_s = \frac{W_s}{a_s}$ = Massestrømning per areal i skall [kg/m²s]

W_s = Strømningsrate i skall [kg/s]

$a_s = B \left[(D_s - D_{ctl} - D_o) + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - D_o) \right]$ = Strømningsareal i skall [m²] [3]

B = Avstand mellom ledeplater [m]

D_s = Skalldiameter [m]

D_{ctl} = Korresponderende bunt diameter [m]

$L_{tp,eff} = \begin{cases} L_{tp} \text{ for } 30^\circ \text{ og } 90^\circ \text{ rørmønster} \\ 0,707 L_{tp} \text{ for } 45^\circ \text{ rørmønster} \end{cases}$

L_{tp} = Senteravstand mellom rør [m]

For strømning i skall defineres turbulent strømning ved verdier av Reynolds tall større eller lik 100, som altså er betraktelig mye mindre enn hva definisjonen for turbulent rørstrømning er.

Nusselts tall, begrenset til væskestrøm, for utside av rør kan videre uttrykkes ved[1]:

$$Nu_f = \frac{hd}{k_f} = C \left(\frac{u_{\infty d}}{v_f} \right)^n Pr_f^{1/3} \text{ (Ligning 1.13)}$$

Hvor,

C og n er variable konstanter avhengig av Reynolds tall, listet i figur 1.4 under. Notasjonen f angir parametre definert ved filmtemperatur, som finnes av gjennomsnittet mellom bulk- og veggtemperatur. Ved store temperaturforskjeller mellom medier på rørside og skallside i en varmeveksler vil betydningen av å spesifisere fysiske egenskaper ved filmtemperatur være størst.

Re_{df}	C	n
0.4–4	0.989	0.330
4–40	0.911	0.385
40–4000	0.683	0.466
4000–40,000	0.193	0.618
40,000–400,000	0.0266	0.805

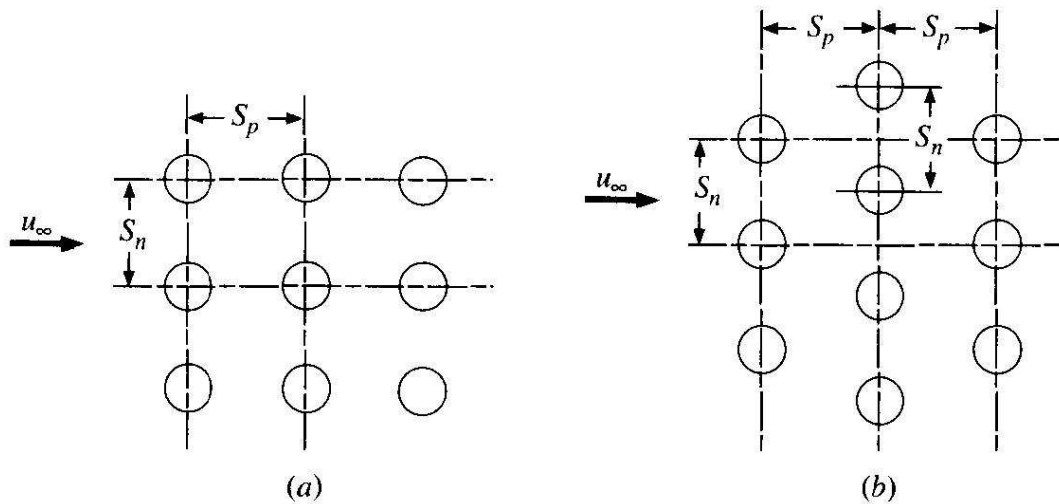
Figur 1.4 Konstanter for bruk i ligning 1.13[1]

For beregning av Nusselts tall for utside av rørbunter tas det utgangspunkt i ligning 1.13, men konstantene C og n er her avhengig av rørmønster og avstand mellom rørene, som avleses figur 1.5.

$\frac{S_p}{d}$	$\frac{S_n}{d}$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
In line								
1.25	0.386	0.592	0.305	0.608	0.111	0.704	0.0703	0.752
1.5	0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.0753	0.744
2.0	0.464	0.570	0.332	0.602	0.254	0.632	0.220	0.648
3.0	0.322	0.601	0.396	0.584	0.415	0.581	0.317	0.608
Staggered								
0.6	—	—	—	—	—	—	0.236	0.636
0.9	—	—	—	—	0.495	0.571	0.445	0.581
1.0	—	—	0.552	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.531	0.565	0.575	0.560
1.25	0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.562
1.5	0.501	0.568	0.511	0.562	0.502	0.568	0.542	0.568
2.0	0.448	0.572	0.462	0.568	0.535	0.556	0.498	0.570
3.0	0.344	0.592	0.395	0.580	0.488	0.562	0.467	0.574

Figur 1.5 Konstanter for bruk i ligning 1.13 ved beregning av Nusselts tall for utside av rørbunter[1]

Valg av konstanter i figur 1.5 ovenfor er avhengig rørmønsteret. Det vil senere bli gitt en utdypet forklaring av de forskjellige rørmønstrene og fortrinn ved forskjellige valg. I figur 1.5 skilles det mellom ordnet og forskjøvet rørmønster, som vist i figur under.



Figur 1.6 Strømningsretning og avstand mellom rør[1]

Figur 1.6 over viser orientering og avstander for rør i ordnet og forskjøvet mønster. For strømming som krysser rørbunter beregnes ny hastighet, u_{max} , for bruk i ligning 1.13. Den maksimale hastigheten mellom rørbunter defineres ved middelhastighet og avstander mellom rør, avhengig av rørmønster.

$$u_{max} = u_{\infty} \frac{S_n}{S_n - d} \text{ for rør i ordnet mønster (ligning 1.14)}$$

$$u_{max} = \frac{u_{\infty} (S_n/2)}{[(S_n/2)^2 + S_p^2]^{1/2} - d} \text{ for rør i forskjøvet mønster (ligning 1.15)}$$

Senteravstand mellom rør er tidligere angitt med notasjonen L_{tp} . Avstandene som benyttes ved beregning av trykkfall og maksimumshastigheter vil imidlertid variere med rørmønster. I forbindelse med trykkberegninger brukes lengder L_{pp} og L_{pn} . Følgende sammenhenger gjelder[3]:

For rør i 90° mønster:

$$S_n = L_{pn} = L_{tp} \text{ og } S_p = L_{pp} = L_{tp}$$

For rør i 30° mønster:

$$L_{pn} = \sin(30^\circ) \cdot L_{tp} \text{ og } L_{pp} = \cos(30^\circ) \cdot L_{tp}$$

og

$$S_n = 2 \cdot L_{pn} \text{ og } S_p = L_{pp}$$

For rør i 45° mønster:

$$L_{pn} = L_{pp} = \cos(45^\circ) \cdot L_{tp}$$

og

$$S_n = S_p = L_{tp}$$

2. ”SKALL OG RØR”-VARMEVEKSLERE

2.1 INTRODUKSJON

Varmevekslere av type ”skall og rør” har i en årrekke, og er fremdeles i dag, av den mest brukte typen varmevekslere i prosessindustrien. Disse varmevekslere er utbredt i bruk av mange grunner; dens kapasitet til å tåle store trykk og volummengder, forholdsvis billige fabrikkasjonskostnader, enkle vedlikehold og robuste design med mindre ømfintlighet for begroing sammenlignet med andre typer varmevekslere.

2.2 KOMPONENTER OG OPPBYGNING AV ”SKALL OG RØR”-VARMEVEKSLERE

Hovedkomponentene i denne type varmevekslere er en bunt med rør, et ytterskall med tilhørende forhode og bakhode, ledeplater og koblinger for inntak og uttak av medier. Det finnes mange forskjellige kombinasjoner og varianter i hvordan geometrien inni varmeveksleren er, det være seg rørmønster, antall rør, rørdiameter, bend i rør, hvordan ledeplater er plassert, avstand mellom ledeplater, kuttstørrelse i ledeplater og ikke minst strømningsarrangement og antall tilkoblingspunkt med plassering. Nevnte variasjoner i geometri vil ha betydning for strømningsmønster, strømningshastighet, varmeovergangskoeffisienter og trykkfall. Det er ved design av varmevekslere selvfølgelig ønskelig med best mulig varmeovergangstall og minst mulig areal, men det må også tas hensyn til produksjonskostnader, vedlikeholdsbehov, sikkerhet i dimensjoner og trykkfall.

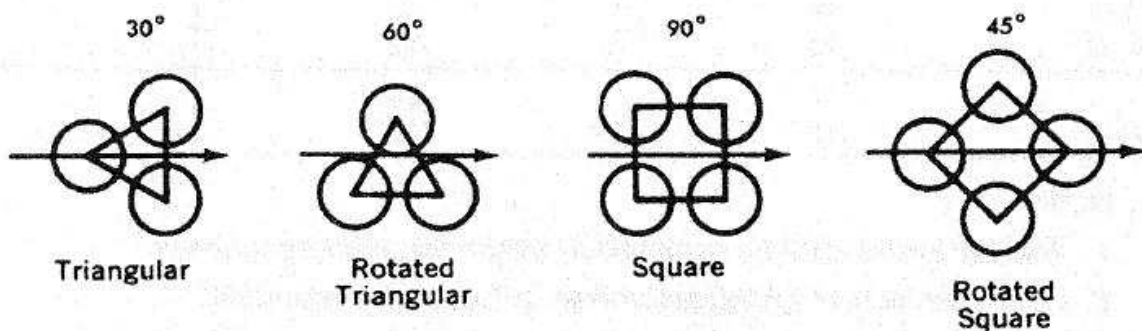
2.2.1 RØR

Valg av rørdiameter og veggtykkelse er ofte det første som spesifiseres i forbindelse med design av varmevekslere. Det velges material avhengig av fare for korrosjon, varmeledningskoeffisient og økonomi, hvor det videre spesifiseres diameter og tilhørende nødvendig veggtykkelse etter operasjonstrykk og temperatur både med hensyn på mediet på skallside og rørside. Videre defineres gjerne antall rør, ved å spesifisere ønsket hastighet for den gitte massestrømning. Rørdiameter vil som vist tidligere, inngå i Reynolds tall både for skallside og rørside, og følgelig påvirkes varmeovergangskoeffisientene som vil bli beskrevet senere. Det overflatearealet som må til for å tilfredsstille en gitt varmerate finnes etter beregning av blant annet varmeovergangskoeffisientene, og med utgangspunkt i dette og valgt

diameter med tilhørende antall rør, defineres minimum rørlengde. Dersom det ikke er noen restriksjoner til flateareal hvor varmeveksleren skal være stasjonært velges ofte liten rørdiameter, færre antall rør og lengre rørlengder. Dette med grunn i fabrikkasjonskostnader, som vil reduseres ved heller å velge færre og lengre rør, enn flere og kortere rør. Flere rør og liten rørdiameter vil dog, som senere vist i parameterstudie, føre til høyere varmeovergangskoeffisienter. Større rørdiameter har derimot fordel av å være lettere å rengjøre, mer motstandstandsdyktige mot korrosjon og vil medføre lavere trykkfall i mediet på rørsiden.

Det er anbefales gjerne å velge antall rør slik at hastigheten for væsker ligger i intervallet 0.9-2.4m/s i rør og 0.6-1.5m/s i skall, mens det for gasser i rør er anbefalt en hastighet i intervallet 15-30m/s[3]. Den nedre grensen i intervallene er satt for å begrense begroing og ansamlinger, mens øvre grense er satt for å begrense erosjon, korrosjon og virvelinduserte vibrasjoner.

Mest brukt er rør i dimensjoner 1/2" og 3/4" og de er ofte omtalt som de beste "allround" størrelsene. Det er i vedlegg A vedlagt standard rørdiameterer, tilhørende veggykkelser og mest brukte rørlengder spesifisert i standard av "Tubular Exchanger Manufacturers Association", heretter omtalt som TEMA[4]. I forbindelse med parameteranalysen og betydninger ved valg av diameter er det tatt utgangspunkt i standard fra Norsk Sokkel, heretter NORSOK, vedlagt i vedlegg B.



Figur 2.1 Standard rørmønstre

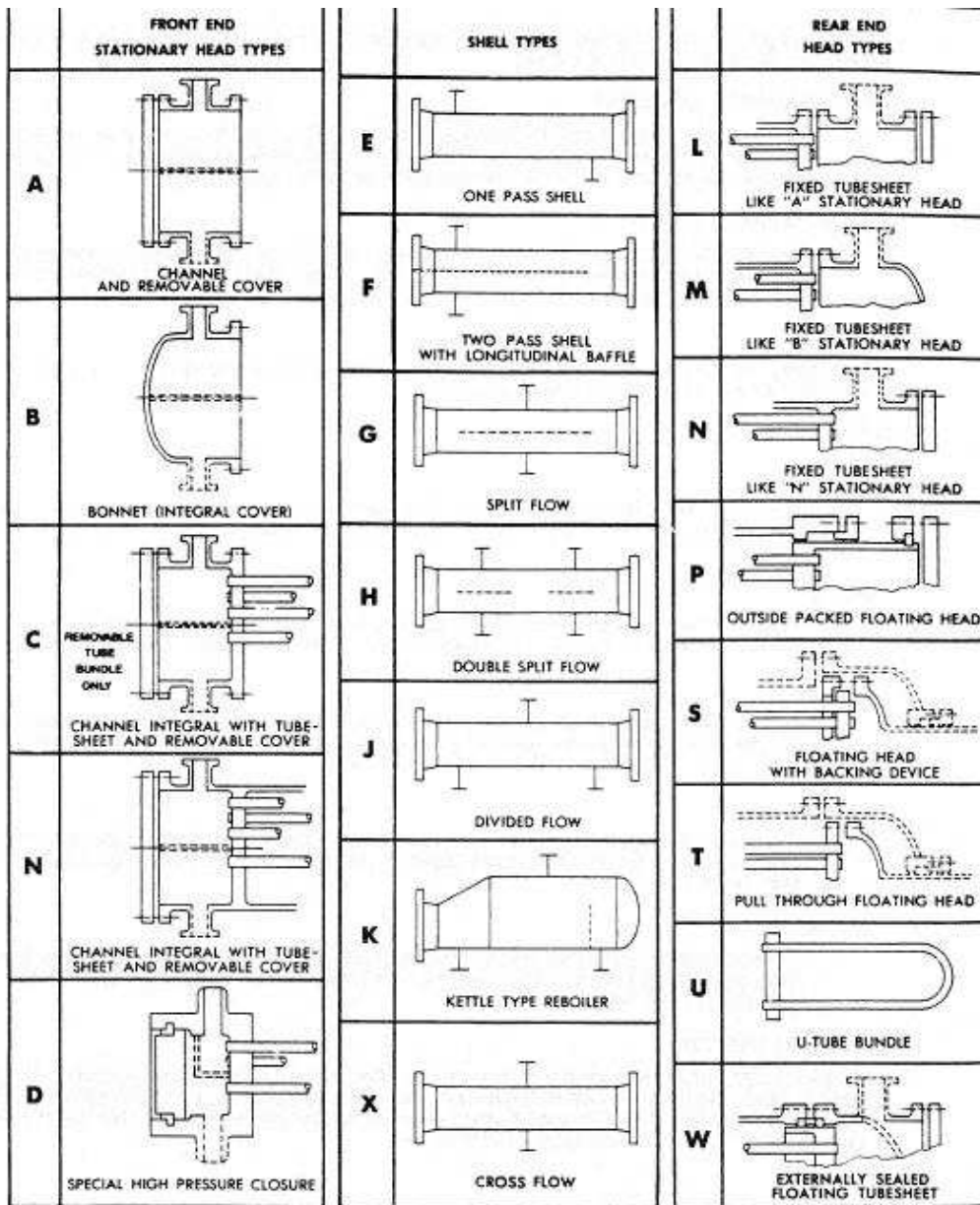
Det er figur 2.1 vist de 4 standard måtene å ordne rørene på i forhold til hverandre (pilen på figuren angir strømningsretningen på skallmediet når det krysser opp og ned mellom ledeplatene). Det skiller mellom i hovedsak mellom rørmønstre i rektangulær og triangulær

utførelse, som begge forekommer i både ordinær og rotert variant (tidligere henvist til som ordnet og forskjøvet mønster). ”Ved valg av triangulært mønster vil man få en mer kompakt varmeveksler med bedre varmeovergangskoeffisienter på skallsiden, sammenlignet med rektangulært mønster. Et rektangulært mønster vil derimot ha fordel av mindre trykkfall på skallsiden og være tilrettelagt for mekanisk rengjøring, noe som ved operasjon med medier inneholdende forskjellige urenheter, kan være nødvendig”. Disse påstandene er sitert fra [3] og er senere bekreftet i parameteranalysen som er utført.

Minimum ordinær senteravstand mellom rør skal i alle tilfeller være 1,25 ganger ytre diameter av rør. Dersom mekanisk rengjøring er nødvendig skal kun rektangulært mønster velges, hvor det for skalldiameter på 305mm eller mindre, skal være minimum avstand mellom rørene (vegg til vegg) på 4.8mm mens det for skalldiameter større enn 305mm skal være minimum avstand mellom rørene på 6.4mm[4].

2.2.2 SKALL

TEMA har utarbeidet 7 forskjellige standardiserte skalltyper. Valg av skalltype avhenger i hovedsak av tillatt trykkfall, kostnad, fase i medier, vedlikehold og plassbegrensninger.



Figur 2.2 Klassifisering av skall- og hodetyper [4]

Av figur 2.2 ses det at E-skallet er den simpleste skalltypen. Dette er også den vanligste skalltypen grunnet dens enkle fabrikasjon og lave kostnad. I tilfeller hvor det opereres med kun en fase i mediet i skall og hvor det ikke er noen begrensninger til trykkfall på skallsiden er E-skallet et vanlig valg. E-skallet kan arrangeres både til parallell og motstrøms varmeveksler. Tykkelse i skallet er angitt basert på nominell skaldiameter i vedlegg A.

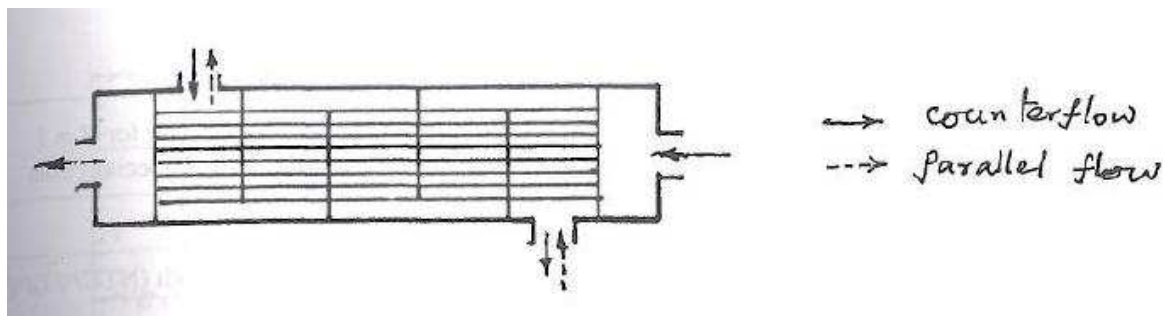
2.2.3 LEDEPLATER

Det er inni skallet montert ledeplater med funksjon for å støtte rør ved virvelinduserte vibrasjoner, opprettholde avstand mellom rør og lede skallmediet på kryss eller langs rørbunten. Det skilles mellom ledeplater som er plassert på tvers og langs rørene. Tversgående ledeplater er det vanligste valget i kombinasjon med E-skallet og vil, med vekslende åpning oppe og nede, lede skallmediet i et ”sikksakk”-mønster. Trykkfallet i mediet på skallsiden avhenger størrelsen på kuttet/vinduet i ledeplatene og med dette også antall ledeplater. Generelt er det optimale kuttet på luken 20 % av skaldiameteren[4]. Mindre enn 20 % åpning kan resultere i betydelig trykkfall, mens større åpning kan resultere i et stagnerende strømningsmønster i deler av skallet. Det er i studiene i oppgaven gjort beregninger for forskjellige varmevekslere, hvor lukeåpning og avstand mellom ledeplater er forskjellig fra studie til studie. Avstand mellom ledeplatene er ofte 1/5 til 1 ganger skaldiameter, men bør sjekkes opp mot maksimale spennlengder av rør. Det er senere i parameteranalyse sett utfall som følger valg av avstand mellom ledeplater. Platetykkelse for tversgående ledeplater er angitt i vedlegg A.

2.2.4 KLASSIFISERING AV ”SKALL OG RØR”-VARMEVEKSLER

Det finnes 3 hovedtyper av ”skall og rør”-varmevekslere; ”U-rør design”, ”Bevegelig hode design” og ”Fastlåst rørdesign”. Klassifiseringene skiller mellom hvordan rørene går gjennom skallet og hvorvidt og hvordan rørene kan bevege seg inne i skallet grunnet temperaturforskjeller i rørmateriale og skallmateriale. Veksleren av type ”Fastlåst rørdesign” er den enkleste og billigste typen, men dersom temperaturforskjellene i rørmateriale og skallmateriale blir store, omtrent 50°C for karbonstål[4], vil problemer med termiske ekspansjoner gjøre seg gjeldene og ekspansjonsanretninger må implementeres i designet.

Det er i oppgaven blitt utarbeidet et regneark for en ”skall og rør”-varmeveksler bestående av E-skall med innhold av rette rør i et ”fastlåst rørdesign” med tversgående ledeplater for guiding av skallmediet. Regnearket er utarbeidet for væskestrøm på skallsiden og gass uten faseendring eller væske på rørsiden. Det er også tatt utgangspunkt i varmeveksling av motstrøms karakter. Det er under vist illustrasjon av en slik type varmeveksler.



Figur 2.3 E-skall med "fastlåst rør"-design og tversgående ledeplater [3]

Figur 2.3 viser skisse av den type "skall og rør"-varmeveksler regnearket er utviklet for. Det viser på skissen hvordan varmeveksleren kan arrangeres både i medstrøms og motstrøms veksling. I relasjon til beregning av Logaritmisk gjennomsnittlig Temperaturdifferanse er regnearket som nevnt kun gyldig i tilfeller med varmeveksling i motstrøms arrangement. Det illustreres også på figuren hvordan de tversgående ledeplatene, med åpning oppe og nede, guider skallmediet i "sikksakk"-mønster.

2.3 OVERSLAG AV VARMEVEKSLERENS STØRRELSE, KARAKTERISTIKK OG TRYKKFALL

Den komplette designprosedyren av en "skall og rør"-varmeveksler er en omfattende prosess og det er i tilgjengelig litteratur om emnet utarbeidet en mengde forskjellige metoder. Det er i denne oppgaven tatt utgangspunkt i noe av Bell`s og Bell-Delaware`s metode for overslag av varmevekslerens størrelse, karakteristikk og trykkfall. Metodene er spesielt utviklet for design av varmevekslere med E-skall innholdende rette rør. Bell-Delaware`s metode er den mest nøyaktige, men også den mest omfattende metoden. Det er innledningsvis nevnt at det har vært en målsetning å utvikle et mest mulig brukervennlig regneark, og det er med grunn i dette forsøkt unngått å overlate flere enn nødvendig geometriske spesifiseringer og detaljer til bruker, men heller gjennom antakelser og forenklinger utvikle et regneark med automatikk i estimeringsprosedyren.

Før uttrykk for beregninger er utredet, må det blant annet bestemmes hvilke medier man ska ha på rørside og skallside av varmeveksleren. Følgende retningslinjer er til veiledning[5]:

Skallside:

- Medium med høyest viskositet, for generell økning av total varmeoverføringskoeffisient
- Medium med lavest volumstrømning
- Kondenserende eller kokende medium (Ikke aktuelt for regneark)

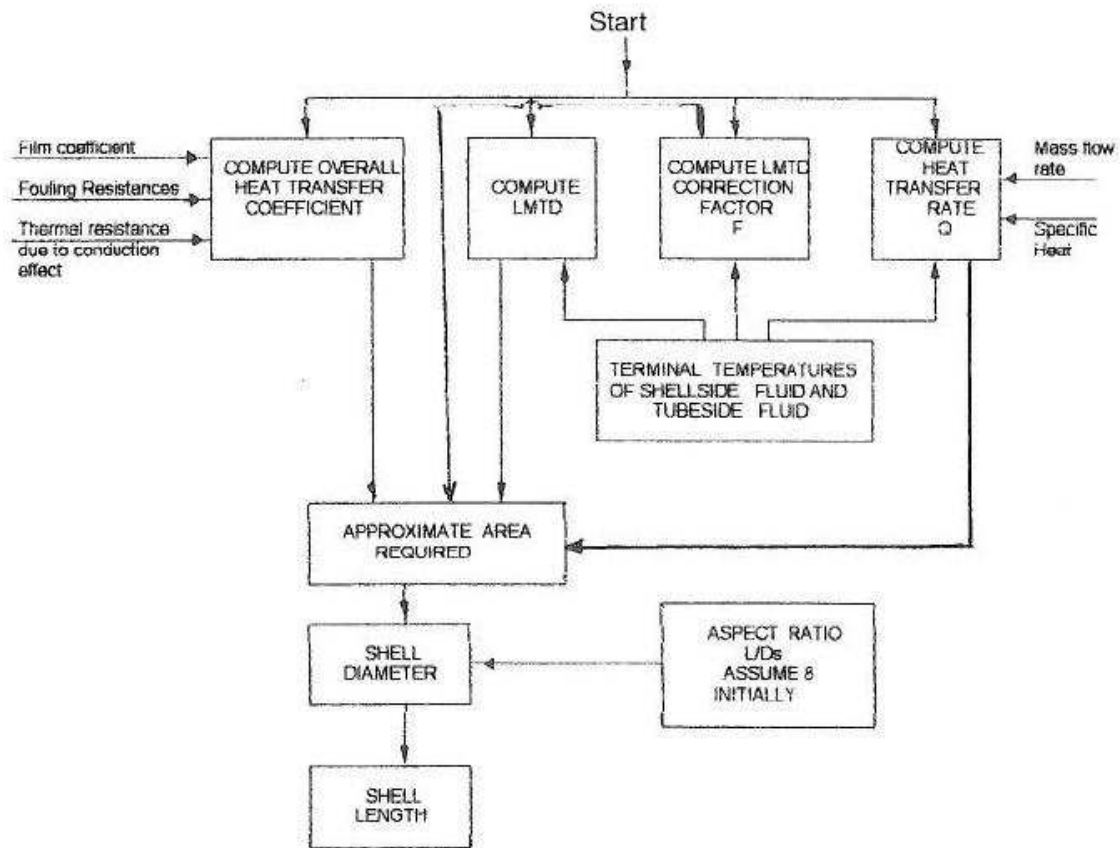
Rørside:

- Etsende eller helseskadelig medium, i tilfellet lekkasje
- Korrosivt medium
- Medium relatert begroing og erosjon
- Medium med høy temperatur
- Medium med høyt trykk, for å unngå høy kostnad med større skalltykkelse
- Medium som er mest eksponert for trykkfall

2.3.1 OVERSLAG AV STØRRELSE

Det finnes flere etablerte metoder for ”skall og rør”-varmevekslere. Ved estimering av størrelse er det en vanlig problemstilling knyttet til ukjent rørdiameter, veggtykkelse og lengde, som alle inngår i varmeovergangskoeffisienter for varmeveksleren, som videre er av avgjørelse for det nødvendige overflatearealet, som igjen definerer diameter og lengde. Ved spesifisering av tillatt trykkfall som også avhenger blant annet lengde og diameter utarter estimeringsprosessen seg i retning av enda større kompleksitet. Forbundet med denne problemstillingen inngår det ofte flere rekke iterasjoner, gjerne i kombinasjon med en eller flere forventede forholdstall til startantakelser.

Etter anmodning fra Aker Solutions er det valgt at bruker av regnearket skal kunne spesifisere ytterdiameter og veggtykkelse av rør. Valg av diameter og veggtykkelse gjøres etter veiledning ved valg av rør som beskrevet for rør over. Under omstendigheter med innhold av laminær rørstrømning, følger det dog en gjentakelsesrekke i tilknytning til beregning av varmeovergangskoeffisient for innside av rør.



Figur 2.4 Flytskjema for overslagsprosess[3]

Det er i figur 2.4 over vist en klassisk prosedyre for bestemmelse av størrelse av en varmeveksler. Ved å beregne LMTD med tilhørende korreksjonsfaktor F, varmerate og varmeovergangskoeffisienter bestemmes nødvendig overflateareal og størrelse av varmeveksleren.

Beregning av varmerate:

$$q = m_h c_h (T_{h,i} - T_{h,o}) = m_c c_c (T_{c,o} - T_{c,i}) \text{ (Ligning 2.1)}$$

Hvor,

m_h = Massestrøm av varmt medium [kg/s]

c_h = Spesifikk varmekapasitet av varmt medium [kJ/kg · K]

$T_{h,i}$ = Inngangstemperatur av varmt medium [°C]

$T_{h,o}$ = Utgangstemperatur av varmt medium [°C]

m_c = Massestrøm av kaldt medium [kg/s]

c_c = Spesifikk varmekapasitet av varmt medium [kJ/kg · K]

$T_{c,o}$ = Utgangstemperatur av kaldt medium [°C]

$T_{c,i}$ = Inngangstemperatur av kaldt medium [°C]

Beregning av ”Logaritmisk Midlere Temperaturdifferanse”, LMTD (motstrøms)[7]:

$$LMTD = \Delta t_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln [(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})]} \text{ (Ligning 2.2)}$$

Den logaritmisk midlere temperaturdifferansen er den største drivkraften for varmeoverføringen som finner sted varmeveksler. Denne temperaturdifferansen er basert på en varmeveksler hvor to medier er i et rent motstrømsmønster. Flere varmevekslere vil ikke være arrangert i et slikt rent mønster, men som i et varierende strømningsmønster. Den ”virkelige gjennomsnittlige temperaturdifferansen”, MTD, vil i disse tilfeller avvike noe fra den logaritmiske gjennomsnittlige temperaturdifferansen. En korreksjonsfaktor, F, er utviklet for å kompensere for denne forskjellen.

Alternativ 1 for beregning av korreksjonsfaktor relatert Logaritmisk gjennomsnittlig temperaturdifferanse, F[7]:

Alternativ 1 er den enkleste metoden og det beste alternativet dersom videre iterasjonsrekker ønsket unngått. Metoden går ut på å bestemme korreksjonsfaktoren, F, ut i fra et PR-diagram for valgt type varmevekslerarrangement. Det er som nevnt tatt utgangspunkt i en varmeveksler hvor det er brukt rette rør og ledeplater slik at skallmediet følger en ”sikksakk”-bevegelse og på denne måten krysser rørene flere ganger. Korreksjonsfaktoren, F, er i disse tilfeller relatert logaritmisk temperaturdifferanse av motstrøms karakter. I forbindelse med bruk av vedlagt PR-diagram er det gjort antakelse om at minimum 7 ledeplater er blitt brukt, slik at skallmediet passerer rørene minimum 8 ganger. Det er også et kriterium til metoden at varmeoverføring er en lineær funksjon av temperaturforskjell.

P = Parameter for bestemmelse av korreksjonsfaktor F:

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \text{ (Ligning 2.3)}$$

R = Parameter for bestemmelse av korreksjonsfaktor F:

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \text{ (Ligning 2.4)}$$

Det finnes mange forskjellige PR-diagram for ulike situasjoner, basert på antall skall i serier, antall bend i rør, type skall og strømningsarrangement. Vedlagt i brukerveiledning, vedlegg D, finnes PR-diagram for ett E-skall med medier ordnet i motstrøm arrangement og innhold av rette rør.

Alternativ 2 for beregning av korreksjonsfaktor relatert Logaritmisk gjennomsnittlig temperaturdifferanse, F[3]:

Også denne metoden tar utgangspunkt i en varmeveksler av motstrøms strømningsmønster. P og R er på samme måte som i alternativ 1 med på å bestemme F, men i dette tilfellet i kombinasjon med numeriske parametre av strømningsarrangement i stedet for grafisk fremstilling. Temperaturene brukt i P og R er i dette tilfellet definert ved skallside og rørside. Også dette alternativet for bestemmelse av F begrenser seg til en antakelse om lineær varmeoverføring i forhold til temperaturdifferanse.

$$F = \frac{1}{(R-1)NTU_t} \ln \left[\frac{1-P}{1-PR} \right] \text{ for } R \neq 1 \text{ (Ligning 2.5)}$$

$$= \frac{P}{(1-P)NTU_t} \text{ for } R=1 \text{ (Ligning 2.6)}$$

$$F = \frac{1}{(1-C^*)NTU_t} \ln \left[\frac{1-\varepsilon C^*}{1-\varepsilon} \right] \text{ for } C^* \neq 1 \text{ (Ligning 2.7)}$$

$$= \frac{\varepsilon}{(1-\varepsilon)NTU_t} \text{ for } C^*=1 \text{ (Ligning 2.8)}$$

Hvor,

C* = Forhold mellom varmekapasitetsrate:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(mc)_{min}}{(mc)_{max}} \text{ (Ligning 2.9)}$$

ε = Effektivitet av varmeveksler, forhold mellom virkelig varmeoverføringsrate og maksimal varmeoverføringsrate:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \text{ (Ligning 2.10)}$$

Hvor,

C = varmekapasitetsrate, produktet av massestrøm og spesifikk varmekapasitet, med notasjon "c" for kaldt medium, "h" for varmt medium og "min" for lavest produkt av de to mediene [kJ/s · °C]

P = Termisk effektivitet, temperatureffektivitet av medium på rørside:

$$P = \frac{T_{t,o} - T_{t,i}}{T_{s,i} - T_{t,i}} \text{ (Ligning 2.11)}$$

Hvor,

T_{t,o} = utgangstemperatur på medium i rørside [°C]

T_{t,i} = inngangstemperatur på medium i rørside [°C]

T_{s,i} = inngangstemperatur på medium i skallside [°C]

R = Varmekapasitetsforhold:

$$R = \frac{T_{s,i} - T_{s,o}}{T_{t,o} - T_{t,i}} \text{ (Ligning 2.12)}$$

NTU_t = forhold mellom total konduktivitet og varmekapasitetsrate på medium i rørside:

$$NTU_t = NTU \frac{C_{min}}{C_t} = NTU \text{ for } C_t = C_{min} \text{ (Ligning 2.13)}$$

$$= NTU C^* \text{ for } C_t = C_{max} \text{ (Ligning 2.14)}$$

Hvor,

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{R_h + R_1 + R_w + R_2 + R_h} \right] \text{ (Ligning 2.15)}$$

Hvor,

R_h = koeffisient av filmkonveksjon på varm side av rør [W/m²·K]

R_c = koeffisient av filmkonveksjon på kald side av rør [W/m²·K]

R₁ = koeffisient for termisk motstand mtp begroing og korrosjon på varm rørside [W/m²·K]

R_w = koeffisient av termisk motstand i rørvæggen [W/m²·K]

R₂ = koeffisient for termisk motstand mtp begroing og korrosjon på kald rørside [W/m²·K]

Å beregne korreksjonsfaktor for logaritmisk gjennomsnittlig temperaturdifferanse, F, er etter alternativ 2 altså en omstendelig prosess, da NTU avhenger de forskjellige varmeovergangskoeffisientene, som til nå er ukjent. Det er derfor i regnearket benyttet alternativ 1 for bestemmelse av F, men enkelte deler fra alternativ 2 er benyttet i beregning av varmevekslerens karakteristikk. Korreksjonsfaktoren ligger ofte i intervallet mellom 0,8 og 1,0, og kan ved grove overslag anslås i dette området. Faktoren angir som nevnt hvordan varmeveksleren er arrangert i forhold til en ren motstrøms varmeveksler, hvor en verdi på 1,0 tilsvarer et rent motstrømsarrangement.

Beregning av total varmeovergangskoeffisient, U [7]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \left(\frac{D_i}{D_o} \right)} + \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_s} \text{ (Ligning 2.16)}$$

Hvor,

U = Total varmeovergangskoeffisient [W/m²·K]

h_o = Varmeovergangskoeffisient for utside av rør [W/m²·K]

h_i = Varmeovergangskoeffisient for innside av rør [W/m²·K]

h_w = Varmeovergangskoeffisient på tvers av rørveggen [$W/m^2 \cdot K$]

h_s = Varmeovergangskoeffisient relatert begroing og korrosjon [$W/m^2 \cdot K$]

Å beregne den totale varmeovergangskoeffisienten, U, utøver ofte en stor usikkerhet i en prosess med å estimere en varmeveksler. Dette i forbindelse med spesifisering av fysiske egenskaper, som gjerne gjøres med gjennomsnittsverdier og ofte antakelser i viskositetsforhold. Det følger under beskrivelse av hvordan den enkelte varmeovergangskoeffisienten tilhørende i ligning 2.16 beregnes.

I tilfeller med tvungen konveksjon med strømming uten faseendring kan varmeovergangskoeffisienten for innside av rør, h_i , bestemmes ved[7]:

$$h_i = \frac{0.023cG_t}{(Pr_t)^{2/3}(Re_t)^{0.2}\left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{0.14}} \text{ for } Re > 8000 \text{ (Ligning 2.17)}$$

$$h_i = \frac{1.86cG_t}{(Pr_t)^{2/3}(Re_t)^{2/3}\left(\frac{L}{D_i}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{0.14}} \text{ for } Re < 2100 \text{ (Ligning 2.18)}$$

Hvor,

Pr_t = Prandtls tall for rørside

Re_t = Reynolds tall for rørside

L = Lengde av rør [m]

Varmeovergangskoeffisienten for utside av rørbunt, h_o , i strømming ved samme betingelser som ovenfor[7]:

$$h_o = hF_1F_r \text{ (Ligning 2.19)}$$

Hvor,

$$h = \frac{acG_s}{(Pr_s)^{2/3}(Re_s)^m\left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{0.14}} \text{ (Ligning 2.20)}$$

Hvor,

Pr_s = Prandtl's tall på skallside

Re_s = Reynolds tall på skallside

a og m er konstanter som avleses figur 2.5 avhengig av Reynolds tall på skallside og rørmønster.

Reynolds number	Tube pattern	m	a
Greater than 200,000	Staggered	0.300	0.166
Greater than 200,000	In-line	0.300	0.124
300 to 200,000	Staggered	0.365	0.273
300 to 200,000	In-line	0.349	0.211
Less than 300	Staggered	0.640	1.309
Less than 300	In-line	0.569	0.742

Figur 2.5 Konstanter for bruk i ligning 2.20[7]

Det er i koeffisienten for utside av rørbunt også implementert korreksjonsfaktorer relatert lekkasje og forbipassering av deler av mediet. Noe av mediet vil unngå å krysse rør ved lekkasje gjennom klaring mellom rør og hull i ledeplater og ved å strømme rundt skallveggen. Følgende er definert[7]:

$$F_1 = 0.8(B/D_s)^{\frac{1}{6}} \text{ for bunter med normal lekkasje og forbipassering}$$

$$F_1 = 0.8(B/D_s)^{\frac{1}{4}} \text{ for bunter uten lekkasje og forbipassering}$$

$$F_r = 1.0 \text{ for } Re_s > 100$$

$$F_r = 0.2(Re_s)^{1/3} \text{ for } Re_s < 100$$

Uttrykkene for korreksjonsfaktorene er naturligvis utledet med antakelse i at varmeveksleren er designet på en slik måte at lekkasje mellom rør og hull i ledeplater, og andelen av mediet på skallsiden som unngår å krysse rørbunten er minimert. Det er i tillegg antatt et kutt i ledeplatene på 20% av skalldiameteren ved bruk av uttrykk for å beregne varmeovergangskoeffisient for utside av rør.

Varmeovergangskoeffisienten for varmeledning gjennom rørveggen i rørene, h_w , kan på forenklet vis bestemmes etter følgende[7]:

$$h_w = \frac{2k}{D_o - D_i} \text{ (Ligning 2.21a)}$$

Det ble etter samtale med intern veileder valgt å benytte dens logaritmiske variant for å unngå avvik som følger forenklet uttrykk med økt varmemotstand, altså lavere varmeledningskoeffisient og økt diameter. Følgende er derfor valgt å benytte i regneark:

$$h_w = \frac{2k}{D_o \cdot \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} \text{ (Ligning 2.21b)}$$

Beregning av totalt utvendig varmeoverføringsareal, A_o :

Etter bestemmelse av q , U , $LMTD$ og F finner man totalt utvendig varmeoverføringsareal av rør, inkludert eventuelle finner ved:

$$A_o = \frac{q}{UF(LMTD)} \text{ (Ligning 2.22)}$$

Bestemmelse av størrelse på skall og lengde av rør ved hjelp av totalt utvendig varmeoverføringsareal:

Totalt utvendig varmeoverføringsareal kan uttrykkes:

$$A_o = \pi D_o L_{ta} N_t \text{ (Ligning 2.23)}$$

Hvor,

L_{ta} = Varmeoverførende lengde av rør [m]

Antall rør avhengig av senteravstand mellom rør og rørmønster, er definert ved:

$$N_t = \frac{0.78 D_{ct} l^2}{C_l L_{tp}^2} \text{ (Ligning 2.24)}$$

Hvor,

$C_1 = 0,86$ for 30° rørmønster

$C_1 = 1,0$ for 45° og 90° rørmønster

Totalt utvendig varmeoverføringsareal kan videre uttrykkes:

$$A_0 = (0.78\pi) \frac{D_o}{C_1 L_{tp}^2} [L_{ta} D_{ctl}^2] \text{ (Ligning 2.25)}$$

Uttrykket over oppsummerer det totale utvendig overflateareal av alle rørene. Ved iterasjonsprosedyre blir det i siste ledd for uttrykket gjort en startbetingelse, et såkalt "Aspect Ratio", hvor forholdet mellom rørlengde og bunt diameter først settes til 8.

Bunt diameteren kan også finnes ved hjelp av konstanter avhengig av rørmønster og antall passeringer for rørside[6]:

$$D_{ctl} = D_o \left(\frac{N_t}{K_1} \right)^{\frac{1}{n}} \text{ (Ligning 2.26)}$$

Hvor,

K_1 og n er konstanter angitt i figur 2.6 under:

Triangular Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.319	0.249	0.175	0.0743	0.0365
n	2.142	2.207	2.285	2.499	2.675

Square Pitch $p_t = 1.25 d_o$					
Number Passes	1	2	4	6	8
K_1	0.215	0.156	0.158	0.0402	0.0331
n	2.207	2.291	2.263	2.617	2.643

Figur 2.6 Konstanter for bruk i ligning 2.26 for estimering av bunt diameter [6]

Merk at antall passeringer i figur 2.6 ikke er relatert hvor mange ganger skallmediet krysser rør ved hjelp av ledeplater, men antall passeringer rørmidiet krysser frem og tilbake i skallet.

Etter bunt diameter er beregnet, beregnes minimum skaldiameter, ved hjelp av minimum avstand mellom skaldiameter og bunt diameter, etter følgende[3]:

$$L_{bb} = 12.0 + 0.005D_s \text{ (Ligning 2.27)}$$

Hvor,

L_{bb} = Minimum avstand mellom skall og rørbunt [mm]

Minimum avstand mellom skall og rørbunt kan også uttrykkes ved:

$$L_{bb} = D_{s,min} - D_{ctl} - D_o \text{ (Ligning 2.28)}$$

$$D_{s,min} = \frac{D_{ctl} + D_o + 12.0}{0.995} \text{ (Ligning 2.29)}$$

(Dimensjoner uttrykkes her i millimeter)

2.3.2 ESTIMERNG AV VARMEVEKSLERENS TRYKKFALL

Det er i design av varmevekslere ofte et overordnet mål å designe en varmeveksler som leverer en gitt varmerate innenfor lavest mulig trykkfall, dette da trykkfall og nødvendig massestrømning er relatert kompressor- og pumpearbeid som må utføres. Ved kjøling av gass er dog temperaturdifferansen av større betydning for kompressorarbeidet enn hva trykkfallet som medfølger kjøleprosessen er. Det er tidligere nevnt at det medium som er mest sensitivt for trykkfall bør velges til rørsiden. Hovedandelen av trykkfallet som oppstår på rørsiden av en ”skall og rør”-varmeveksler er forbundet med trykkfall inni rørene. For skallsiden er trykkfallsdistribusjonen noe mer varierende alt etter geometri av varmeveksleren.

Beregning av trykkfall på skallsiden

Det totale trykkfallet på skallsiden kan deles inn i 3 hoveddeler med utgangspunkt i hvor trykkfallet er distribuert og kan uttrykkes etter følgende[8]+[3]:

$$\Delta P_s = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \text{ (Ligning 2.30)}$$

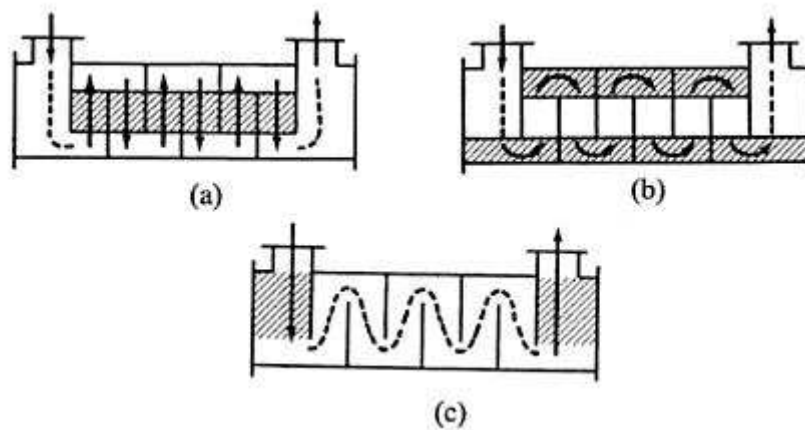
Hvor,

ΔP_s = Totalt trykkfall på skallside [Pa]

ΔP_c = Trykkfall i kryssende strømning mellom alle ledeplatene [Pa]

ΔP_w = Trykkfall i alle ledeplatevinduer [Pa]

ΔP_e = Trykkfall i inngangs- og utgangsområder [Pa]



Figur 2.7 Trykkfallsområder i ulike deler av skallet a) ΔP_c b) ΔP_w og c) ΔP_e [8]

Trykkfallet i kryssende strømning mellom ledeplater kan uttrykkes ved [8]:

$$\Delta P_c = (N_b - 1) \cdot \Delta p_{ideal} \cdot R_L \cdot R_B \text{ (Ligning 2.31)}$$

Hvor,

N_b = Antall ledeplater

R_L = Korreksjonsfaktor relatert lekkasje, typisk 0,4-0,6 [3]

R_B = Korreksjonsfaktor relatert forbipasserende medium, typisk 0,4-0,7 [3]

$$\Delta P_{ideal} = \frac{2 \cdot f_{ideal} \cdot N_{tcc} \cdot G_s^2}{g_c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} = \text{Ideelt trykkfall mellom rørbunten [Pa]}$$

$$N_{tcc} = \frac{D_s(1-2Bc)}{L_{pp}} = \text{Antall rekker rør}$$

B_c = Forhold mellom kutt i ledeplater og skalldiameter

g_c = Tyngeakselerasjon = $(\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}^2)/\text{N}$

Den ideelle friksjonskoeffisienten beregnes best med bruk av konstanter valgt med hensyn på rørmønster og Reynolds tall i skall:

$$f_{ideal} = b_1 \cdot \left(\frac{1.33}{\frac{L_{tp}}{D_o}}\right)^b \cdot Re_s^{b_2}$$

$$b = \frac{b_3}{1+0.14Re_s^{b_4}}$$

Hvor,

b_1 , b_2 , b_3 og b_4 avleses figur 2.8 under med hensyn på rørmønster og Reynolds tall i skall.

Layout Angle	Reynolds Number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10 ⁵ -10 ⁴	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 ⁴ -10 ³	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 ³ -10 ²	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 ² -10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10 ⁴ -10 ³	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 ³ -10 ²	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 ² -10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.00	-1.000		
90°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 ⁴ -10 ³	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10 ³ -10 ²	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10 ² -10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	<10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Figur 2.8 Konstanter for beregning av friksjonskoeffisient i skall [8]

Trykkfallet i alle ledeplatevinduer kan uttrykkes på følgende måte[8]+[3]:

$$\Delta P_w = N_b \cdot \Delta P_{w,ideal} \cdot R_L \text{ (Ligning 2.32)}$$

Hvor,

$$\Delta P_{w,ideal} = \frac{(2+0.6N_{tcw})G_w^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho} = \text{Ukorrigert trykkfall i ledeplatevinduer ved turbulent}$$

skallstrømning, $Re_s > 100$ [Pa]

$$G_w = \frac{m_s}{\sqrt{a_s \cdot s_w}} = \text{Massestrømning per areal i ledeplatevinduer [kg/m}^2 \text{ s]}$$

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} (D_s B_c - \frac{D_s - D_{ctl}}{2}) = \text{Antall effektive rekker rør som krysses i ett ledeplatevindu}$$

$$s_w = s_{wg} - A_{t,w} = \text{Strømningsareal i ledeplatevindu [m}^2 \text{]}$$

$$s_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 (\frac{\theta_{ds}}{2\pi} - \sin \frac{\theta_{ds}}{2\pi}) = \text{Areal av ledeplatevindu [m}^2 \text{]}$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1}(1 - 2Bc)$$

$$A_{t,w} = N_t \cdot F_w \cdot \frac{\pi D_o^2}{4} = \text{Areal som dekkes av rør i ledeplatevindu [m}^2 \text{]}$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} = \text{Andel av rør som er i ledeplatevindu}$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1}(\frac{D_s}{D_{ctl}}(1 - 2Bc))$$

Trykkfallet i inngangs- og utgangsområder kan uttrykkes ved[8]+[3]:

$$\Delta P_e = 2 \cdot \Delta P_{ideal} (1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}) R_B R_S \text{ (Ligning 2.33)}$$

Hvor,

R_S = Korreksjonsfaktor relatert variabel avstand mellom ledeplater i innløps og utløpsseksjon.

0,8 for fastlås rørdesign [3]

Det nevnes at det i forbindelse med bruk av denne metoden til trykkfallsberegninger for skallsiden, er opplyst at trykkfallet vil være i størrelsesorden 20-30 % av trykkfallsberegninger gjort uten å ta høyde for lekkasje og forbipassering av mediet[3].

Beregning av trykkfall på rørside

Da oppgaven omfatter varmevekslere med innhold av rette rør, uten noe form for bend eller ekspansjonsanretninger, er det valgt å bruke et forenklet uttrykk for det totale trykkfallet på rørside. Det er tatt utgangspunkt i klassisk beregning av trykkfall i glatte rør og antatt at det totale trykkfallet på rørsiden er dobbelt så stort som trykkfallet inni rørene. Dette for å gjøre lettelse i estimeringsprosedyren ved å unngå at bruker spesifiserer konstruksjonsdetaljer vedrørende innløps- og utløpskoblinger og innløps- og utløpsrør. Det totale trykkfallet på rørsiden ved turbulent strømning i rette rør uttrykkes da med faktor 2 og viskositetsforhold implementert, på følgende måte[9]:

$$\Delta P_t = 2f_t \left(\frac{L}{D_i} \right) \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_t} \cdot \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0,14} \quad (\text{Ligning 2.34})$$

Hvor,

ΔP_t = Det totale trykkfallet for rørside av varmeveksleren [Pa]

f_t = Friksjonskoeffisient for rør (som tidligere beskrevet i oppgaven)

Det merkes at det i beregninger av trykkfall multipliseres med samme viskositetsforhold som det i beregninger for varmeovergangskoeffisienter divideres med. Utslag av antatt viskositetsforhold vil ved trykkfallsberegninger gi motsatt utslag av hva det vil gjøre i beregninger av varmeovergangskoeffisienter.

Utover beskrevne uttrykk i kapitel 1 og 2 er det i utviklingen av regnearket for øvrig blitt utført noen helt elementære regneoperasjoner, som skulle være unødvendige å liste opp på mastergradsnivå.

3. PROSEDYRE, RESTRIKSJONER OG ANTAKELSER FOR REGNEARKET

3.1 INTRODUKSJON

Det er i utarbeidningen av regnearket for estimering av ”skall og rør”-varmevekslere, vært et gjennomgående fokus på å gjøre overslagene så presise som mulig for hver enkelt situasjon, samtidig som regnearket skal være så brukervennlig som mulig, i den forstand at det skal kunne opereres av flest mulig brukere på en rask og effektiv måte. Enkelte antakelser og forenklinger er derfor gjort, mens andre valgmuligheter på sin side er åpne for bruker.

3.2 PROSEDYRE

Med utgangspunkt i temperaturer, strømningsmengder og fysiske egenskaper, skal regnearket ved hjelp av få manuelle valg underveis i hovedsak estimere varmevekslerens størrelse, varmeovergangstall, karakteristikk og trykkfall. Enkelte valg, antakelser og parametre vil kunne være større eller mindre utslagsgivende, det er derfor i neste kapittel presentert en parameteranalyse, mens betydninger av antakelser er kommentert under antakelser og forklart utslag av i resultater av studier. Det er også basert på dette, utarbeidet en brukerveiledning av regnearket.

Regnearket er oppdelt i flere seksjoner med følgende hovedtrekk:

1. Innsetting av **temperaturer** og spesifisering av tilhørrelse til rørside og skallside
2. Innsetting av **volum- og masserater** og spesifisering av **fysiske egenskaper**.
Massestrømning og utgangstemperatur for vekslende medium kombineres slik at varmeraten for begge medier er i overensstemmelse.
3. Beregning av **LMTD** og tilhørende **korreksjonsfaktor, F**, ved hjelp av PR-diagram.
4. Valg av **ønsket middelhastighet i rør**. anbefalte intervall for ulike medier og forventet begroing og korrosjon er til veiledning, som tidligere beskrevet i kapitel 2.
5. Med hensyn på gjennomsnittlig volumstrømning og valgt strømningshastighet beregnes nå **strømningsareal** (tverrsnittsareal) av alle rør.
6. Valg av **diameter og veggtykkelse** i rør med hensyn på temperatur og trykk. Det velges også material med varmeledningskoeffisient, med hensyn på økonomi og

korrosjonsfare som følger de ulike medier. Det er vedlagt dimensjoner fra TEMA i vedlegg A, men det anbefales å bruke NORSOK for større valgfrihet til materialkvalitet og ved høye trykk. Det er vedlagt rørdimensjoner i Duplex av NORSOK i vedlegg B

7. **Antall rør, innerdiameter og Reynolds tall** i rør blir beregnet.
8. Minimum **ordinær senteravstand** mellom rør blir nå beregnet og valgt verdi skal spesifiseres. Merk at det i tilfeller hvor mekanisk rengjøring er nødvendig, er det spesifisert minimum "vegg til vegg"-avstand mellom rør for ulike skalldiametre. Dette må eventuelt implementeres i valgt senteravstand.
9. Beregning av **bunt diameter** etter valgt konstant for rørmønster blir videre beregnet.
10. Minimum **skalldiameter** blir beregnet etter minimum avstand til bunt diameter.
11. Forhold i avstand mellom ledeplater og skalldiameter spesifiseres.
12. **Strømningsareal** i skall blir beregnet etter valgt skalldiameter, **avstand mellom ledeplater og rørmønster**.
13. Beregning av **massestrømning per areal, middelhastighet i skall** og de dimensjonsløse **Prandtl's tall og Reynolds tall** for begge sider.
14. Beregning av **varmeovergangskoeffisienter** for innside av rør, utside av rørbunt, vegg i rør og korrosjon/begroing relatert rørside. Videre beregning av den totale varmeovergangskoeffisienten for varmeveksleren.
15. Beregning av **nødvendig overflateareal**, med utgangspunkt i varmerate, varmeovergangskoeffisient, Logaritmisk midlere temperaturredifferanse og tilhørende korreksjonsfaktor.
16. Bestemmelse av **total utvendig lengde og diameter av varmeveksler** etter valg av skalldiameter og rørlengde med utgangspunkt i minimum varmeoverførende rørlengde.
17. Bestemmelse av varmevekslerens karakteristikk som **temperatureffektivitet, beregnet maksimal hastighet i skall, friksjonskoeffisienter og Nusselts tall** for begge sider.
18. Bestemmelse av **trykkfall** på rørside og skallside.

Under følger figur for å illustrere regnearkets oppbygging og forskjellige deler.

Regnearket i sin helhet medfølger naturligvis kun elektronisk utgave av oppgaven.

ESTIMERING AV "SKALL OG RØR" - VARMEVEKSLER, E-SKALL

Regneark, Mai

TEMPERATURER:

	Varmt fluid:		Kaldt fluid:
Inngangstemperatur [°C]	$T_{h,i}$		$T_{c,i}$
Utgangstemperatur [°C]	$T_{h,o}$		$T_{c,o}$
Spesifiser for rørside og skallside	Rørside (varmt eller kaldt)		Skallside:
Inngangstemperatur [°C]	$T_{t,i}$		$T_{s,i}$
Utgangstemperatur [°C]	$T_{t,o}$		$T_{s,o}$

FYSISKE PARAMETRE

	Varmt fluid:		Kaldt fluid:
Spesifikk varmekapasitet [J/kg K]	c_p		c_c
Massestrøm [kg/t]	m_h		m_c
Massestrøm [kg/s]	0,00 m_h		0,00 m_c
Varmekapasitetsrate [J/s]	0 C_h		0 C_c
Spesifiser minimum og maksimum av varmekapasitetsratene [J/s]	C_{min}		C_{max}
Varmemengde [W]	0 q		0 q
Spesifiser for rørside og skallside	Rørside (varmt eller kaldt):		Skallside:
Spesifikk varmekapasitet [J/kg K]	c_t		c_s
Massestrøm [kg/s]	$m_t (W_i)$		$m_s (W_s)$
Varmekapasitetsrate [J/s]	0 C_t		0 C_s
Tetthet av fluid [kg/m³]	ρ_t		ρ_s
Volumstrøm [m³/s]	#DIV/0! V_t		#DIV/0! V_s
Dynamisk viskositet [cP]	μ_t		μ_s
Dynamisk viskositet SI [Pa·s]	0 $\mu_{SI,t}$		0 $\mu_{SI,s}$
Kinematisk viskositet [m²/s]	#DIV/0! ν_t		#DIV/0! ν_s
Varmeledningskoeffisient i fluider [W/m²·K]	k_t		k_s
Termisk spredningsevne [m²/s]	#DIV/0! α_t		#DIV/0! α_s
Varmeledningskoeffisient i rørmaterial [W/m²·K]	k		

LOGARITMISK GJENNOMSNITTLIG TEMPERATURDIFFERANSE, LMTD

LMTD=	#DIV/0!
-------	---------

KORREKSJONSFAKTOR, F

P, Temperatureffektivitet på rørside	P=	#DIV/0!
R, Varmekapasitetsforhold	R=	#DIV/0!
Korreksjonsfaktor F avlest=		

BEREGNING AV VARMEOVERGANGSKOEFFISIENTER

Viskositetsforhold i veggtemp og bulktemp i rør	μ_w/μ_b	
Forhold mellom rørlengde og bunt diameter "Aspect ratio"	L_{tr}/D_{ext}	#DIV/0!
Valgt verdi av arealoverførende lengde, L_p . Kun relevant for beregninger ved laminiert strømning	L_{tr}/D_i	#DIV/0!
Forhold mellom rørlengde og innerdiameter rør		
	Turbulent strømning; Ret > 8000	Laminær strømning; Ret < 2100
Varmeovergangskoeffisient for innside av rør, h_i [W/m²·K]	#DIV/0! $h_{i,t}$	#DIV/0! $h_{i,l}$
Valgt varmeovergangskoeffisient for innside av rør, h_i		
Varmeovergangskoeffisient for innside av rør multiplisert med diameterforhold [W/m²·K]	#DIV/0!	
	Normal lekkasje og forbi-passering	Uten lekkasje og forbi-passering
Korreksjonsfaktor relatert lekkasje og forbi-passering av fluid, F_1 , for bestemmelse av h_o	#DIV/0! F_1	#DIV/0! F_1
Valgt korreksjonsfaktor, F_1		
	Re_t > 100	Re_t < 100
Korreksjonsfaktor relatert strømningsmønster rundt rørbunt, F_r , for bestemmelse av h_o	1 F_r	#DIV/0! F_r
Valgt korreksjonsfaktor, F_r		
Konstant, a, relatert rørmønster og Reynolds tall i skall	a	
Konstanter, m, relatert rørmønster og Reynolds tall i skall	m	
Varmeovergangskoeffisient for utside av rørbunt før korreksjonsfaktorer, h_o [W/m²·K]	#DIV/0! h_o	
Korrigert varmeovergangskoeffisient for utside av rørbunt, h_o [W/m²·K]	#DIV/0!	
Varmeovergangskoeffisient for varmeovergang gjennom rørvegg, h_w [W/m²·K]	#DIV/0! h_w	
Varmeovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_c [(h· Ft² · °F)/Btu]	h_c [(h· Ft² · °F)/Btu]	#DIV/0! h_c [W/m²·K]
Total varmeoverføringskoeffisient, U [W/m²·K]	#DIV/0! U	

BEREGNING AV VARMEMENGDE, q, OG NØDVENDIG UTVENDIG OVERFLATEAREAL AV ALLE RØR, A_o:

Beregning av varmemengde, q [W]	0 q
Totalt utvendig overflateareal av alle rør, A _o [m²]	#DIV/0! A _o

VARMEVEKSLERENS KARAKTERISTIKK						
Forhold mellom varmekapasitetsrate	#DIV/0!	C*				
Effektivitet av varmeveksler	#DIV/0!	E				
Friksjonskoeffisient for turbulent strømning i glatte rør, f_t	#DIV/0!	f_t				
Nusselts tall i rør, fullt utviklet turbulent strømning, Nu_r	#DIV/0!	Nu_r				
	b1	b2	b3	b4	b	
Valgte konstanter for beregning av friksjonskoeffisient i skall	#DIV/0!	f_s				#DIV/0!
Friksjonskoeffisient i skall, f_s	#DIV/0!	f_s				
Gjør valg av mellomberegninger til høyre før valg av maks hastighet						
Maksimal hastighet mellom rør i skall ved 90°, rektangulært rørmønster [m/s]	#DIV/0!	U_{max}	L_{sp}	L_{sp}	S_b	
Maksimal hastighet mellom rør i skall ved 45°, rotet rektangulært rørmønster [m/s]	#DIV/0!	U_{max}	0	0	0	
Maksimal hastighet mellom rør i skall ved 30°, triangulært rørmønster [m/s]	#DIV/0!	U_{max}	0	0	0	
Valgt maksimal hastighet mellom rør med hensyn på rørmønster [m/s]		U_{max}				
Spesifiser s_w og s_p ut i fra valgt rørmønster			L_{sp}	L_{sp}	S_b	
	s_w/d	s_p/d				
Konstanter i forbindelse med beregning av Nusselts tall	#DIV/0!	#DIV/0!				
Konstanter for beregning av Nusselts tall for rørbunten	C	n				
Valgte konstanter med hensyn på rørvastander og rørmønster						
Nusselt tall gjennom rørbunt, skallside	#DIV/0!					
BESTEMMELSE AV VARMEVEKSLERENS GEOMETRI						
Ytterdiameter av rør, D_o , fra tidligere beregning [m]	0	D_o				
Antall rør, N_r , fra tidligere beregning	#DIV/0!	N_r				
Bundtdiameter, D_{in} , fra tidligere beregning [m]	#DIV/0!	D_{in}				
Valgt skallediameter fra tidligere, D_s [m]	0,00	D_s				
Valgt veggtykkelse i skall etter TEMA [m]						
Varmeoverførende lengde av rør, L_{tr} , basert på nødvendig overflateareal, A_c [m]	#DIV/0!	L_{tr}				
Minimum nominell rørlengde, L_{to} [m]	#DIV/0!	L_{to}				
Valgt rørlengde [m]		L				
Valgt lengde forhode til skall [m]						
Valgt lengde bakhode til skall [m]						
Total utvendig lengde varmeveksler [m]	0,00					
Total utvendig diameter varmeveksler [m]	0					
TRYKKTAP I VARMEVEKSLEREN, VED TURBULENT STRØMNING						
Totalt trykktap for rørside av varmeveksler ΔP_r [Pa]	#DIV/0!	ΔP_r				
Valgt forhold mellom vindu og diameter av ledeplater, B_c		B_c				
Rørvastand for trykkberegning, tidligere valgt L_{pp} [m]	0	L_{pp}				
Senteravstand mellom rør, tidligere valgt, L_{cp} [m]	0	L_{cp}				
Antall rekker rør i kryssende strøm, N_{tcc}	#DIV/0!	N_{tcc}				
Ideelt trykktap i rørbunt, ΔP_{ideal} [Pa]	#DIV/0!	ΔP_{ideal}				
Antall ledeplater, N_b	#DIV/0!	N_b				
Trykktap i kryssende strømning mellom ledeplater, ΔP_c [Pa]	#DIV/0!	ΔP_c				
Antall rør-rekker som krysses av strømning i ett ledeplatevindu, N_{tcw}	#DIV/0!	N_{tcw}				
Mellomberegninger for beregning av strømningsareal i hvert vindu	#DIV/0!	θ_{ct}'		1,00	θ_{ds}'	
$2^{\circ} \cos^{-1}(\theta)$ av henholdsvis θ_{ct}' og θ_{ds}' her	#DIV/0!	θ_{ct}		0,00	θ_{ds}	
Andel av rørene som er i vindu, F_w	#DIV/0!	F_w				
Areal som dekkes av rør i vindu, $A_{t,w}$ [m ²]	#DIV/0!	$A_{t,w}$				
Areal i "segmental baffle"-vindu, S_{vg} [m ²]	0,000	S_{vg}				
Strømningsareal i vindu, S_w [m ²]	#DIV/0!	S_w				
Ideelt trykktap i ledeplatevinduer (turbulent), $\Delta P_{w,ideal}$ [Pa]	#DIV/0!	$\Delta P_{w,ideal}$				
Trykktap i ledeplatevinduer, ΔP_w [Pa]	#DIV/0!	ΔP_w				
Trykktap i inngang og utgang av skall, ΔP_e [Pa]	#DIV/0!	ΔP_e				
Totalt trykkfall fra inngang til utgang i skall, ΔP_s [Pa]	#DIV/0!	ΔP_s				

Figur 3.1 Regnearkets oppbygging

3.3 RESTRIKSJONER TIL BRUK AV REGNEARKET OG BEREKNINGER

Beregningene i regnearket er gjeldende for en ”skall og rør”-varmeveksler begrenset til følgende:

- E1-1-skall; ett skall og en rørpasasje (rette rør).
- Vekslende medier ordnet i motstrøms arrangement.
- Tversgående ledeplater for kryssende strømning.
- Væske på skallside og væske eller gass på rørside (Nusselts tall for skallside er begrenset til væskestrømning).
- Glatte rør, uten finner, ordnet i enten 30°, 45° eller 90° mønster.
- Fullt utviklet turbulent eller laminær strømning (Beregninger av trykkfall og Nusselts tall er begrenset til turbulent strømning).
- Varmeroverføring dominert av tvungen konveksjon.
- Varmeroverføring uten faseendring i medier.

3.4 ANTAKELSER

Det er gjort følgende antakelser i beregninger og regneark:

- Viskositetsforhold relatert veggtemperatur og bulktemperatur for medium på skallside settes lik 1.
- Samme viskositetsforhold for rørside settes også til 1.
- Varmeroverføringen antas å være lineær med temperaturen.
- Det er antatt at det brukes minimum 7 ledeplater i skall. Dette i forbindelse med bestemmelse av korreksjonsfaktor, F.
- Det er antatt et kutt i ledeplater på 20% i forbindelse med beregning av korreksjonsfaktor relatert lekkasje og forbipassering av medium på skallside, tilhørende varmeovergangskoeffisienten for utside av rør.
- Det er i studiene antatt å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur. Bruker velger imidlertid selv hvilke verdier av fysiske egenskaper som innsettes. Gassens fysiske egenskaper er i studiene spesifisert med gjennomsnittsverdier av inn- og utgangstemperatur.

Betydninger av antakelser relatert viskositetsforhold og spesifisering av fysiske egenskaper

Det er i studiene valgt å spesifisere kjølevannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur, mens det for gassen er spesifisert gjennomsnittlig verdi av fysiske egenskaper ved inn- og utgangstemperatur av gassen. Det er altså ikke valgt å benytte seg av gjennomsnittlig filmtemperatur, som for kjølevæsken vil være noe høyere enn gjennomsnittlig bulktemperatur, og omvendt for den varme gassen. Vann vil oppleve en svekkelse i viskositeten med økt temperatur, hvor det ved lave temperaturer (det menes her temperaturer rundt 20°C eller lavere) vil være en betydelig svekkelse i viskositeten bare ved få graders temperaturøkning. Ved å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur, anvendes det da blant annet en viskositet lavere enn gjennomsnittlig verdi. Forskjellen i anvendt og virkelig verdi av andre fysiske egenskaper for vannet, som spesifikke varmekapasitet, varmeledningskoeffisient og massetetthet vil være mindre sammenlignet med viskositeten, da de opplever mindre utslag ved endret temperatur. Det gjøres imidlertid oppmerksom på at vannets spesifikke varmekapasitet for temperaturer opp til rundt 40[1] vil reduseres ved økt temperatur mens for temperaturer over 40 vil motsatt gjelde.

Avvikene som følger ved å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur vil følgelig øke med økt temperaturdifferanse mellom inngang og utgang for vannet, særlig i tilfeller med lav inngangstemperatur og ved økt temperaturforskjell mellom rørvegg og bulktemperatur. Avvikene som følger vil gjøre seg gjeldende i form av lavere beregnet Reynolds og Prandtl's tall for skallside, med tilhørende medvirkning til høyere varmeovergangskoeffisient for utside av rør.

Det er også gjort antakelser i viskositetsforholdet mellom vegg- og bulktemperatur, ved å sette forholdet til 1,0, både for rørside og skallside. Felles for avvikene på begge sider, er økt utslag ved økt forskjell mellom veggtemperatur og bulktemperatur for begge sider. For rørsiden med innhold av varm gass og viskositet som svekkes ved redusert temperatur, vil viskositeten være lavere ved kjølede rørvegg enn i bulktemperatur og viskositetsforholdet vil i virkeligheten være lavere enn antatt verdi tilsier. For gasser med liten variasjon i viskositeten vil utslagene ved anvendelse av antakelse, ofte være så små at det ikke vil være av merkbar betydning. Dog, det vil med bruk av antakelsen isolert sett medvirke til at beregnet varmeovergangskoeffisient for innside av rør vil være noe lavere beregnet i regneark enn i tilfeller det er tatt høyde for viskositetsforholdet.

For skallsiden med innhold av kaldt vann, vil betydningen av antakelsen derimot være mer utslagsgivende, da utslagene i vannets viskositet vil endres mer med temperaturen. Ved antatt viskositetsforhold lik 1 på skallsiden, vil det i virkeligheten opereres med et lavere viskositetsforhold, som medfører at det ved bruk av antakelse vil medvirke til lavere varmeovergangskoeffisient for utsiden av rør sammenlignet med bruk av at det faktiske viskositetsforhold. Begge viskositetsforholdene er i beregninger av varmeovergangskoeffisienter tillagt en eksponent på 0,14 og det skal derfor store temperaturforskjeller til for at avvikene ved bruk av antakelser skal være dramatiske.

For trykkberegninger, hvor viskositetsforholdene inngår som teller, vil det ved bruk av antakelser om et forhold lik 1, medvirke til at beregninger er noe høyere enn hva resultatet ville vært dersom det hadde vært tatt høyde for det virkelige forhold.

4. PARAMETERANALYSE

4.1 INTRODUKSJON

Det er foretatt en parameteranalyse for mer effektiv å kunne påvirke og styre designet av varmeveksleren i en slik retning man ønsker. Sentrale temaer i design av varmevekslere er gjerne tillatt trykkfall satt opp mot effektiv varmeoverføring og nødvendig areal, samtidig som fabrikkasjonskostnader, driftsikkerhet og vedlikehold må tas hensyn til. Det er i parameteranalysen tatt utgangspunkt noe data fra studie 1, som forøvrig er beskrevet i kapittel 5. Dersom ikke annet er spesifisert ved den enkelte parameteranalysen er det brukt ytterdiameter 21,3mm med veggtykkelse 2,67mm, senteravstand mellom rør lik 1,25 ganger ytterdiameter, rørmønster i 30°, forhold mellom avstand i ledeplater og skalldiameter lik 0,4, skalldiameter lik minimum beregnet skalldiameter, åpning i ledeplater på 21,3% av skalldiameter og strømningshastighet i rør lik 15m/s. Under følger resultater for hver parameteranalyse som er gjort, for fullstendig oversikt over beregninger i regneark henvises det til vedlegg F (vedlegg F er kun vedlagt elektronisk utgave av oppgaven).

4.2 BETYDNINGER VED VALG AV RØRDIAMETER

Valget av diameter er, som flere av uttrykkene beskrevet tidligere i oppgaven over viser, en parameter som inngår hyppig i beregninger for varmeveksleren og som med endringer vil gi utslag på mange områder. Det er i parameteranalysen for diameter sett på 4 forskjellige diametre fra ½" til ¾" (merk at tommer ikke er i overensstemmelse med millimeter for dimensjonene), som for øvrig er de mest aktuelle dimensjonene i en varmeveksler. Det er i parameteranalysene brukt rør i Duplex med varmeledningskoeffisient antatt rundt 50 W/m K. Det er for dette materialet valgt diameter og veggtykkelse etter NORSOK, basert på 4 forskjellige trykk- og temperaturintervall, som i vedlegg B. Det poengteres at det i parameteranalysene ikke er de numeriske verdiene som er av betydning, men tendensene som følger med endring av parametrene. Resultater fra studier i oppgaven vil for øvrig bli presentert i neste kapittel.

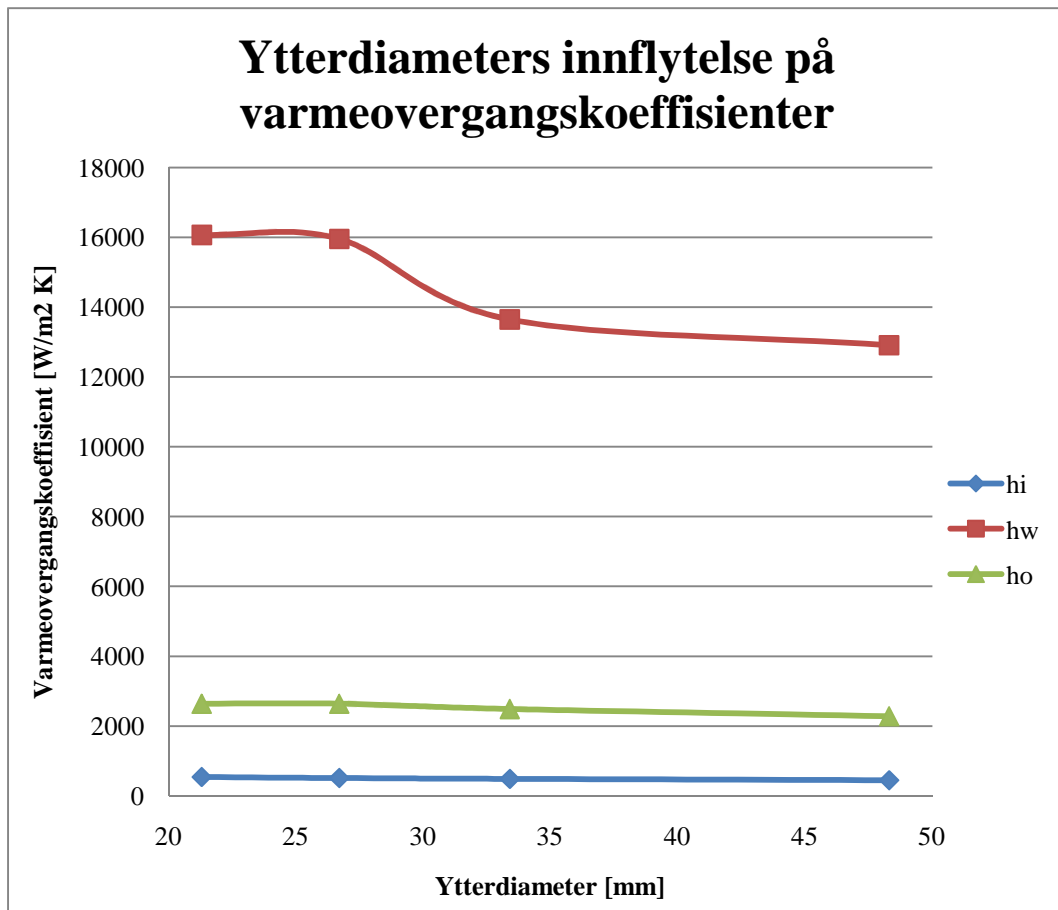
Under følger tabell over resultater beregnet ved 4 forskjellige rørdiametre. Deler av resultatene er videre presentert ved grafisk fremstilling. Det nevnes at alle andre variable parametre i denne analysen er uendret, kun rørdiameter med tilhørende veggtykkelse er

varierende og ene grunn til utslagene. Det påpekes at slutninger gjort for betydninger ved endret diameter er på grunnlag av NORSOK sin standard til ytterdiameter og veggtykkelse. Ved bruk av andre standarder og krav til veggtykkelse, vil ikke nødvendigvis alle slutninger gjort angående valg av ytterdiameter som parameter gjelde.

Do	Tw	Di	Do-Di	Di/Do	Re _t	h _i	h _i *(Di/Do)	h _w	N _t	L _{tp}	D _{ctl}	D _s
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]			[W/m ² K]	[W/m ² K]	[W/m ² K]		[mm]	[m]	[m]
21,3	2,77	15,76	5,54	0,740	158925	538	398	16065	1465	26,625	1,07	1,10
26,7	2,87	20,96	5,74	0,785	211363	509	400	15950	828	33,375	1,01	1,04
33,4	3,38	26,64	6,76	0,798	268640	485	387	13647	513	41,75	0,99	1,03
48,3	3,68	40,94	7,36	0,848	412843	445	377	12909	217	60,375	0,93	0,99

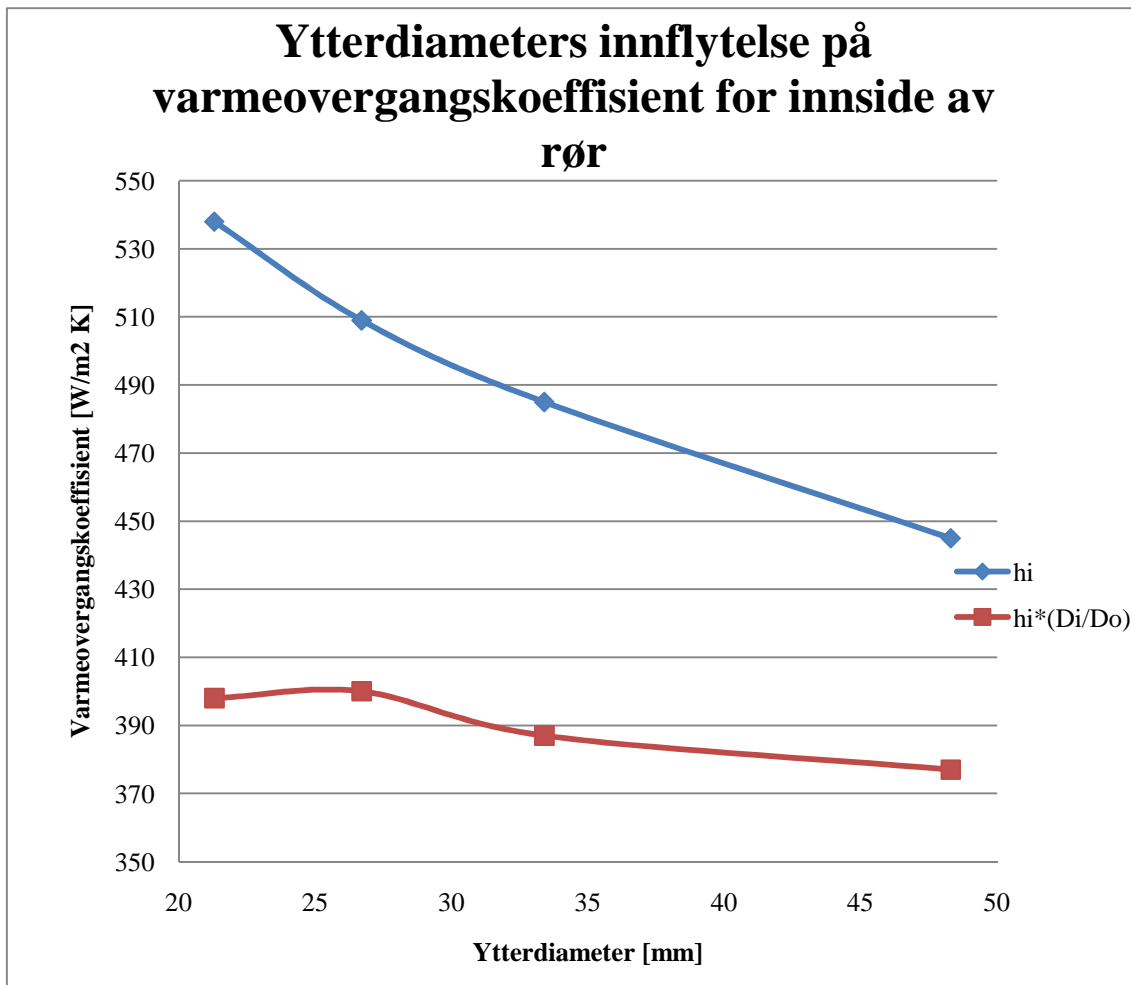
Do	a _s	G _s	Re _s	h _o	U	A _o	L _{ta}	L/Di	ΔPt	ΔPs
[mm]	[m ²]	[kg/m ² s]		[W/m ² K]	[W/m ² K]	[m ²]	[m]		[Pa]	[Pa]
21,3	0,098	310	6339	2637	307	390	3,98	253	7027	2966
26,7	0,086	354	9054	2638	308	389	5,61	268	6806	3674
33,4	0,083	367	11736	2486	298	403	7,5	282	6684	4006
48,3	0,077	395	18293	2279	288	416	12,63	309	6509	48212

Figur 4.1 Tabell over data relatert endret rørdiameter



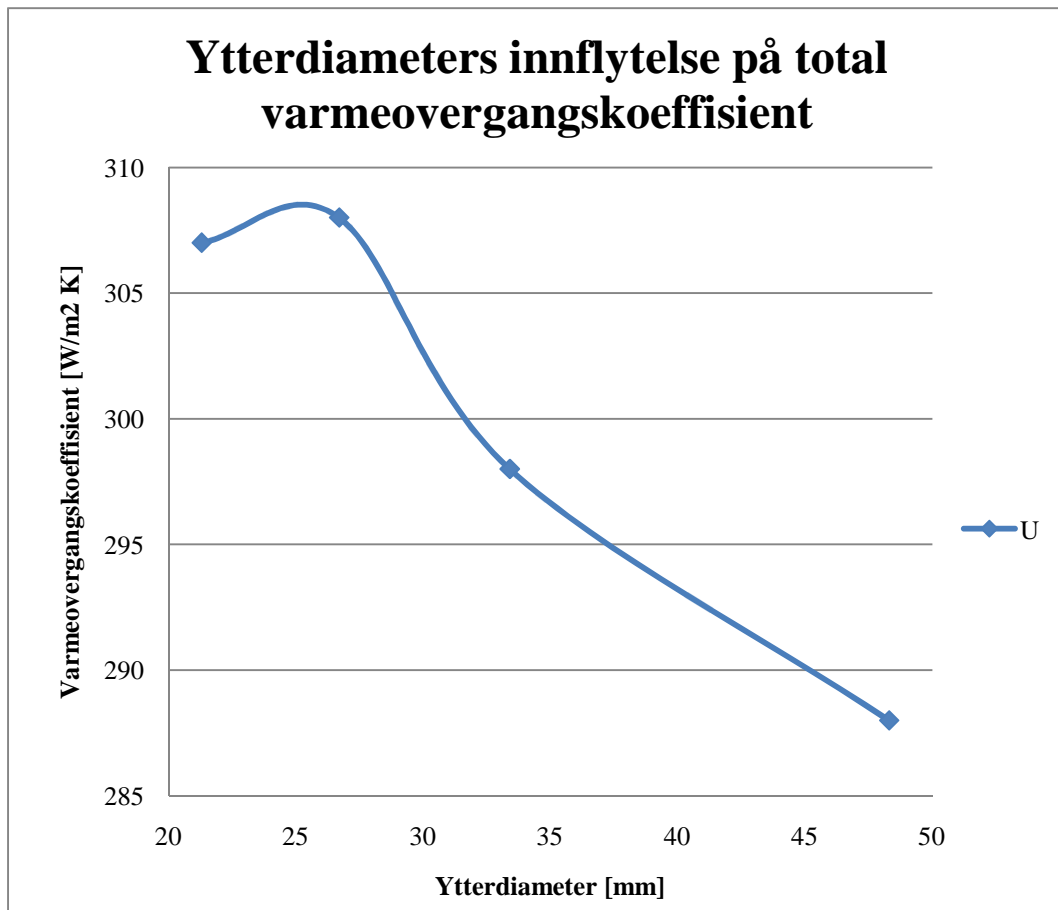
Figur 4.2 Ytterdiameters innflytelse på varmeovergangskoeffisienter

Kommentar: Det ses av figur 4.2 at det med økende rørdiameter og endret veggtykkelse vil føre til lavere varmeovergangskoeffisienter både for innside og utside av rør, samt rørvegg. Størst reduksjon forekommer i varmeovergangskoeffisienten for rørveggen, da veggtykkelsen vil øke med diameteren for disse 4 dimensjonene. Det er av denne grafen vanskelig å lese tendensen i varmeovergangskoeffisienten for innside av rør og den er derfor plottet i graf under sammenlignet med produktet av diameterforholdet.



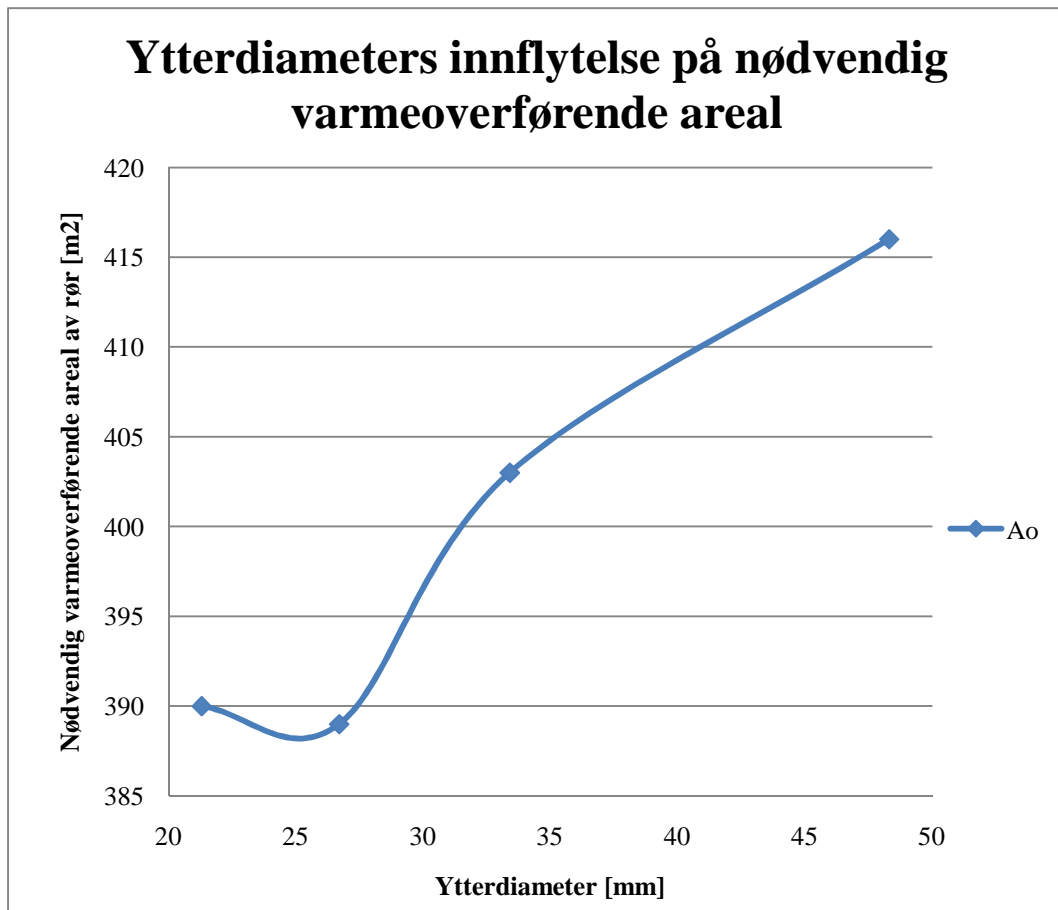
Figur 4.3 Ytterdiameters innflytelse på varmeovergangskoeffisient for innside av rør

Kommentar: Det ses av figur 4.3 som i figur 4.2 at varmeovergangskoeffisienten for innside av rør reduseres med økende diameter. Ved beregning av total varmeovergangskoeffisient korrigeres varmeovergangskoeffisient for innside av rør med diameterforholdet. Til tross for vekst i diameterforholdet med økende diameter, vil produktet av dette og varmeovergangskoeffisienten generelt reduseres med økende diameter. En liten økning i produktet observeres dog her for dimensjon 2 sammenlignet med dimensjon 1.



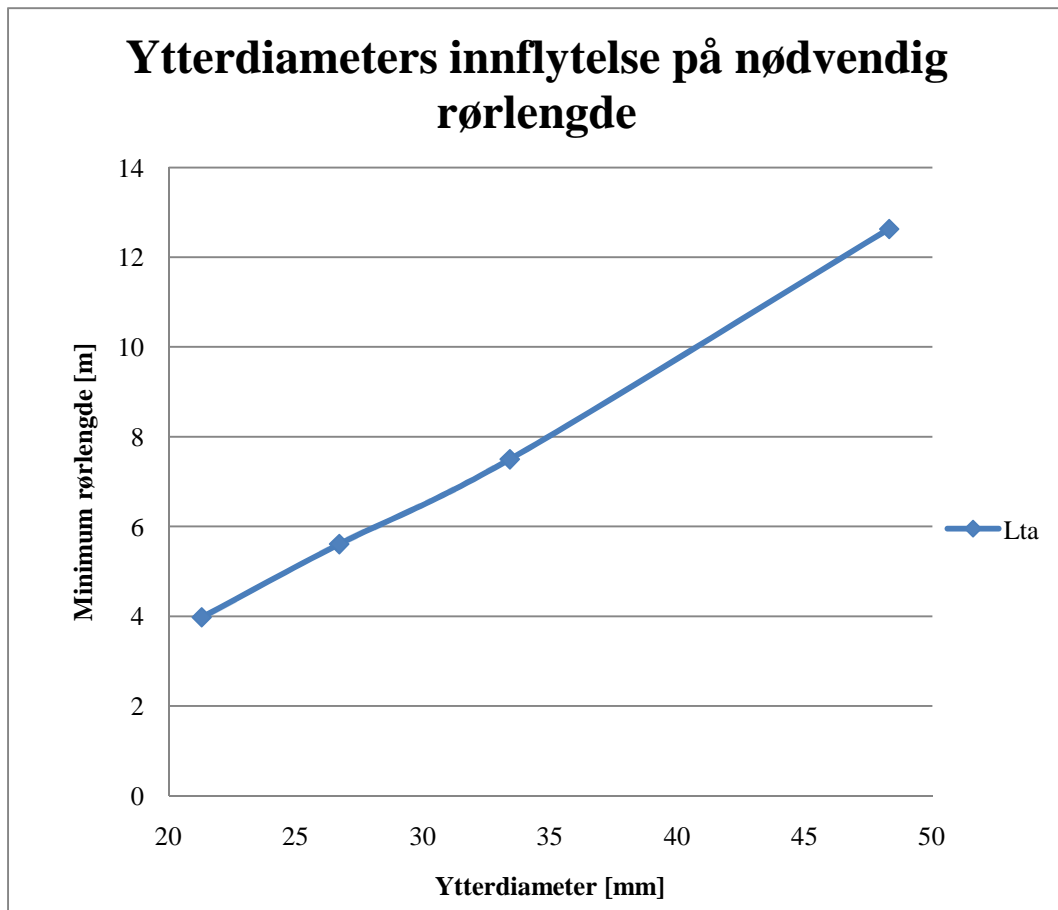
Figur 4.4 Ytterdiameters innflytelse på total varmeovergangskoeffisient

Kommentar: Figur 4.4 viser en reduksjon i varmevekslerens totale varmeovergangskoeffisient med økende diameter. Ses det bort fra den marginale økningen mellom de to første dimensjonene følger det som tendens at større rørdiameter vil føre til dårligere varmeovergang, mye grunnet tykkere rørvegg og dårligere varmeovergangskoeffisient for rørvegg som tidligere vist i figur 4.2.



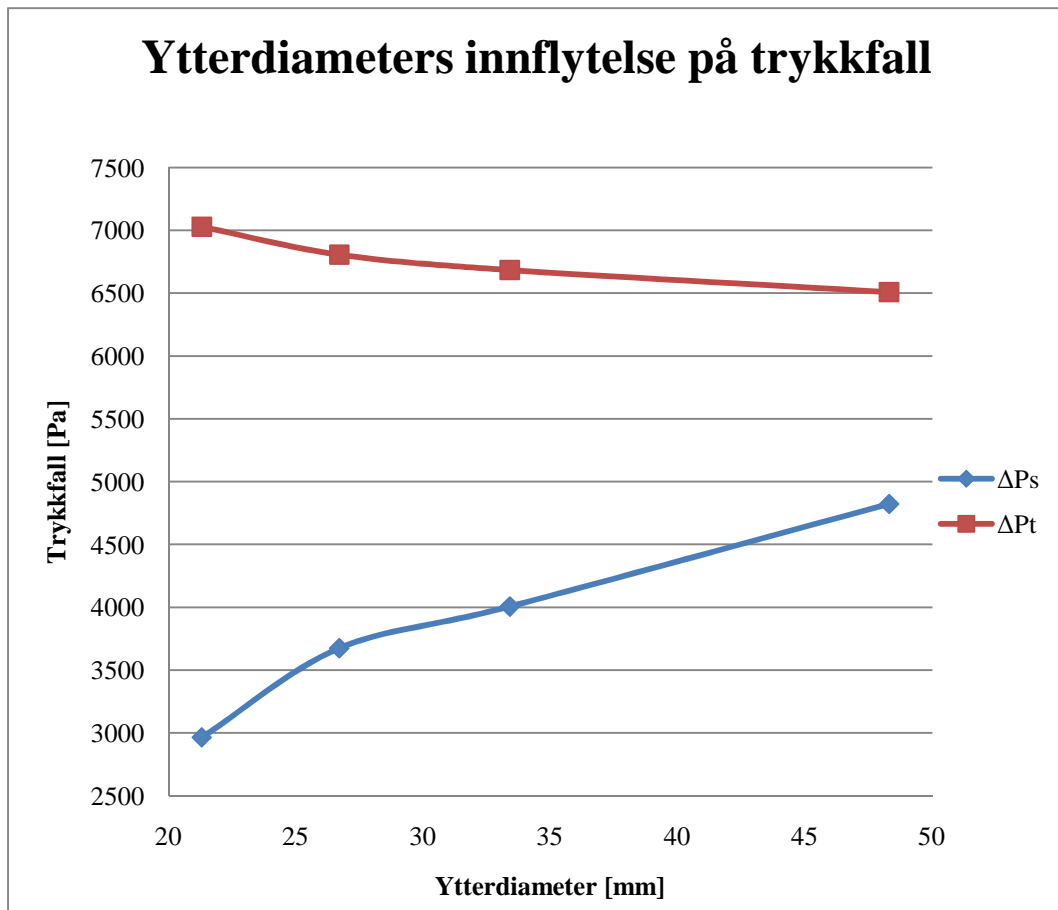
Figur 4.5 Ytterdiameters innflytelse på nødvendig varmeoverførende areal

Kommentar: Det nødvendige varmeoverførende arealet vil med økt ytterdiameter naturlig nok øke i samsvarelse med tidligere viste dårligere varmeovergangskoeffisienter. Det er dog en marginal reduksjon mellom de to minste dimensjoner.



Figur 4.6 Ytterdiameters innflytelse på nødvendig rørlengde

Kommentar: Til tross for økt omkrets og areal per lengdeenhet som følger økt diameter, vil minimum rørlengde øke også øke for økt diameter. I tillegg til en økning i nødvendig varmeoverførende areal som må tilfredsstillers skylles mye av økningen i nødvendig lengde av reduksjonen i antall rør som må til for å opprettholde ønsket strømningshastighet i rør.



Figur 4.7 Ytterdiameters innflytelse på trykkfall

Kommentar: Trykkfallet på rørsiden vil med økende diameter reduseres noe. Dette på tross av at økt diameter vil føre til økt rørlengde samt økt forhold mellom lengde og diameter av rør. Reduksjonen skyldes redusert friksjonskoeffisient med økt diameter og Reynolds tall.

Trykkfallet for skallsiden vil øke betraktelig med økt diameter. Friksjonskoeffisienten for skallsiden vil med økt diameter og Reynolds tall på samme måte som for rørsiden reduseres noe. Forøkelsen i trykkfallet har grunn i redusert strømningsareal og økt massestrømning per areal, som følger med økt rørdiameter.

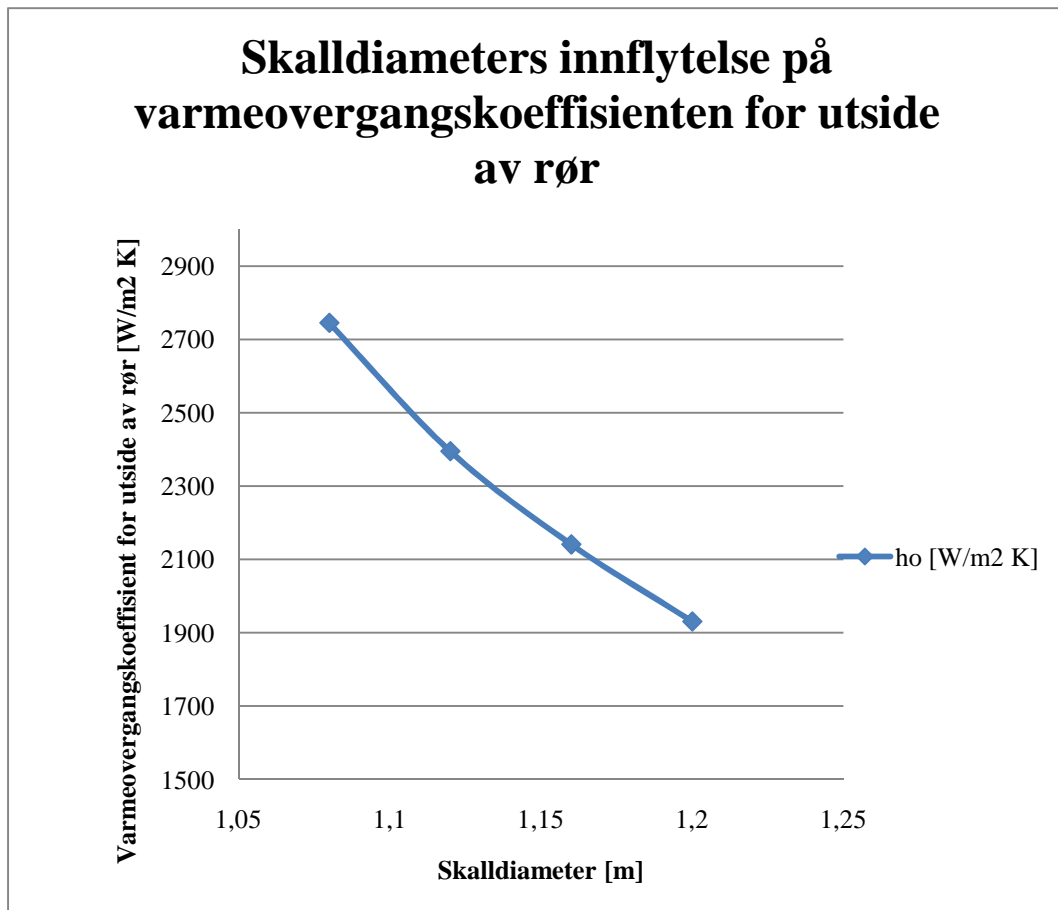
4.3 BETYDNINGER VED VALG AV SKALLDIAMETER OG AVSTAND MELLOM LEDEPLATER

Det velges skalldiameter etter minimum skalldiameter er beregnet med utgangspunkt i bunt diameter. Det anbefales å velge avstand mellom ledeplater i intervallet 0,2-1.0 ganger skalldiameteren. Det vil med økt avstand mellom skalldiameter og bunt diameter føre til større strømningsareal på skallsiden, noe som også er tilfellet ved økt avstand mellom ledeplater. Det vil med dette føre til endring i både middelhastighet, Reynolds tall og massestrømning per areal for skallsiden. Det er også sett på hvilke utslag for varmeovergang og trykkfall endringer i skalldiameter og avstand mellom ledeplater medfører.

Økt skalldiameter og større avstand mellom ledeplater vil føre til økt strømningsareal på skallsiden. Dette gir følgelig en reduksjon i massestrømning per areal, middelhastighet og med det, redusert Reynolds tall for skallsiden. De to sistnevnte inngår i varmeovergangskoeffisienten for utsiden av rørene. En fordobling i avstand mellom ledeplater vil gi en forøkning av strømningsarealet av samme størrelsesorden, som igjen vil føre til halvert massestrømning per areal og Reynolds tall. Reynolds tall som inngår i varmeovergangskoeffisienten for utsiden av rør er knyttet til en konstant varierende fra 0,300 til 0,569 avhengig av rørmønster og verdi av Reynolds tall. Utslaget av halvert massestrømning per areal vil derfor gi større innvirkning i varmeovergangskoeffisienten enn samme halvering av Reynolds tall. I tillegg er massestrømning per areal en viktig faktor for trykkfallet på skallsiden. Dette er illustrert i grafiske fremstillinger under. Først resultatene av analysen samlet i tabell:

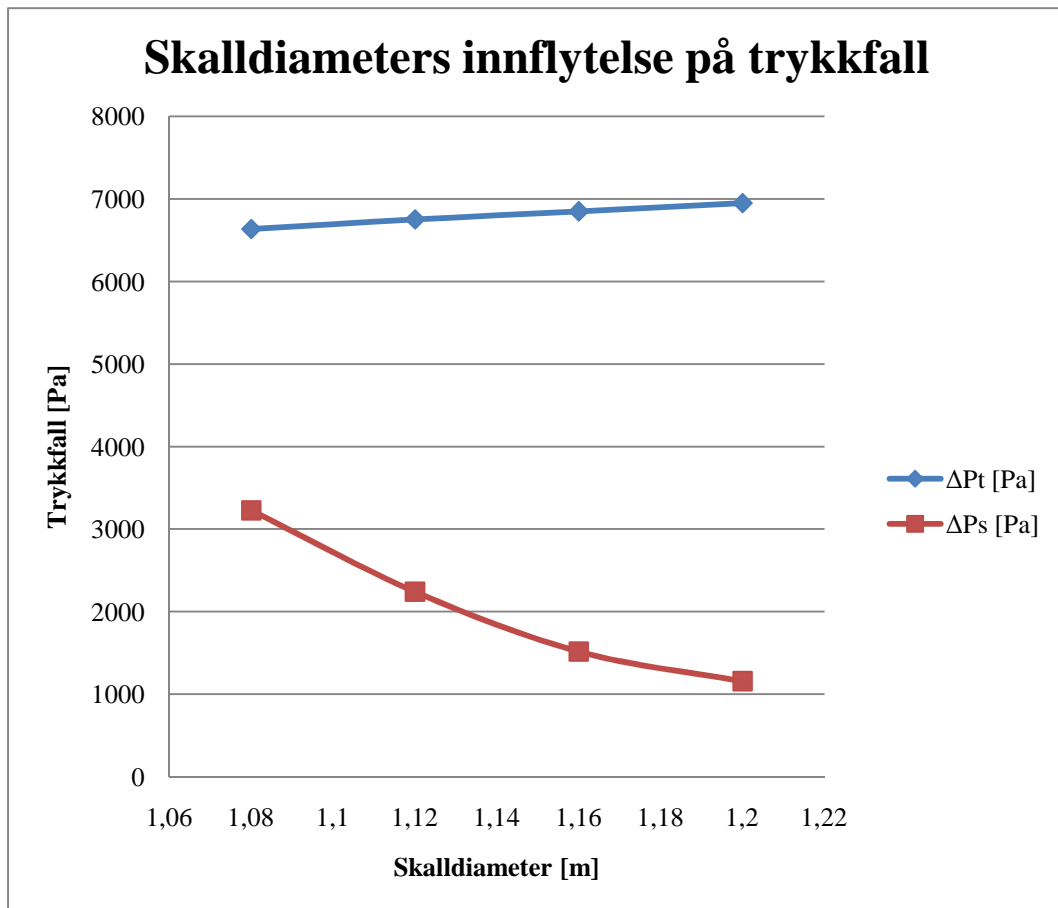
D_s [m]	B ($0,4D_s$) [m]	a_s [m ²]	G_s [kg/m ² s]	Re_s	h_o [W/m ² K]	U [W/m ² K]	ΔP_t [Pa]	ΔP_s [Pa]
1,08	0,432	0,092	331	6752	2745	312	6637	3226
1,12	0,448	0,114	267	5449	2395	307	6752	2241
1,16	0,464	0,136	224	4567	2141	302	6851	1517
1,20	0,48	0,16	190	3882	1931	297	6950	1157

Figur 4.8 Tabell over data relatert skalldiameter



Figur 4.9 Skalldiameters innflytelse på varmeovergangskoeffisient for utside av rør

Kommentar: Figur 4.9 viser hvordan varmeovergangskoeffisienten for utside av rør, varierer med endret skalldiameter. Minimum skalldiameter beregnet med utgangspunkt i bunt diameter er for dette tilfellet 1,08m. Det kan ses av figuren at det ved å velge større skalldiameter, altså større avstand mellom skall og rørbunt, vil føre til dårligere varmeovergangskoeffisient for utsiden av rør. Dette i hovedsak med grunn i mindre massestrømning per areal som medfølger det økte strømningsarealet større skalldiameter forårsaker. Dette til tross for reduksjon i Reynolds tall med økt skalldiameter, som beskrevet er underlegen massestrømning per areal ved beregning av varmeovergangskoeffisienter.



Figur 4.10 Skalldiameters innflytelse på trykkfall

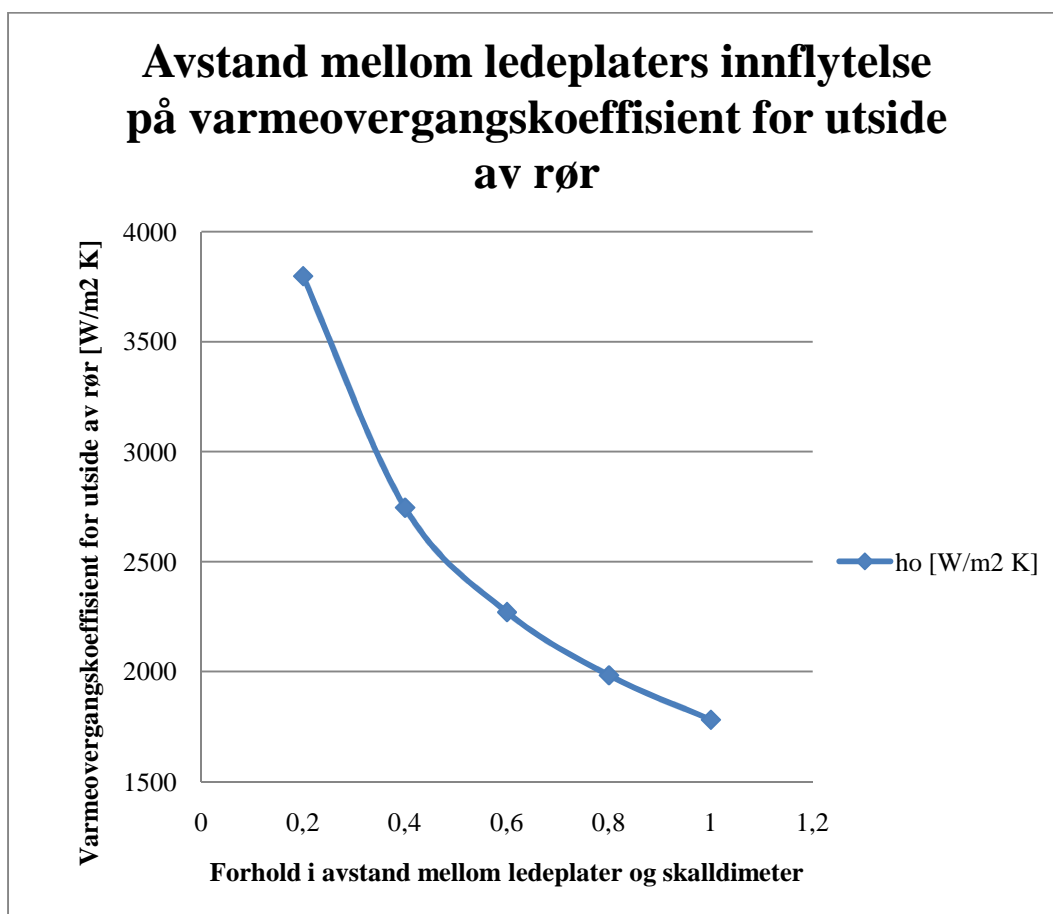
Kommentar: Trykkfallet for rørsiden vil øke noe med økt skalldiameter. Den lille økningen i trykkfallet har grunn i at det er behov for lengre rørlengder for å tilfredsstille et noe høyere overflateareal, da varmeovergangskoeffisienten for utsiden av rør reduseres med økt skalldiameter, som vist i figur 4.9. Trykkfallet for skallsiden vil reduseres med økt skalldiameter og er i hovedsak et resultat av økt strømningsareal og lavere massestrømning per areal.

Endring i avstand mellom ledeplater vil på samme måte som økt skalldiameter, påvirke strømningsarealet og Reynolds tall for skallside og med det, resultere i samme utfall for varmeovergangskoeffisienten for utsiden av rør og trykkfall for rørside og skallside.

Under er det valgt avstander mellom ledeplater i intervall fra 0,2 til 1,0 ganger skalldiameteren.

B ($\times D_s$) [m]	a_s [m ²]	G_s [kg/m ² s]	Re_s	h_o [W/m ² K]	U [W/m ² K]	ΔP_t [Pa]	ΔP_s [Pa]
0,2	0,046	661	13504	3797	322	6785	20670
0,4	0,092	331	6752	2745	312	6999	3226
0,6	0,138	220	4501	2270	304	7147	1135
0,8	0,184	165	3376	1983	299	7279	510
1	0,231	132	2689	1781	294	7394	284

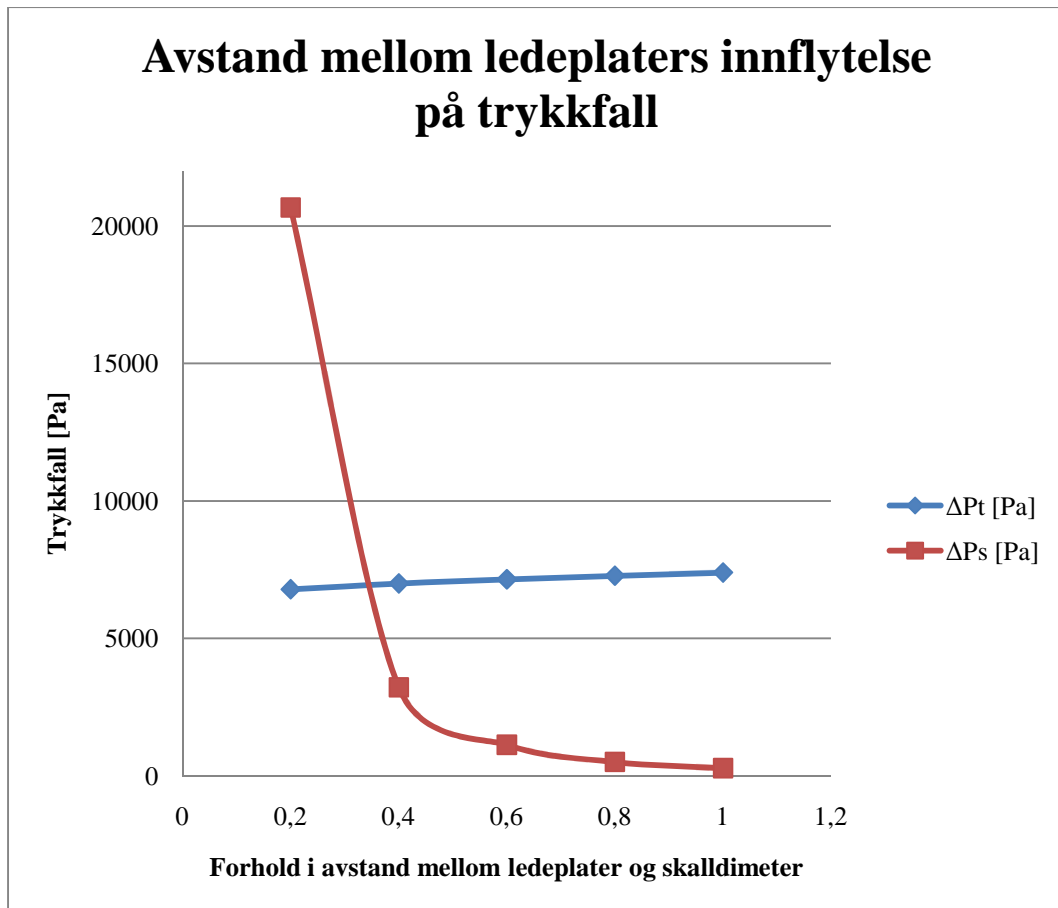
Figur 4.11 Tabell over data relatert varierende avstand mellom ledeplater



Figur 4.12 Avstand mellom ledeplaters innflytelse på varmeovergangskoeffisienten for utside av rør

Kommentar: Figur 4.12 illustrerer at det med økt avstand mellom ledeplater, på samme måte og med samme grunnlag som ved økt skalldiameter, fører til dårligere varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Det registreres en betydelig svekkelse i

varmeovergangskoeffisienten for utside av rør ved å øke avstanden mellom ledeplater fra 0,2 til 0,4 ganger skalldiameter.



Figur 4.12 Avstand mellom ledeplaters innflytelse på trykkfall

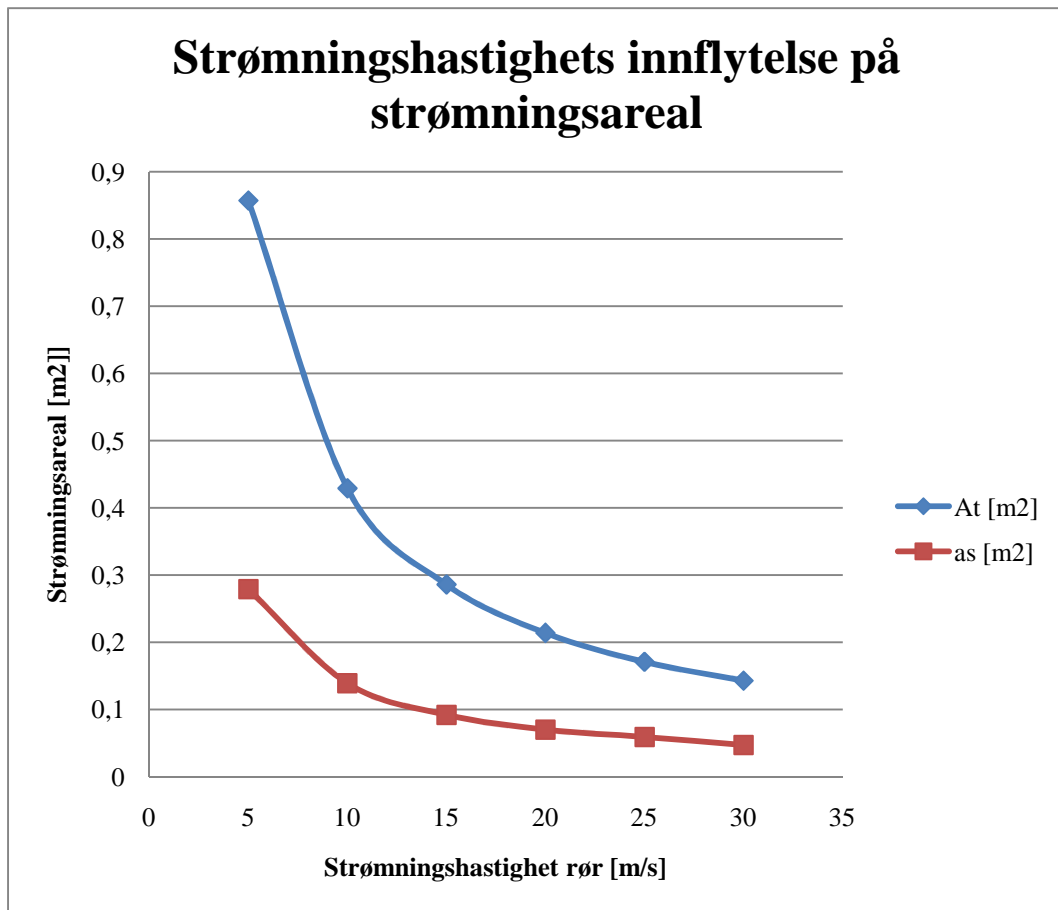
Kommentar: Trykkfallet for rørsiden vil med økt avstand mellom ledeplater, på samme måte og med samme grunnlag som økt skalldiameter, føre til en liten økning i trykkfallet på rørsiden. Trykkfallet for skallsiden vil med økt avstand mellom ledeplater også på samme måte og med samme grunnlag som økt skalldiameter, reduseres. Det er vesentlig forskjellig i trykkfallet på skallsiden for avstand mellom ledeplater på 0,2 kontra 0,4 ganger skalldiameteren. Da avstand mellom ledeplater er definert som lengden som inngår i strømningsarealet for kryssende strømming vil en halvering i avstanden mellom ledeplater føre til en halvering i strømningsarealet og en fordobling i massestrømming per areal for kryssende strømming.

4.4 BETYDNINGER VED VALG AV GJENNOMSNIITTLIG HASTIGHET I RØR

Det er i regnearket oppgitt veiledende strømningshastigheter for å unngå begroing og korrosjon for ulike medier. Valget av strømningshastighet i rør er en viktig parameter da den sammen med volumstrømningen definerer nødvendig strømningsarealet for rørene, i tillegg til å inngå direkte i Reynolds tall. Det er ved valg av gass på rørside anbefalt en strømningshastighet fra 15-30m/s. Det er under gjort en sammenligning for hastigheter fra 5-30m/s, med resultater i tabell under.

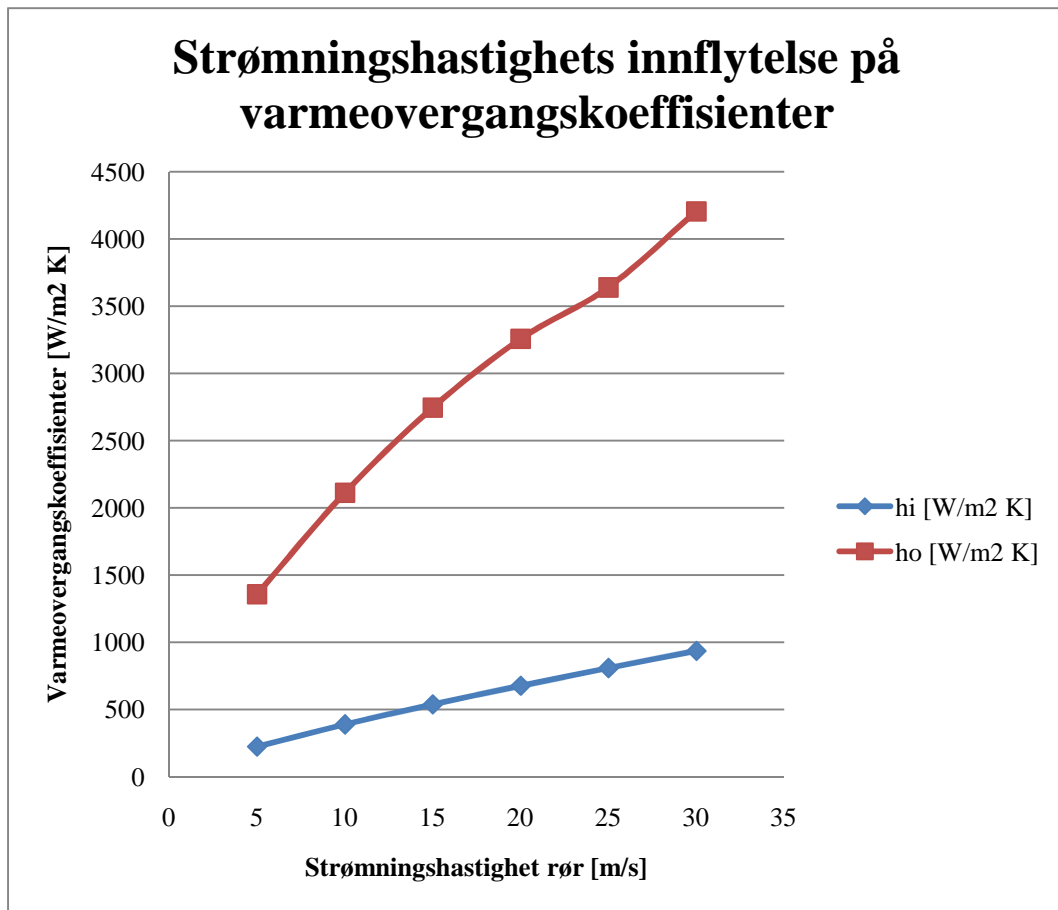
u_t [m/s]	A_t [m ²]	N_t	$D_{s,min}$ [m]	a_s [m ²]	h_i [W/m ²] K]	h_o [W/m ²] K]	U [W/m ²] K]	L_{ta} [m]	ΔP_t [Pa]	ΔP_s [Pa]
5	0,857	4284	1,86	0,279	223	1357	141	2,96	804	338
10	0,429	2142	1,32	0,139	388	2112	234	3,58	3110	1352
15	0,286	1428	1,08	0,092	537	2745	312	4,03	6999	3226
20	0,214	1071	0,94	0,07	676	3256	317	4,42	12560	5470
25	0,171	857	0,85	0,059	808	3639	438	4,78	19930	8321
30	0,143	714	0,77	0,047	935	4204	494	5,08	29026	12990

Figur 4.13 Tabell over data relatert variabel strømningshastighet i rør



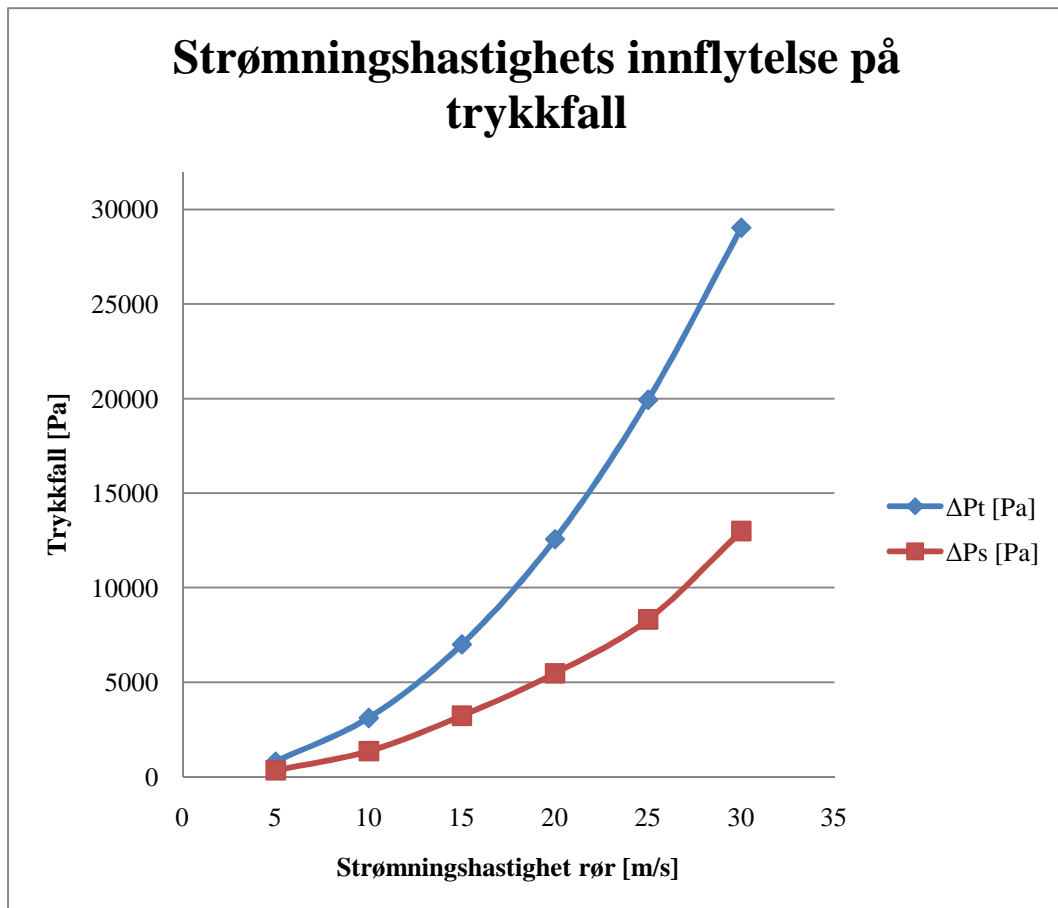
Figur 4.14 Strømningshastighets innflytelse på strømningsareal på skallside og rørside

Kommentar: Figur 4.14 viser at det med økt hastighet i rør vil føre til en reduksjon i strømningsarealene både på rørside og skallside. Strømningsarealet på rørsiden må nødvendigvis reduseres for at høyere strømningshastighet skal oppnås. Det er interessant at også strømningsarealet på skallside reduseres med økt hastighet i rør. Dette da et mindre strømningsareal for rør vil medføre en reduksjon i antall rør, bunt diameter og skaldiameter.



Figur 4.15 Strømningshastighets innflytelse på varmeovergangskoeffisienter

Kommentar: Figur 4.15 illustrerer at det med økt strømningshastighet i rør, til tross for økt Reynolds tall som inngår som nevner i uttrykket for varmeovergangskoeffisienten for innside av rør, vil føre til bedre varmeovergangskoeffisienter for både innside og utside av rør. Dette med grunnlag i økt massestrømning per areal, da strømningsarealene, som vist i figur 4.14, reduseres med økt strømningshastighet i rør.



Figur 4.16 Strømningshastighets innflytelse på trykkfall

Kommentar: Figur 4.16 viser at det med økt strømningshastighet i rør fører til en betydelig forøkelse av trykkfallet, særlig på rørsiden. Trykkfallet for rørsiden vil isolert sett øke med kvadratet av massestrømning per areal, som nevnt tidligere vil øke med økt hastighet. Det skrives isolert sett, da friksjonskoeffisienten vil reduseres med økt Reynolds tall som øker proporsjonalt med massestrømning per areal. Massestrømning per areal er dog en mye sterkere faktor i trykkfallet for rørsiden enn hva Reynolds tall er. De geometriske endringene for skallsiden, som strømningshastigheten på rørsiden medfører vil som figur 4.16 illustrerer, føre til at trykkfallet for skallsiden også øker med økt strømningshastighet for rør. Økningen er også her i hovedsak et resultat av redusert strømningsareal og økt massestrømning per areal, som reduksjonen i antall rør, bunt diameter og skaldiameter forårsaker.

4.5 BETYDNINGER VED VALG AV RØRMØNSTER

Valget av rørmønster er nok en parameter som har innvirkning på både trykkfall for rørside og skallside, samt varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Ofte vil designet være begrenset til rørmønster i 90° vinkel grunnet behov for mekanisk rengjøring. Dersom man står fritt å velge rørmønster er sammenhengene i tabell under verdt å merke seg.

Rørmønster [°]	D_{ctt} [m]	a_s [m ²]	h_o [W/m ² K]	U [W/m ² K]	A_o [m ²]	ΔP_t [Pa]	ΔP_s [Pa]
30	1,06	0,092	2745	312	385	6999	3226
45	1,14	0,155	1971	298	402	7312	1173
90	1,14	0,111	2162	302	397	7230	1543

Figur 4.17 Tabell over data relatert rørmønster

Kommentar: Det kan bekreftes i figur 4.17, at det som tidligere beskrevet ved valg av rørmønster i 30° vil føre til en mer kompakt varmeveksler; både ved redusert bunt diameter og nødvendig varmeoverførende areal, med grunn i økt varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Rørmønster i 30° vil også gjennom noe lavere nødvendig rørlengde oppleve et marginalt mindre trykkfall på rørsiden, mens trykkfallet for skallsiden derimot er markant høyere ved valg av dette rørmønsteret. Dette har grunn i endret avstander mellom rør, som i trykkfallsberegninger defineres normalt på strømrretningen. For rørmønster i 45° og 90° vil bunt diameteren naturligvis være lik, da mønsteret er det samme, bare i rotert variant. Rørmønster i 90° vil dog gi noe lavere nødvendig varmeoverførende areal, med grunnlag i høyere varmeovergangskoeffisient for utside av rør, sammenlignet med rørmønster i 45°. Grunnet små forskjeller i areal og lengde er det også små forskjeller i trykkfallet på rørside for de to rørmønstrene. Trykkfallet for skallsiden er noe redusert ved rørmønster i 45° sammenlignet med rørmønster i 90°. Dette med hovedsaklig grunn i de nevnte røravstandene normalt på strømrretning, og et noe høyere strømningsareal som vil gi mindre massestrømning per areal for skallside.

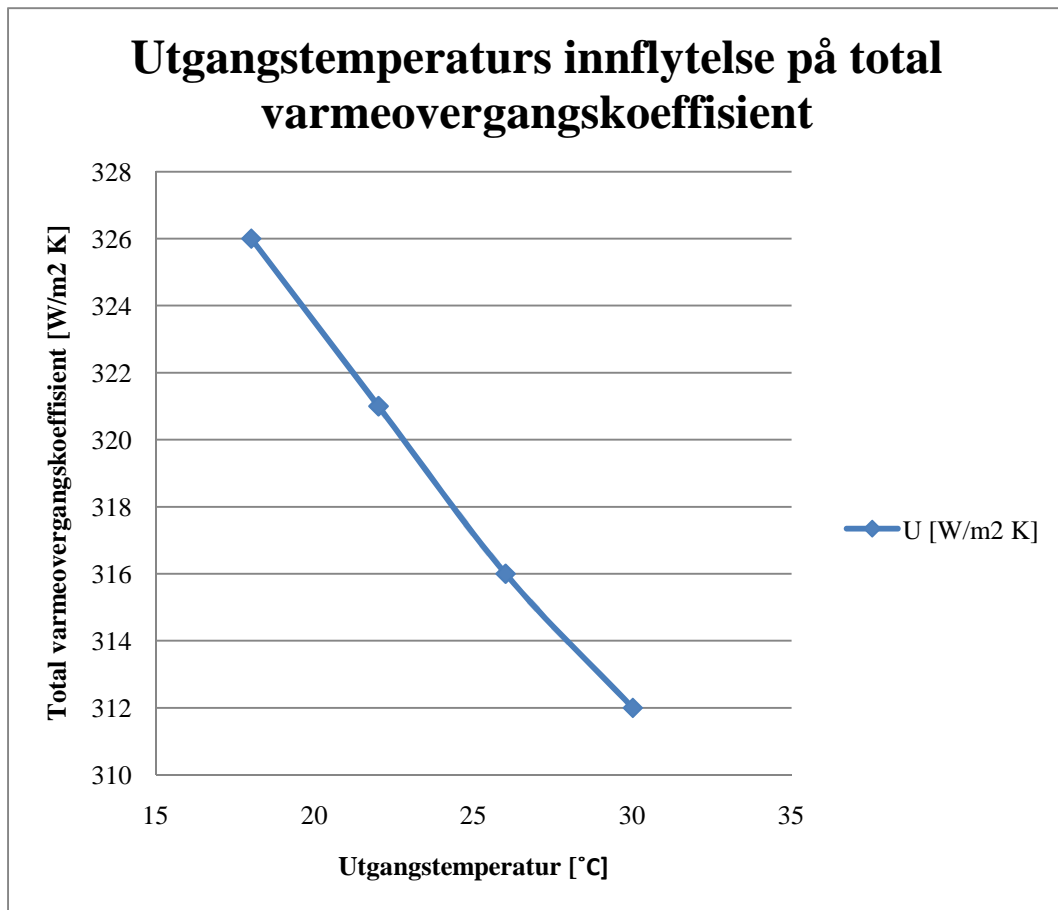
4.6 BETYDNINGER VED VALG AV KOMBINASJON AV UTGANGSTEMPERATUR OG MASSESTRØMNING PÅ SKALLSIDE

Dersom man med utgangspunkt i nødvendig varmerate, står fritt å velge kombinasjon av utgangstemperatur og massestrømning for det kjølede mediet på skallsiden, vil et naturlig spørsmål være hvilken kombinasjon som vil gi best ytelse med hensyn på LMTD, korreksjonsfaktor og varmeovergangskoeffisienter med korrelerende nødvendig varmeoverførende areal og trykkfall. Det er sett på den ene studien hvor gass kjøles fra 70°C til 25°C og det er antatt en inngangstemperatur i kjølede medium på 8°C. Følgende data med varierende utgangstemperatur og tilhørende nødvendig massestrømning på skallsiden er registrert:

T _{c,o} [°C]	M _s [kg/s]	LMTD	F	G _s [kg/m ² s]	h _o [W/m ² K]	U [W/m ² K]	A _o [m ²]	ΔPt [Pa]	ΔPs [Pa]
18	66,94	31,31	0,91	728	4529	326	302	5566	11241
22	47,78	29,87	0,9	519	3656	321	325	5962	6021
26	37,11	28,39	0,89	403	3114	316	351	6406	4212
30	30,42	26,88	0,87	331	2745	312	385	6999	3226

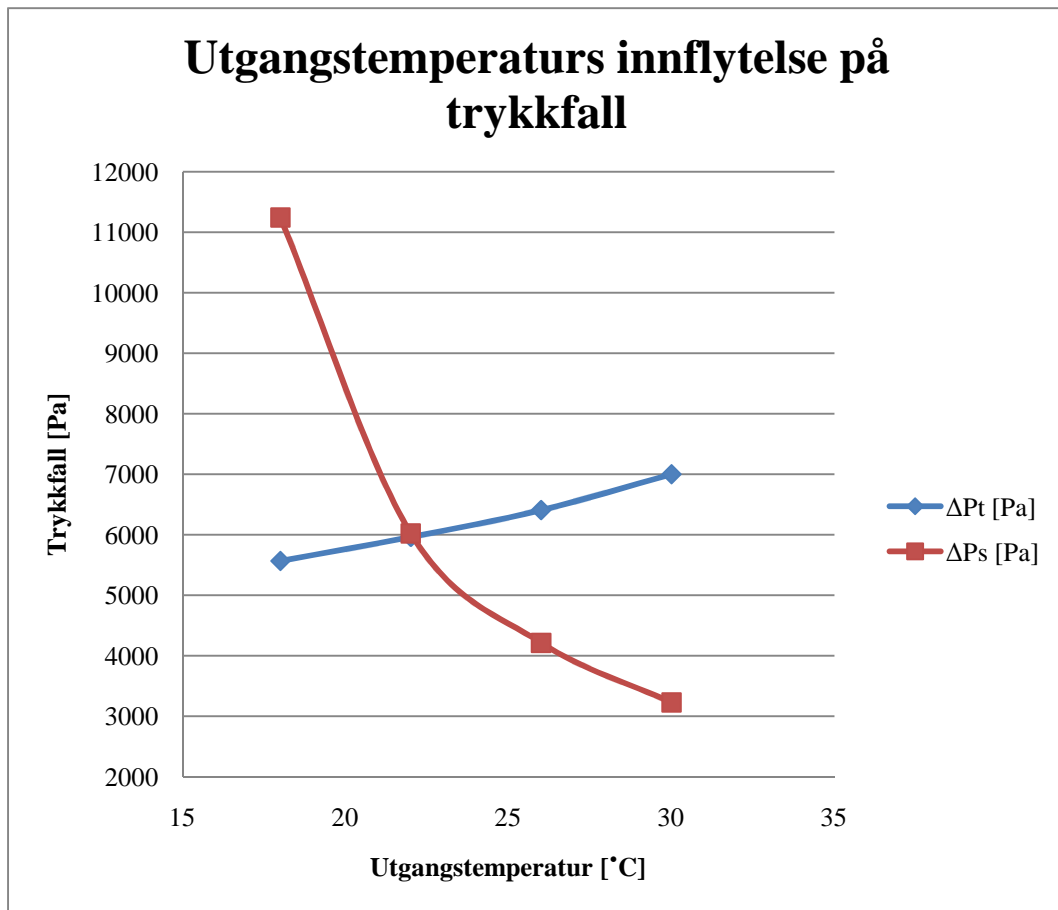
Figur 4.18 Tabell over data relatert varierende utgangstemperatur

Det gjøres oppmerksom på at det i denne analysen ikke er implementert endringer i vannets fysiske egenskaper. Endringene i vannets fysiske egenskaper som en forøkning i utgangstemperatur på 12 °C medfører er regnet som liten av betydning i denne sammenheng. Det er senere i rapporten under resultat av studier utdypet hvilke utslag forenklinger i vannets fysiske egenskaper gir.



Figur 4.19 Utgangstemperaturs innflytelse på total varmeovergangskoeffisient

Kommentar: Det kan ses av figur 4.19 at det ved å velge høyere utgangstemperatur i kombinasjon med lavere massestrømning vil medføre en reduksjon i den totale varmeovergangskoeffisienten. Svekkelsen i den totale varmeovergangskoeffisienten for varmeveksleren kommer av en reduksjon i varmeovergangskoeffisienten for utsiden av rør som følge av redusert massestrømning per areal som nødvendigvis medfølger lavere massestrømning.



Figur 4.20 Utgangstemperatures innflytelse på trykkfall

Kommentar: Det vil med økt utgangstemperatur og redusert massestrømning på skallsiden, føre til økt trykkfall for rørsiden, mens det for skallsiden vil oppleves en reduksjon i trykkfallet. Det vil med økt utgangstemperatur føre til større behov for overflateareal på grunn av reduksjon i den totale varmeovergangskoeffisienten og LMTD. Dette medfører behov for lengre rør som resulterer i høyere trykkfall på rørside. For skallsiden vil trykkfallet reduseres med grunnlag i reduksjonen av massestrømning per areal som medfølger økt utgangstemperatur og lavere massestrømning.

Det nevnes i tillegg, med henvisning til tabell i figur 4.18, at det ved å øke utgangstemperatur og senke massestrømning, vil føre til redusert korreksjonsfaktor relatert LMTD. Liten massestrømning på skallsiden vil ligne mindre et rent motstrømsarrangement enn hva høyere massestrømning vil gjøre.

4.7 OPPSUMMERING AV PARAMETERANALYSE

Resultatene av parameteranalysene som er gjennomført er oppsummert i tabell under.

	U	A _o	ΔP _t	ΔP _s
D _o ↑	↓	↑	↓	↑
D _s ↑	↓	↑	↑	↓
B ↑	↓	↑	↑	↓
U _t ↑	↑	↓	↑	↑
30°	↑	↓	↓	↑
45°	↓	↑	↑	↓
T _{c,o} ↑	↓	↑	↑	↓

Figur 4.21 Tabell over oppsummering av parameteranalyse

Det følger i tabellen over en oppsummering i hva en økning i de forskjellige parametrene vil medføre i total varmeovergangskoeffisient, nødvendig varmeoverførende areal og trykkfall.

Dersom en varmeveksler med gode varmeovergangstall og lite areal ønskes bør det velges:

- Liten rørdiameter
- Liten skalldiameter (liten klaring i forhold bunt diameter)
- Liten avstand mellom ledeplater
- Høy strømningshastighet i rør
- Rør i 30 mønster
- Lav utgangstemperatur mot høy massestrømning på skallside

Dersom trykkfall på rørside ønskes å minimeres bør det velges:

- Stor rørdiameter
- Liten skalldiameter
- Liten avstand mellom ledeplater
- Liten strømningshastighet i rør
- Rør i 30 mønster
- Lav utgangstemperatur mot høy massestrømning på skallside

Dersom trykkfall på skallside ønskes å minimeres bør det velges:

- Liten rørdiameter
- Stor skalldiameter
- Stor avstand mellom ledeplater
- Liten strømningshastighet i rør
- Rør i 45 mønster
- Høy utgangstemperatur mot liten massestrømning på skallside

5. STUDIER, RESULTATER OG SAMMENLIGNING MED HTFS

5.1 INTRODUKSJON

Det er i oppgaven gjort studier for 4 forskjellige gasstrømninger tatt fra plattformen Draugen. Alle tilfellene omhandler gasskjøling uten faseendring, i forbindelse med lettelse av kompressorarbeid. Det benyttes indirekte varmeveksling mellom sjøvann og ferskvann iblandet kjølemiddel. Dette for å begrense begroing og korrosjon på skallsiden i varmeveksleren, da gasstrømningen blir valgt til rørsiden, etter veiledning for sidevalg av medier beskrevet tidligere i oppgaven. Det er i beregninger både i HTFS og regneark tatt utgangspunkt i ferskvanns fysiske egenskaper for skallsiden, mens det for gasstrømningene er hentet egenskaper fra prosessprogrammet HYSYS. I beregninger i regnearket er gassenes fysiske egenskaper spesifisert ved gjennomsnittlige verdier mellom inngangs- og utgangstemperatur, mens det for kjølevannet er tatt utgangspunkt i fysiske egenskaper ved middeltemperatur.

Det er antatt en inngangstemperatur i kjølevannet på 8°C, mens utgangstemperatur og massestrømning for hvert tilfelle er justert slik at tilført varmerate på kjølevæsken samsvarer med gassens avgitte varmerate. I de 4 forskjellige studiene varierer gassene både i trykk, temperatur, sammensetning og følgelig fysiske egenskaper. Trykket strekker seg fra rundt 600kpa til 17000kpa og inngangstemperatur varierer fra 70°C til 150°C.

Det er i studiene gjort sammenligninger mellom to forskjellige rørmønstre for alle tilfellene. De to første og den fjerde med rør ordnet i 30° og 90°, mens det for den tredje er gjort sammenligninger mellom rør ordnet i 45° og 90°. Alle studiene er først gjennomført i HTFS, programmet Aker Solutions bruker for beregninger av varmevekslere, for videre å kunne sammenligne med resultater av regnearket som er utviklet i oppgaven. HTFS har et uttallig antall variable designparametre tilgjengelig for manuelle spesifiseringer, hvor den ene, er spesifisering av tillatt trykkfall. Ved ikke å spesifisere noe tillatt trykkfall, antar HTFS selv en verdi basert på inngangstrykket. Det er valgt og ikke å spesifisere noen grense for tillatt trykkfall, men det er gjort variasjoner i inngangstrykket på skallsiden for å se om det kan gi utslag. Det er derimot spesifisert restriksjoner i at designet av varmeveksleren skal begrense seg til ett E-skall med én rørpasasje og tversgående ledeplater, som regnearket er begrenset

til. HTFS beregner dimensjoner, ytelser og karakteristikk for den beste varmeveksleren i forhold til kostnad og areal, basert på disse restriksjonene og valgt rørdiameter med veggtykkelse som er spesifisert.

Etter beregninger er utført i HTFS, er det etter samme premisser gjort beregninger for en tilsvarende varmeveksler i regnearket. Det vil si det er valgt samme diameter og veggtykkelse for rør, varmeledningskoeffisient for rørvegg, begroings- og korrosjonsmotstand for innside av rør og lik åpning i ledeplater. Det velges i tillegg omtrentlig lik avstand mellom ledeplater og valg av hastighet i rør gjøres slik at beregnet antall rør i regnearket er i samsvar med hva som er spesifisert av HTFS. På den måten sikres best mulig sammenligningsgrunnlag. Noen av sammenligningsdataene er i HTFS beregnet ved inngang og utgang av medier, mens det for alle beregninger i regnearket er basert på gjennomsnittlige data.

Det er under gitt resultater i tabeller, med korte kommentarer for hvert av studiene, før det videre er gjort sammenligninger og trukket slutninger basert på resultater på tvers av studiene i 90° rørmønster sammenlignet regneark og HTFS seg imellom. For fullstendig oversikt over beregninger av studier utført i HTFS og regneark, refereres det til henholdsvis vedlegg E og G. Vedlegg G – Beregninger av studier utført i regneark, er kun å finne i elektronisk utgave av oppgaven.

5.2 STUDIE 1

Det er i tabell under vist de viktigste strømningsdata for gassen som kjøles i studie 1. Dataene er utdrag av dataeksport fra HYSYS, mens fullstendig oversikt over dataeksporten er vedlagt i vedlegg C.

Studie 1	In	Out
Temperature [C]	70	35
Pressure [kPa]	612,8976471	612,8976471
Mass Flow [kg/h]	114091,7952	114091,7952
Mass Density [kg/m ³]	30,6809911	30,6809911
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	2,042148196	1,886933596
Thermal Conductivity [W/m-K]	3,04E-02	2,49E-02
Viscosity [cP]	1,17E-02	1,03E-02

Figur 5.1 Data for gass i studie 1

Dataene i tabell ovenfor er videre satt direkte inn i HTFS mens det for regnearket er innsatt gjennomsnittsverdier av fysiske egenskaper. Det er spesifisert å bruke vann på skallsiden med valgt inngangstemperatur på 8°C og utgangstemperatur på 30°C. Følgende fysiske egenskaper ved vannets inngangs-, middel- og utgangstemperatur samt ved valgt inngangstrykk er hentet fra HTFS' databank:

Vann, studie 1	In	Middel	Out
Temperature [C]	8	19	30
Pressure [kPa]	200		
Mass Density [kg/m ³]	998,59	998,9	997,34
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	4,198	4,194	4,19
Thermal Conductivity [W/m-K]	0,5773	0,5924	0,607
Viscosity [cP]	1,4157	1,0431	0,7998

Figur 5.2 Data for vann i studie 1

I alle studiene er det valgt å anvende fysiske egenskaper ved vannets middeltemperatur. Det er for begge to rørmønstrene i studie 1 valgt å bruke karbonstål som rørmateriale, med ytterdiameter lik 25mm og veggtykkelse 2mm. Dette er tilfeldig valgt og ikke sjekket opp mot trykkbegrensninger, men HTFS, som følger ASME-koder, angir dette som et alternativ. HTFS spesifiserer for dette en tilhørende varmeledningskoeffisient for rørmateriale lik 51,54 W/m K.

Det er som siste spesifikasjon før beregninger er utført, valgt en begroings- og korrosjonsmotstand for rørside lik $0,0003 \text{ m}^2\text{K/W} / 0,0017 \text{ h}\cdot\text{Ft}^2\cdot^\circ\text{F}/\text{BTU}$.

Det følger under tabell over resultater av studie 1 ved 30° rørmønster.

STUDIE 1	30°		
	HTFS	REGNEARK	
Minimum skalldiameter, $D_{s,\min}$ [m] (kun regneark)		0,73	
Skalldiameter, D_s [m]	0,75	0,75	
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	6,755	6,760	
Valgt rørlengde, L [m]	6,850	6,910	
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,22	0,225 @ $B/D_s=0,3$	
Antall ledeplater, N_b	28	30	
Antall rør, N_t	454	458 @ $u_t=27\text{m/s}$	
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	21,13	21,13	
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	240,9	243	
Total varmerate, q [kW]	2801,6	2802,4	
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	30,37	30,37	
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	428,4	492	
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot D_i/D_o$ [W/m² K]	600,5	684	
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	3713,7	4397	
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	23647,1	23649	
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2800	3341	
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	27,16	23,39	
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	22728	22588	
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	27237	29145	
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	29,6	26,64	27
Hastighet skallside, u_s [m/s]	1	1	0,82
Reynolds tall rørside, Re_t	361740	410909	381179
Reynolds tall skallside, Re_s	17672	31280	19672
Prandtls tall rørside, Pr_t	0,79	0,78	0,78
Prandtls tall skallside, Pr_s	10,3	5,52	7,38

Figur 5.3 Resultater av studie 1 ved 30° rørmønster

Kommentar: Det viser i tabellen over at det er god samsvar i nødvendig varmeoverførende areal og rørlengde beregnet i regneark sammenlignet med HTFS. Dette til tross for noe variasjon i effektiv MTD og total varmeovergangskoeffisient. Det ses også bra samsvar i

trykkfallene og de dimensjonsløse tallene, men det merkes at Reynolds tall for skallside beregnet i regneark ligger noe under gjennomsnittet av inngang og utgang beregnet i HTFS.

Under følger resultater av samme studie i 90° mønster.

STUDIE 1	90°		
	HTFS	REGNEARK	
Minimum skalldiameter, $D_{s,min}$ [m] (kun regneark)		0,76	
Skalldiameter, D_s [m]	0,775	0,775	
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	7,055	7,140	
Valgt rørlengde, L [m]	7,150	7,290	
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,250	0,248 @ $B/D_s=0,32$	
Antall ledeplater, N_B	26	28	
Antall rør, N_t	424	424 @ $u_t=29,2$	
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	19,66	19,66	
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	234,9	238	
Total varmerate, q [kW]	2801,6	2802,4	
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	30,37	30,37	
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	440,1	505	
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot D_i / D_o$ [W/m² K]	634	727	
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	3383,2	3763	
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	23647,1	23649	
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2800	3341	
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	27,16	23,39	
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	25770	27331	
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	23662	18156	
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	31,7	28,25	29,2
Hastighet skallside, u_s [m/s]	0,85	0,85	0,74
Reynolds tall rørside, Re_t	387335	439983	412238
Reynolds tall skallside, Re_s	14964	26487	17753
Prandtl's tall rørside, Pr_t	0,79	0,78	0,78
Prandtl's tall skallside, Pr_s	10,3	5,52	7,38

Figur 5.4 Resultater av studie 1 ved 90° rørmønster

Kommentar: Også for rørmønster i 90° er det god samsvar i nødvendig varmeoverførende areal og lengde av rør mellom de to beregningsmetodene, til tross for at det også her er beregnet høyere total varmeovergangskoeffisient og lavere effektiv MTD i regneark sammenlignet med HTFS. Forskjellene i beregnet trykkfall er ikke betydelige men det merkes

at det for denne rørvarianten er beregnet høyere trykkfall for rørside og lavere for skallside i regneark sammenlignet med HTFS. Dette er motsatt av forskjellene ved rørmønster i 30°. Trykkfallene for de forskjellige rørmønstrene i studiene kan for øvrig ikke direkte sammenlignes slik som det er gjort i parameteranalysen, da det her også er geometriske variasjoner. For øvrig ses det også her at Reynolds tall for skallside beregnet i regneark er nærmere inngangsverdien enn gjennomsnittet beregnet i HTFS.

5.3 STUDIE 2

Gassen i studie 2 er av høyere trykk og inngangstemperatur enn gassen i studie 1.

Massestrømmen er også noe redusert samtidig som tettheten er økt, sammenlignet med studie

1. Under følger tabell med utdrag fra data av gassen som kjøles i studie 2. Det refereres til vedlegg C for komplett dataeksport fra HYSYS.

Studie 2	In	Out
Temperature [C]	90	25,00000016
Pressure [kPa]	2084,828584	2084,828584
Mass Flow [kg/h]	88024,01536	88024,01536
Mass Density [kg/m3]	20,12101981	26,35792023
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	2,241669926	2,115546987
Thermal Conductivity [W/m-K]	3,60E-02	2,80E-02
Viscosity [cP]	1,31E-02	1,11E-02

Figur 5.5 Data for gass i studie 2

Det er i studie 2 valgt å sette utgangstemperatur på kjølevæsken til 47°C. Under følger data for vannet ved spesifisert temperatur og inngangstrykk, hentet fra HTFS' databank.

Vann, studie 2	In	Middel	Out
Temperature [C]	8	27,5	47
Pressure [kPa]	200		
Mass Density [kg/m3]	998,59	997,85	991,88
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	4,198	4,191	4,186
Thermal Conductivity [W/m-K]	0,5773	0,6037	0,6284
Viscosity [cP]	1,4157	0,8462	0,5785

Figur 5.6 Data for vann i studie 2

Det er i studie 2 valgt å bruke ytterdiameter av rør lik 25mm og veggtykkelse på 2,6mm. Det brukes karbonstål som rørmateriale som i studie 1 og alle de øvrige studier, men HTFS spesifiserer en noe endret varmeledningskoeffisient for denne veggtykkelsen og temperaturdifferansen; tilsvarende 51,3 W/m K. Det velges også her, samt i øvrige studier, en begroings- og korrosjonsmotstand for rørside lik 0,0003 m²K/W / 0,0017 h·Ft²·°F/BTU.

Resultater fra studie 2 ved 30° rørmønster følger under i figur 5.7.

STUDIE 2	30°		
	HTFS		REGNEARK
Minimum skaldiameter, $D_{s,min}$ [m] (kun regneark)			0,69
Skaldiameter, D_s [m]	0,7		0,71
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	9,173		10,270
Valgt rørlengde, L [m]	9,250		10,410
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,275		0,284 @ $B/D_s=0,4$
Antall ledeplater, N_B	32		36
Antall rør, N_t	410		407 @ $u_t=8,4\text{m/s}$
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	29,04		29,04
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	293,8		328
Total varmerate, q [kW]	3462,5		3463,1
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	21,18		21,18
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	419,6		483
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot D_i/D_o$ [W/m² K]	610,9		699
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	3221,4		3544
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	17605,5		17599
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2640		3341
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	28,32		21,86
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	13802		11474
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	8308		8963
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	9,63	7,38	8,4
Hastighet skallside, u_s [m/s]	0,57	0,57	0,48
Reynolds tall rørside, Re_t	292744	345490	319444
Reynolds tall skallside, Re_s	9969	24396	14221
Prandtlis tall rørside, Pr_t	0,82	0,84	0,82
Prandtlis tall skallside, Pr_s	10,3	3,85	5,87

Figur 5.7 Resultater av studie 2 ved 30° rørmønster

Kommentar: Til estimering å være ses det også her en grei samsvarelse i varmeoverførende areal, varmeovergangskoeffisienter og trykkfall. Det er for begge de to første studiene i 30° rørmønster beregnet et noe lavere trykkfall på rørside ved bruk av regnearket sammenlignet med HTFS, mens det for skallsiden er motsatt for begge tilfeller. Det er i studie 2, mellom de to beregningsmetodene forskjell av betydning i beregnet effektiv MTD. Effektiv MTD i studie 2 beregnet ved hjelp av HTFS er faktisk høyere enn beregnet LMTD, ukorrigert MTD, er i gjort i regnearket.

STUDIE 2	90°		
	HTFS	REGNEARK	
Minimum skalldiameter, $D_{s,min}$ [m] (kun regneark)		0,69	
Skalldiameter, D_s [m]	0,71	0,71	
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	9,803	11,030	
Valgt rørlengde, L [m]	9,850	11,180	
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,225	0,227 @ $B/D_s=0,32$	
Antall ledeplater, N_B	42	48	
Antall rør, N_t	352	349 @ $u_t=9,8$	
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	19,09	19,09	
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	268,8	302	
Total varmerate, q [kW]	3462,5	3463,1	
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	21,18	21,18	
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	457	524	
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot D_i/D_o$ [W/m² K]	689,6	790	
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	3303	3505	
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	17605,5	17599	
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2640	3341	
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	28,32	21,86	
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	10890	16139	
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	24592	18154	
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	11,21	8,6	9,8
Hastighet skallside, u_s [m/s]	0,71	0,72	0,59
Reynolds tall rørside, Re_t	340980	402418	372685
Reynolds tall skallside, Re_s	12603	30841	17382
Prandtl's tall rørside, Pr_t	0,82	0,84	0,82
Prandtl's tall skallside, Pr_s	10,3	3,85	5,87

Figur 5.8 Resultater av studie 2 ved 90° rørmønster

Kommentar: Det er også for denne studien ved 90° rørmønster beregnet høyere trykkfall på rørside ved hjelp av regneark sammenlignet med HTFS. Forskjellen her blir også forsterket i takt med økt forskjell i rørlengde, med grunnlag i avvik i total varmeovergangskoeffisient og særlig i nevnte effektiv MTD. Samme tendens i Reynolds tall for skallsiden observeres også i studie 2 som notert i studie 1. Det kan se ut til at spriket i varmeovergangstallene øker med økt temperaturforskjell, dersom tallene for studie 2 sammenlignes med studie 1. For de to neste studiene økes inngangstemperatur og trykk av gass ytterligere.

5.4 STUDIE 3

Gassen som kjøles i studie 3 er i hovedtrekk beskrevet i tabell under. For komplett oversikt over data, se vedlegg C.

Studie 3	In	Out
Temperature [C]	102,8386277	55,8
Pressure [kPa]	5572,580116	5572,580116
Mass Flow [kg/h]	76643,52501	76643,52501
Mass Density [kg/m ³]	57,17296106	74,64149077
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	2,544180591	2,720154369
Thermal Conductivity [W/m-K]	4,11E-02	3,64E-02
Viscosity [cP]	1,50E-02	1,42E-02

Figur 5.9 Data for gass i studie 3

Både trykk og inngangstemperatur er hevet i forhold til de to foregående studiene. Gassen kjøles til 55,8°C og det er valgt å sette utgangstemperatur på kjølevannet til 60°C. Data for kjølevannet hentet fra HTFS' databank, er postet under.

Vann, studie 3	In	Middel	Out
Temperature [C]	8	34	60
Pressure [kPa]	500		
Mass Density [kg/m ³]	998,59	996,37	985,66
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	4,198	4,189	4,186
Thermal Conductivity [W/m-K]	0,5773	0,6122	0,6432
Viscosity [cP]	1,4157	0,7344	0,4743

Figur 5.10 Data for vann i studie 4

Det er valgt å øke inngangstrykket på kjølevannet til 500kPa for senere å se om det kan gjøre utslag i trykkfallsdistribusjonen og beregninger. Det er i studie 3 valgt ytterdiameter av rør til 25,4mm og veggtykkelse lik 2,6mm med samme materialkvalitet som tidligere og varmeledningskoeffisient pålydende 50,8 W/m K. Det er i studie 3 sett på rør orientert i 45° og 90° mønster, med resultater postet i henholdsvis figur 5.11 og 5.12 under.

STUDIE 3	45°		
	HTFS		REGNEARK
Minimum skalldiameter, $D_{s,min}$ [m] (kun regneark)			0,37
Skalldiameter, D_s [m]	0,38735		0,38735
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	9,379		9,380
Valgt rørlengde, L [m]	9,550		9,460
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,175		0,174 @ $B/D_s=0,45$
Antall ledeplater, N_b	52		53
Antall rør, N_t	89		92 @ $u_t=11\text{m/s}$
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	35,51		35,51
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	66,9		69
Total varmerate, q [kW]	2633,8		2633,6
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	12,09		12,09
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	889,9		964
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot D_i/D_o$ [W/m² K]	2060,7		2213
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	4900,5		4369
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	17477,1		17462
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2650,9		3341
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	45,01		39,82
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	34040		37340
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	27699		8421
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	13,06	10,06	11
Hastighet skallside, u_s [m/s]	0,65	0,65	0,61
Reynolds tall rørside, Re_t	1005186	1061816	1003096
Reynolds tall skallside, Re_s	11580	34564	20907
Prandtl's tall rørside, Pr_t	0,93	1,06	0,99
Prandtl's tall skallside, Pr_s	10,3	3,09	5,03

Figur 5.11 Resultater av studie 3 ved 45° rørmønster

Kommentar: Avviket i trykkfallet på skallsiden er i denne studien påfallende. Av størst variasjon fra forrige studier er inngangstrykket høyere og skalldiameteren er redusert, samtidig som andelen av kuttet i ledeplater er økt. Det kan se ut til at inngangstrykket på skallsiden påvirker avvik i beregnede trykkfall i negativ retning. For studie 4 vil det derfor bli valgt enda høyere inngangstrykk for kjølevannet. Først resultater fra studie 3 ved 90° rørmønster postet under.

STUDIE 3	90°		
	HTFS	REGNEARK	
Minimum skaldiameter, $D_{s,min}$ [m] (kun regneark)		0,37	
Skaldiameter, D_s [m]	0,38735	0,38735	
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	9,244	9,330	
Valgt rørlengde, L [m]	9,250	9,400	
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,2	0,194 @ $B/D_s=0,5$	
Antall ledeplater, N_B	44	48	
Antall rør, N_t	92	92 @ $u_t=11$ m/s	
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	33,61	33,61	
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	67	68	
Total varmerate, q [kW]	2633,8	2633,6	
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	12,09	12,09	
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	873,8	970	
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot D_i/D_o$ [W/m² K]	2007,1	2213	
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	4723,7	4483	
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	17477,1	17462	
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2650,9	3341	
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	45,01	39,82	
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	31603	37103	
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	29500	8633	
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	12,63	9,73	11
Hastighet skallside, u_s [m/s]	0,79	0,8	0,71
Reynolds tall rørside, Re_t	972408	1027192	1003096
Reynolds tall skallside, Re_s	14073	42003	24597
Prandtl's tall rørside, Pr_t	0,93	1,06	0,99
Prandtl's tall skallside, Pr_s	10,3	3,09	5,03

Figur 5.12 Resultater av studie 3 ved 90° rørmønster

Kommentar: Også for 90° er det betydelige forskjeller i trykkfallet på skallsiden. Det registreres for øvrig i studie 3 bedre samsvar i MTD og total varmeovergangskoeffisient sammenlignet med studie 2, til tross for økt trykk, temperaturdifferanser og forhold i massestrømninger.

5.5 STUDIE 4

Studie 4 er mer en eksperimentell studie enn de andre. Gassen som kjøles i studie 4 er av absolutt størst trykk og inngangstemperatur av alle gassene det er sett på i denne oppgaven. Den har fysiske egenskaper som ligner væske, med økning i viskositet og varmekapasitet ved redusert temperatur. Det er likevel spesifisert at det ikke forekommer faseendring med kjølingen. Temperaturforskjellen mellom inngang og utgang er størst av alle studiene, samt at studie 4 er det tilfellet hvor massestrømmen av gassen er minst og tettheten med trykket følgelig størst. Følgende utdrag av data fra gassen er hentet fra vedlegg C:

Studie 4	In	Out
Temperature [C]	150,8759069	34,3
Pressure [kPa]	16926,74711	16926,74711
Mass Flow [kg/h]	65808,18571	65808,18571
Mass Density [kg/m ³]	156,7295559	(324,9355118)
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	2,544180591	2,720154369
Thermal Conductivity [W/m-K]	6,04E-02	7,36E-02
Viscosity [cP]	2,27E-02	3,05E-02

Figur 5.13 Data for gass i studie 4

Merk: HTFS ville ikke godta den høye tettheten ved utgangstemperatur ved betingelse at det ikke skulle forekomme faseendring. Det ble derfor nødvendig å spesifisere tettheten ved inngang som gjennomsnittsverdi for tettheten i denne studien. De andre fysiske egenskapene for rørsiden er derimot blitt spesifisert ved gjennomsnitt av inngangs- og utgangstemperatur slik det har blitt gjort tidligere. Dette har naturligvis blitt utført i både HTFS og regneark.

Det kan som nevnt tidligere se ut til at inngangstrykket i kjølevannet er av betydning for trykkfallet på skallsiden. Det er derfor i studie 4 valgt enda høyere inngangstrykk på skallsiden, samtidig som vannets utgangstemperatur er høynet til 70° C. Vannets data kan kort oppsummeres etter følgende utdrag fra HTFS' databank:

Vann, studie 4	In	Middel	Out
Temperature [C]	8	39	70
Pressure [kPa]	1000		
Mass Density [kg/m ³]	998,59	994,87	979,91
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	4,198	4,188	4,186
Thermal Conductivity [W/m-K]	0,5773	0,6186	0,6535
Viscosity [cP]	1,4157	0,6657	0,4107

Figur 5.14 Data for vann i studie 4

Det er i studie 4 økt veggtykkelsen til 3mm for ytterdiameter av rør lik 25mm, med tilhørende varmeledningskoeffisient lik 50,55 W/m K. Som resultat av lavere massestrømning kombinert med større massetetthet for gassen i studie 4 sammenlignet med de andre studiene, følger det lavere hastighet på rørsiden enn hva som tidligere er anbefalt med hensyn på fare for begroing. Resultater fra studie 4 er for de to rørmønstrene oppsummert i tabeller under.

STUDIE 4	30°		
	HTFS		REGNEARK
Minimum skalldiameter, $D_{s,min}$ [m] (kun regneark)			0,47
Skalldiameter, D_s [m]	0,48895		0,48895
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	14,691		15,860
Valgt rørlengde, L [m]	14,700		15,960
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,315	0,318 @ $B/D_s=0,65$	
Antall ledeplater, N_B	44		49
Antall rør, N_t	176	179 @ $u_t=2,3m/s$	
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	38,93		38,93
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	199,9		223
Total varmerate, q [kW]	6951		6950,6
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	26,76		26,76
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	733,2		802
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot Di/Do$ [W/m² K]	1394,6		1432
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	5428,3		5532
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	14736,6		14736
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2533,3		3341
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	47,45		38,87
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	7106		9782
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	40023		12894
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	2,34	2,34	2,3
Hastighet skallside, u_s [m/s]	0,87	0,89	0,75
Reynolds tall rørside, Re_t	306642	228202	257845
Reynolds tall skallside, Re_s	15390	53046	27915
Prandtl's tall rørside, Pr_t	1,15	1,44	1,29
Prandtl's tall skallside, Pr_s	10,3	2,63	4,51

Figur 5.15 Resultater av studie 4 ved 30° rørmønster

Kommentar: Det er oppsiktsvekkende forskjell i resultatene over trykkfallet på skallsiden. Avviket har økt ytterligere fra forrige studie. Ellers ser ikke spriket i resultatene ut til å bli av overdrevet forskjell som følge av økt trykk, temperaturforskjell og endret fysiske egenskaper. Noe høyere trykkfall på rørsiden er dog beregnet i regneark sammenlignet med HTFS. Det samme er også rørlengden som er av betydning for dette trykkfallet.

STUDIE 4	90°		
	HTFS	REGNEARK	
Minimum skaldiameter, $D_{s,min}$ [m] (kun regneark)		0,52	
Skaldiameter, D_s [m]	0,53975	0,53975	
Nødvendig varmelengde rør, L_{ta} [m]	14,278	15,710	
Valgt rørlengde, L [m]	14,400	15,820	
Avstand mellom ledeplater, B [m]	0,405	0,405 @ $B/D_s=0,75$	
Antall ledeplater, N_B	34	38	
Antall rør, N_t	196	196 @ $u_t=2,1$	
Kutt i ledeplater, B_c [% D_s]	38,38	38,38	
Nødvendig varmeoverførende areal, A_o [m²]	217,7	242	
Total varmerate, q [kW]	6951	6950,6	
Nødvendig massestrøm skallside, m_s [kg/s]	26,76	26,76	
Total varmeovergangskoeffisient, U [W/m² K]	678,6	740	
Varmovergangskoeffisient for innside av rør, $h_i \cdot D_i/D_o$ [W/m² K]	1280,2	1332	
Varmovergangskoeffisient for utside av rør, h_o [W/m² K]	4350,1	4277	
Varmovergangskoeffisient for rørvegg, h_w [W/m ² K]	14736,6	14736	
Varmovergangskoeffisient for begroing og korrosjon, h_s [W/m ² K]	2533,3	3341	
Effektiv MTD (LMTD*F) [°C]	47,45	38,87	
Trykkfall rørside, ΔP_t [Pa]	6057	8269	
Trykkfall skallside, ΔP_s [Pa]	21432	4307	
	Inngang	Utgang	
Hastighet rørside, u_t [m/s]	2,1	2,1	2,1
Hastighet skallside, u_s [m/s]	0,61	0,62	0,56
Reynolds tall rørside, Re_t	275352	204916	235095
Reynolds tall skallside, Re_s	10758	37082	20937
Prandtl's tall rørside, Pr_t	1,15	1,44	1,29
Prandtl's tall skallside, Pr_s	10,3	2,63	4,51

Figur 5.16 Resultater av studie 4 ved 90° rørmønster

Kommentar: Også for rør ordnet i 90° mønster er det forskjellen i trykkfallet for skallsiden som er mest påfallende. Trykkfallet for rørsiden er også her sammen med rørlengden noe høyere enn beregnet i regneark sammenlignet med HTFS. Tendensene i gjennomsnittlig Reynolds tall for skallsiden følger også i studie 3 og 4 samme mønster som notert for de to foregående studiene. Det følger under en sammenligning på tvers av studiene hvor det blir gitt videre utdypninger og forklaringer til resultatene.

5.6 SAMMENLIGNING AV RESULTATER PÅ TVERS AV STUDIER

Det er til oppsummering av resultatene gjort sammenligninger av resultater på tvers av alle studiene for rør i 90° mønster. Det er først sett på strømningshastigheter og de to dimensjonsløse tallene av Reynold og Prandlt, for rørside og skallside, postet i henholdsvis figur 5.17 og 5.19.

Hastighet, Reynolds tall og Prandtls tall

Under følger tabell over de respektive hastigheter, Reynolds og Prandtls tall som er beregnet for rørside i de to metodene for de 4 studiene. Det er også beregnet en prosentvis samsvarelse mellom gjennomsnittsverdier som er beregnet i regnearket sammenlignet med bruk av HTFS.

90° Studie	u_t [m/s]			Re_t			Pr_t		
	HTFS	REGNEARK	R/HTFS *100%	HTFS	REGNEARK	R/HTFS *100%	HTFS	REGNEARK	R/HTFS *100%
1	29,975	29,2	97,4	413659	412238	99,7	0,785	0,78	99,4
2	9,905	9,8	98,9	371699	372685	100,3	0,83	0,82	98,8
3	11,18	11	98,4	999800	1003096	100,3	0,995	0,99	99,5
4	2,1	2,1	100,0	240134	235095	97,9	1,295	1,29	99,6

Figur 5.17 Hastigheter, Reynolds tall og Prandtls tall for rørside

Kommentar: Det er i figur 5.17 gjort sammenligninger av gjennomsnittet av verdier for inn- og utgangsside beregnet i HTFS med resultater av regnearket. For strømningshastigheten på rørsiden viser det i prosentvise forholdsberginger, at det i de 3 første studiene er små avvik i beregnet hastigheter. I studie 4, hvor gassens massetetthet ble spesifisert ved kun en verdi i begge beregningsmetoder, er det 100 % samsvarelse. Med grunn i dette og at det er benyttet samme diameter og antall rør, må avvikene i hastigheten på rørside for de andre 3 studiene skyldes avvik i anvendt massetetthet som følge av spesifisering ved gjennomsnittlige verdier basert på inngangs- og utgangstemperatur.

Det er for alle studiene svært bra samsvarelse i Reynolds og Prandtls tall for rørside mellom de to beregningsmetodene. Det prosentvise forholdet mellom beregnet gjennomsnittlig Reynolds tall for rørside i de 3 første studiene er dog noe over det prosentvise forholdet i hastighetene. Dette tyder på at kinematisk viskositet i disse studiene ligger noe under verdien

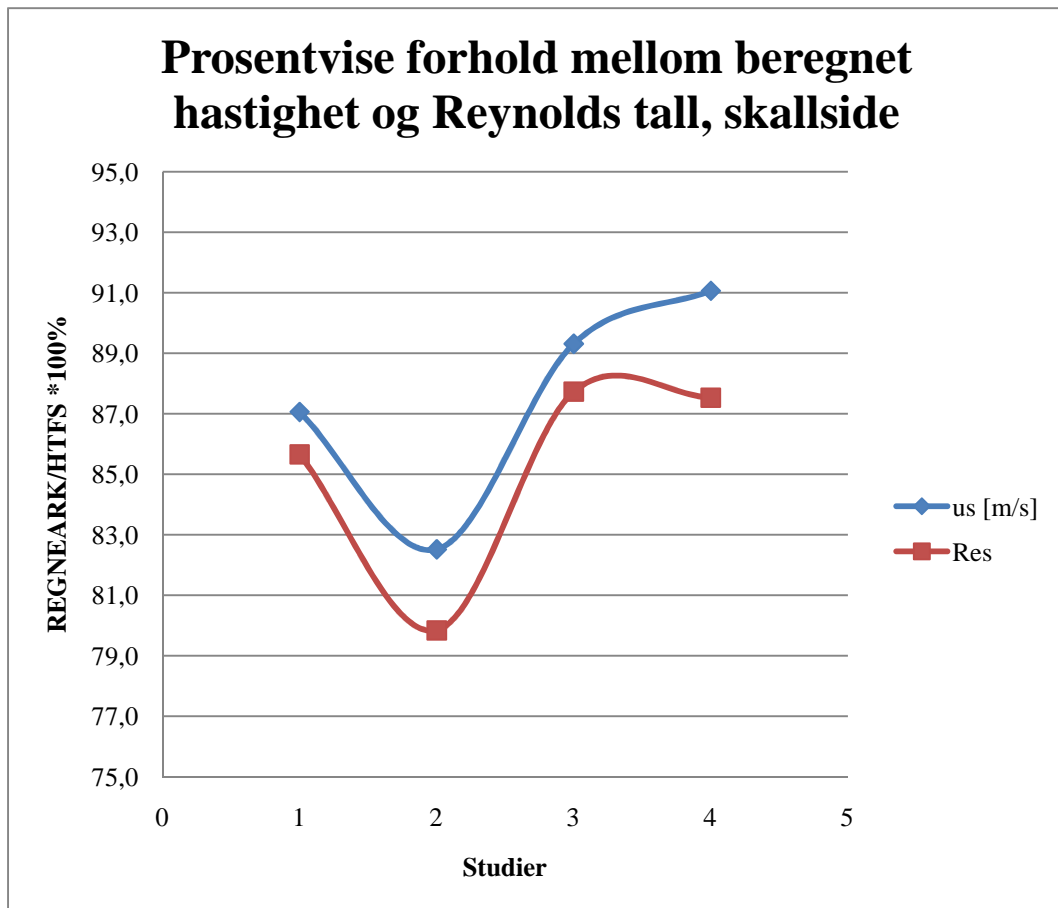
som er benyttet ved bruk av HTFS. Da Prandtls tall i regnearket er beregnet svært nøyaktig sammenlignet med HTFS, er det lite som tyder på avvik i anvendt viskositet, varmeledningskoeffisienten eller spesifikk varmekapasitet, i tilfellet veier de opp for hverandre i beregning av Prandtls tall. Massetettheten som er anvendt i regnearket er allerede forklart å måtte ligge noe over gjennomsnittlig verdi beregnet av HTFS og har grunn i de små forskjellene som må være tilstedet i kinematisk viskositet. For studie 4 hvor viskositeten for mediet på rørside øker med redusert temperatur, må gjennomsnittlig viskositet som er anvendt i regnearket være noe høyere enn reelt, med grunnlag i at forholdet i beregnet Reynolds tall er lavere enn forholdet i hastigheten og at tettheten som er anvendt her er lik i regnearket og HTFS. Med grunn i nøyaktig beregnet Prandtls tall også for denne studien, må da enten den anvendte verdi av spesifikk varmekapasitet være noe lavere eller varmeledningskoeffisienten noe høyere, enn hva den i gjennomsnitt er i realiteten. Avvikene som medfølger å spesifisere gassens fysiske egenskaper ved gjennomsnitt av verdier tilhørende inngangs- og utgangstemperatur er kort oppsummert små å regne i denne sammenheng, men det vil senere bli vist at avvik i tettheten har en viss innvirkning på videre beregninger.

Som i tabell i figur 5.17, er det i figur 5.18 gjort en tilsvarende sammenligning for skallsiden:

90° Studie	u_s [m/s]			Re_s			Pr_s		
	HTFS	REGNEARK	R/HTFS *100%	HTFS	REGNEARK	R/HTFS *100%	HTFS	REGNEARK	R/HTFS *100%
1	0,85	0,74	87,1	20726	17753	85,7	7,91	7,38	93,3
2	0,715	0,59	82,5	21772	17382	79,8	7,075	5,87	83,0
3	0,795	0,71	89,3	28038	24597	87,7	6,695	5,03	75,1
4	0,615	0,56	91,1	23920	20937	87,5	6,465	4,51	69,8

Figur 5.18 Hastigheter, Reynolds tall og Prandtls tall for skallside

Kommentar: Det er for skallsiden noe større forskjeller i beregnet gjennomsnittlige hastigheter enn det er for rørsiden. Forholdene i beregnet Reynolds tall ligger for alle studiene noe under forholdene i beregnet hastigheter. Prandtls tall er også for alle studiene beregnet lavere i regnearket, med økende avvik for hver studie. De prosentvise avvikene i strømningshastighet og Reynolds tall for skallsiden ved de to beregningsmetodene er illustrert i grafisk fremstilling under, før videre utdypning av resultatene for skallsiden følger.



Figur 5.19 Prosentvise forhold i beregnet hastighet og Reynolds tall for skallside

Det kan ses av graf i figur 5.19, som også i tabell i figur 5.18, at forholdene i beregnet hastighet og Reynolds tall for skallsiden mellom de to beregningsmetodene følger hverandre bra. Forholdet i Reynolds tall ligger dog rundt 2-4% under forholdet i beregnet hastighet. Et noe større avvik mellom de to parametrene ses i studie 4, hvor temperaturdifferansen er størst.

Det er notert ved presentasjoner av resultater fra studier at beregnet Reynolds tall for skallsiden ligger under HTFS' gjennomsnittlig Reynolds tall. Det er tidligere under antakelser nevnt betydninger av å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved vannets middeltemperatur. Vannets viskositet er sterkt temperaturavhengig, hvor viskositeten er mye høyere ved lave temperaturer enn ved høye temperaturer. For å statuere et eksempel, med referanse i HTFS' databank over fysiske egenskaper, vil viskositeten i vann omtrent halveres ved en temperaturøkning fra 8°C til 30°C. Å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur, slik det i studier er blitt gjort i regnearket, vil medføre at anvendt viskositet er lavere enn hva gjennomsnittlig verdi i bulktemperaturen i virkeligheten er. Dette er dog før høyde er tatt for filmtemperaturen. Ses det først på beregninger av Prandtl's tall, er

beregninger i regneark for alle studiene lavere enn gjennomsnittsberegninger i HTFS. Da de prosentvise variasjonene i spesifikk varmekapasitet og varmeledningskoeffisienten i vann er en god del mindre ved endret temperatur sammenlignet med utslagene i viskositeten og i tillegg til en viss grad vil oppveie for hverandre, er det tydelig at det er benyttet lavere viskositet i regnearket enn hva HTFS har operert med. Forskjellene øker også for hver studie og med økt temperaturdifferanse.

Går man videre med lavere anvendt viskositet og legger til grunn at tettheten i vann varierer mye mindre enn hva viskositeten gjør med temperaturen, skulle det ved anvendelse av lavere kinematisk viskositet tilsi at gjennomsnittlig beregnet Reynolds tall i regneark ville ligget over gjennomsnittlig Reynolds tall beregnet i HTFS. Sammenligningen i figur 5.19 viser derimot at Reynolds tall beregnet i regneark ligger under gjennomsnittet av Reynolds tall beregnet i HTFS, med grunn i forskjeller i hastighet. Det fremgår ikke av figur 5.18 (som er en sammenligning av gjennomsnittsverdier), men med henvisning til resultater for hver enkelt studie, kan det som nevnt ses at middelhastigheten beregnet i regnearket for alle studiene ligger noe under hastigheten både ved inngang og utgang beregnet i HTFS. Da hastigheten i skallmediet defineres av massestrømning på strømningsareal og tetthet. Tettheten i vann varierer kun med noen promille ved doblet temperatur og forskjeller i hastighet må derfor hovedsaklig skyldes at det i regnearket er benyttet større strømningsareal. Dette medfører igjen lavere massestrømning per areal i regneark enn i HTFS.

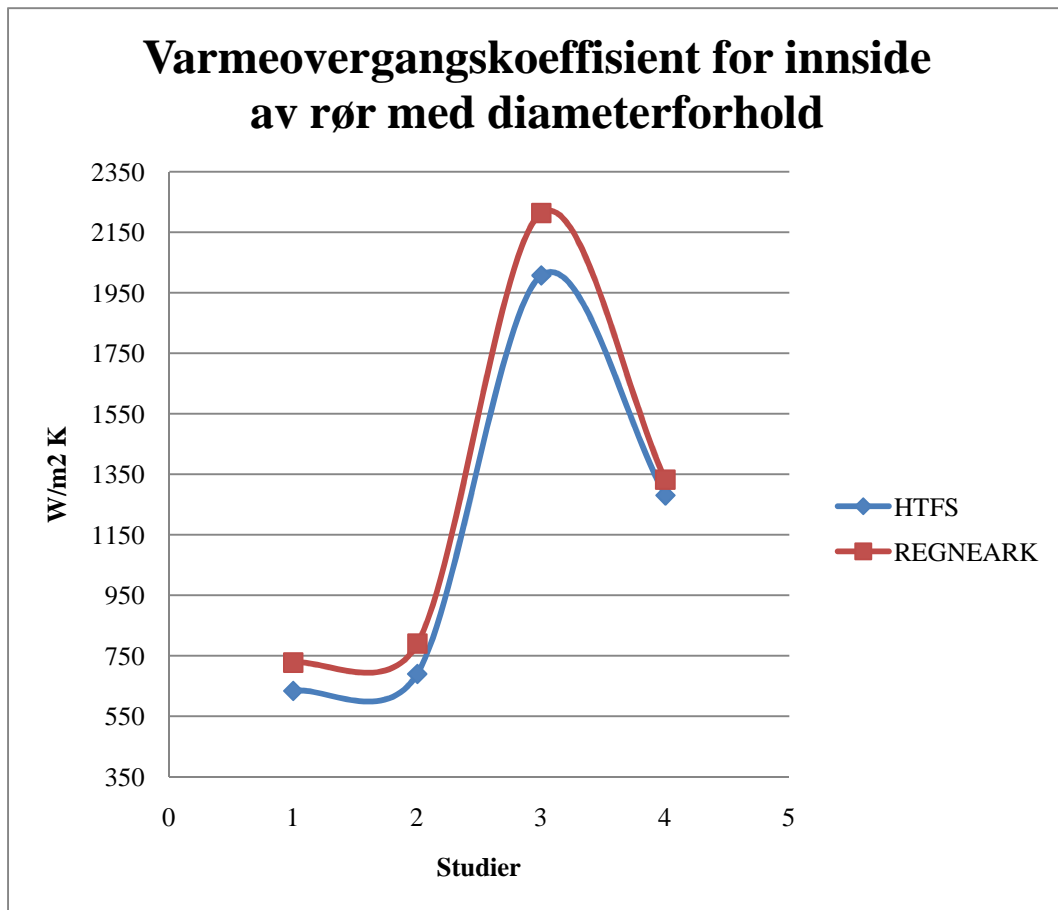
Varmeovergangskoeffisienter

Det er i tabell i figur 5.20 under, en oppsummering av resultater fra varmeovergangskoeffisienter beregnet både i HTFS og i regnearket for alle studiene ved 90° rørmønster.

90°	U [W/m ² K]		h _i * D _i /D _o [W/m ² K]		h _o [W/m ² K]		h _w [W/m ² K]		h _s [W/m ² K]	
	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK
1	440	505	634	727	3383	3763	23647	23649	2800	3341
2	457	524	690	790	3303	3505	17606	17599	2640	3341
3	874	970	2007	2213	4724	4483	17477	17462	2651	3341
4	679	740	1280	1332	4350	4277	14377	14736	2533	3341

5.20 Varmeovergangskoeffisienter

Den totale varmeovergangskoeffisienten, U, er for alle studiene beregnet noe høyere i regnearket enn i HTFS. Det ses av tabell 5.20 at felles for varmeovergangskoeffisienten for innside av rør er at den er beregnet høyere i regneark enn i HTFS. Koeffisienten for utside av rør varierer mellom studiene, med høyere verdi i de to første tilfellene og lavere i de to siste tilfellene sammenlignet resultatene av regneark og HTFS seg imellom. Varmemotstanden beregnet i rørvegg er uten avvik av betydninger, mens koeffisienten for begroing og korrosjon i HTFS varierer for hver studie, samtidig som den er konstant i regnearket. Det følger videre grafiske fremstillinger og utdyping av utslag i hver enkelt varmeovergangskoeffisient.

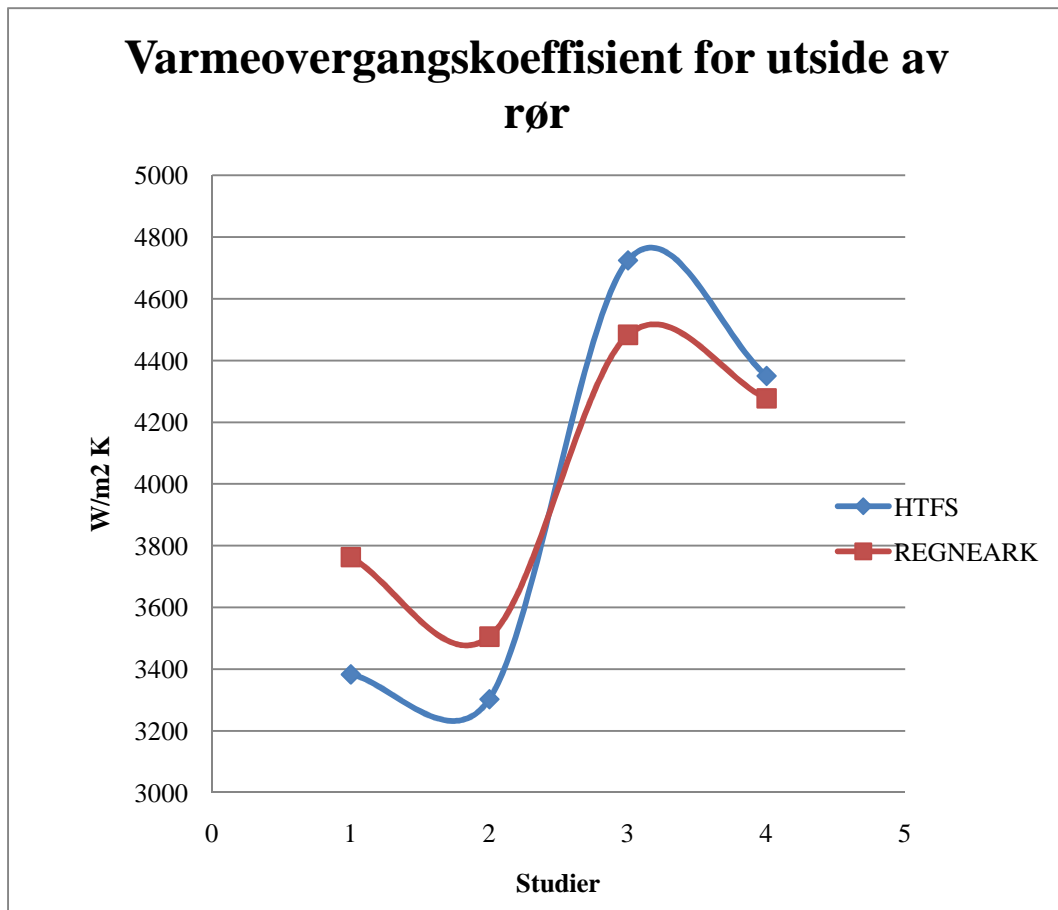


Figur 5.21 Varmeovergangskoeffisient justert for diameterforhold for innside av rør

Det ses av figur 5.21 over at varmeovergangskoeffisientene for innside av rør beregnet i regnearket samsvaret greit med resultater fra HTFS. Regnearket beregner i alle studiene varmeovergangskoeffisienten for innside av rør noe over hva HTFS gjør. Lavest prosentvis forskjell opptrer i de to siste studiene hvor også varmeovergangskoeffisientene og temperaturdifferansene er høyest.

Avvikene i Reynolds og Prandtls tall for rørsiden er så små å regne at de kan neglisjeres i denne sammenheng, da de i tillegg er tillagt eksponenter under 1,0. Det er tidligere under betydning av antakelser i viskositetsforholdet beskrevet at det for varme gasser med viskositet som svekkes med redusert temperatur, vil medvirke til at varmeovergangskoeffisienten for innside av rør, isolert sett vil bli beregnet marginalt lavere i regnearket enn hva det ville blitt gjort ved og tatt høyde for det faktiske viskositetsforhold. For gassen i studie 4 med andre viskositetsegenskaper gjelder motsatt. Den spesifikke varmekapasiteten vil for gassene i studie 1 og 2 reduseres med lavere temperatur mens den for gassene i studie 3 og 4 vil oppleve økning i ved lavere temperatur. Ved å angi fysiske egenskaper ved gjennomsnittet

mellom inngangs- og utgangstemperatur vil anvendt varmekapasitet for studie 1 og 2 da være høyere enn ved filmtemperatur, mens motsatt er gjeldende for studie 3 og 4. Kombinasjonen av dette og mindre betydning av viskositetsforholdet i studie 1 og 2 er grunnen til at varmeovergangskoeffisienten i disse studiene er beregnet med litt større avvik enn de to siste studiene, sammenlignet med HTFS.



Figur 5.22 Varmeovergangskoeffisient for utside av rør

Figur 5.22 over illustrerer varmeovergangskoeffisienten for utside av rør for de 4 studiene beregnet i regneark og HTFS. Det ses her større og mer varierende avvik enn for varmeovergangskoeffisienten for innside av rør. Som beskrevet tidligere er også variasjonene i Reynolds og Prandtls tall større for skallsiden, mye med grunn i vannets sterkt temperaturavhengige viskositet. Følgelig vil også forholdet mellom viskositeten angitt ved vegg- og bulktemperatur være av større betydning enn for gassiden.

Av forskjell i beregningsmetode sammenlignet med for innside av rør er Reynolds tall her brukt i kombinasjon med en eksponent varierende med Reynolds tall i seg selv samt rørmønsteret. Eksponenten som er tillagt i disse tilfellene av studiene er lik 0,349, mens Prandtls tall og viskositetsforholdet inngår i beregninger med en eksponent på $2/3$, likt som for innside av rør. Det er i regnearket også tatt høyde for forbigående og lekkasje av mediet, varierende for hver geometri, uten at det fremgår av resultater i HTFS om samme korrigeringer er gjort. For ordens skyld; korreksjonsfaktorene varierer mellom studiene i

størrelsesorden rundt 0,66 til 0,73, høyest i de to siste. Utfallene i varmeovergangskoeffisienten er til tross for lavere Reynolds og Prandtls tall for samtlige studier, av varierende resultat sammenlignet med HTFS. Varmeovergangskoeffisientene er i de to første studiene beregnet høyere i regneark sammenlignet med HTFS, mens samme koeffisient for de to siste studiene er beregnet under HTFS, til tross for ytterligere økt avvik i Reynolds og Prandtls tall her. For lettere å kunne analysere resultatene er det gjort nye beregninger korrigert for avvikene i Reynolds og Prandtls tall i regneark, hvor det i stedet er benyttet gjennomsnittlige verdier beregnet i HTFS. Resultater av sammenligningen følger i tabell under.

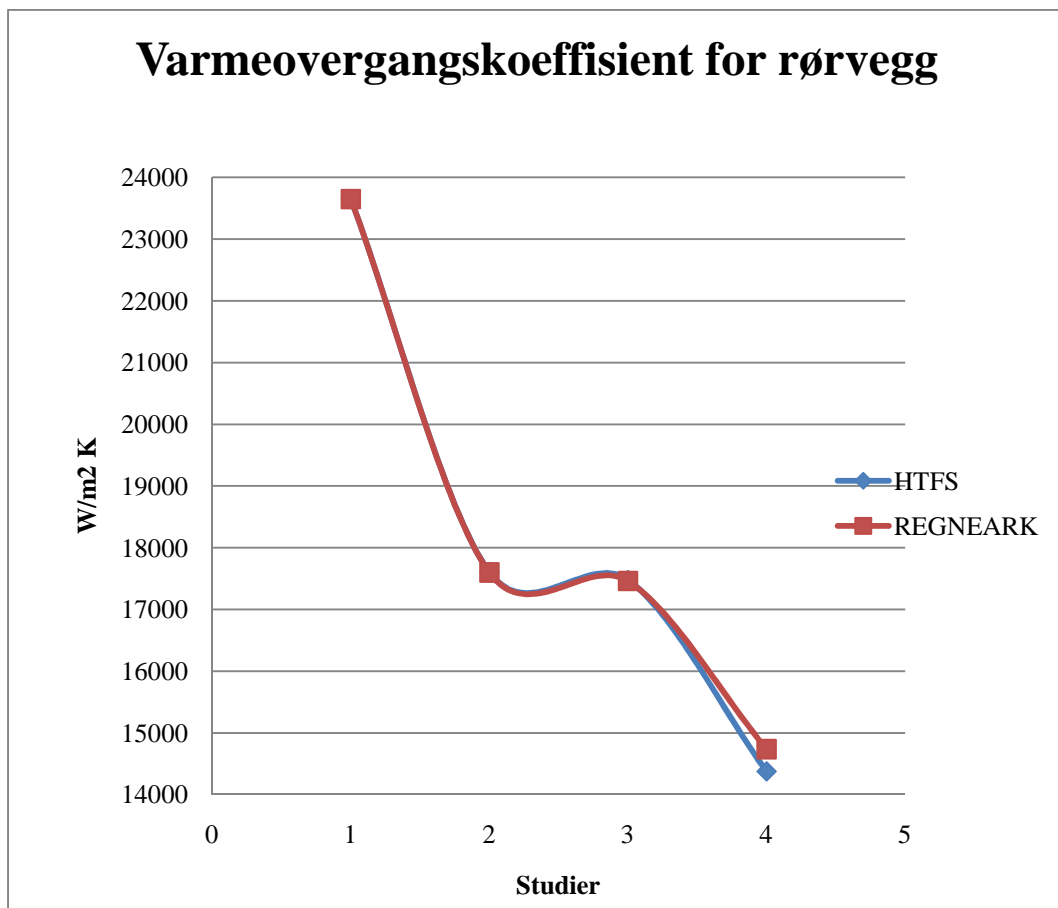
Studie	h_o , Regneark	h_o , Korrigert	h_o , HTFS	h_o , Korrigert / h_o , HTFS *100%
1	3763	3404	3383	100,62
2	3505	2859	3303	86,56
3	4483	3538	4727	74,85
4	4277	3200	4350	73,56

Figur 5.23 Sammenligning av korrigert varmeovergangskoeffisient for utside av rør

Det viser av sammenligningene mellom korrigert varmeovergangskoeffisient og beregning i HTFS at resultatene nå er annerledes og med mer sammenheng enn tidligere. Sammenheng i den forstand at avviket øker for hver studie i form av lavere varmeovergangskoeffisient sammenlignet med HTFS. Det vil med økt temperaturdifferanse medføre større forskjell mellom vegg- og bulktemperatur. Viskositeten vil være lavere ved veggtemperatur og antakelsen om et viskositetsforhold lik 1, vil føre til at regnearket underestimerer varmeovergangskoeffisienten i forhold til hva som vil være reelt. I ukorrigerede beregninger trekker lavere verdier av Prandtls og Reynolds tall opp underestimatet av varmeovergangskoeffisienten utført i regnearket, slik at det for de større temperaturdifferansene gir bedre samsvar i varmeovergangskoeffisienten, mens det i de to første studiene med minst temperaturforskjell er beregnet høyere varmeovergangskoeffisient.

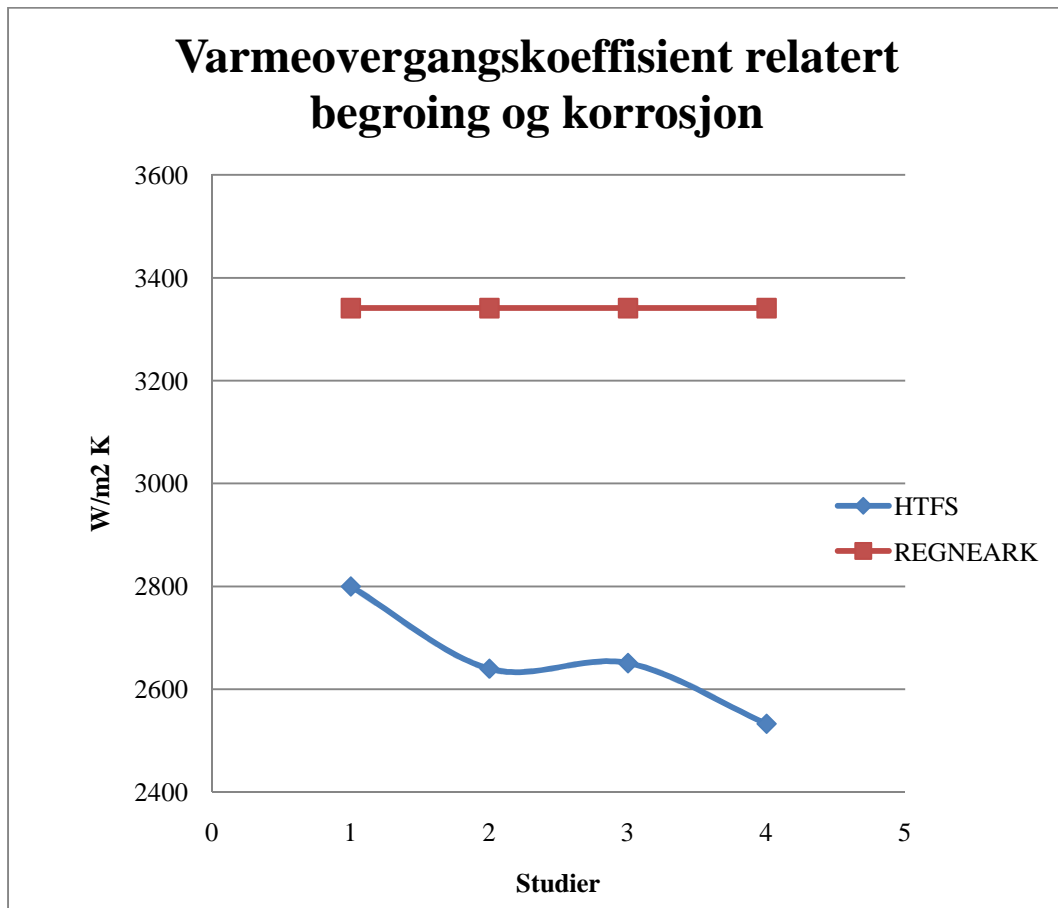
Det er tidligere beskrevet avvik i strømningsareal og tilhørende lavere massestrømning per areal for skallsiden. Dette er felles for alle studiene og medvirker til lavere varmeovergangskoeffisient for utside av rør. Avviket er størst i studie 2 og 4.

Det vil også være variasjoner i vannets spesifikke varmekapasitet mellom de forskjellige studiene. I lave temperaturer, rundt 40°C og lavere[1], vil spesifikk varmekapasitet oppleve reduksjon ved økt temperatur, mens ved høyere temperaturer vil varmekapasiteten øke med temperaturen. Dette ses i studie 3 og 4 med innhold av varmest gass, hvor det i regneark er blitt anvendt lavere spesifikk varmekapasitet enn hva som er reelt ved filmtemperatur. Summen av dette, massestrømning per areal og viskositetsforholdet vil i studie 3 og 4 overgå avvikene i Reynolds og Prandtls tall og resultatet er følgelig lavere beregnet varmeovergangskoeffisient i regneark sammenlignet med HTFS. I studie 1 og 2 hvor betydningen av viskositetsforholdet og varmekapasiteten er mindre, er varmeovergangskoeffisienten som følge av lavere Reynolds og Prandtls tall, beregnet høyere. I studie 2 ses det dog et noe lavere avviket grunnet lavere massestrømning per areal og større effekt av viskositetsforholdet, sammenlignet med studie 1.



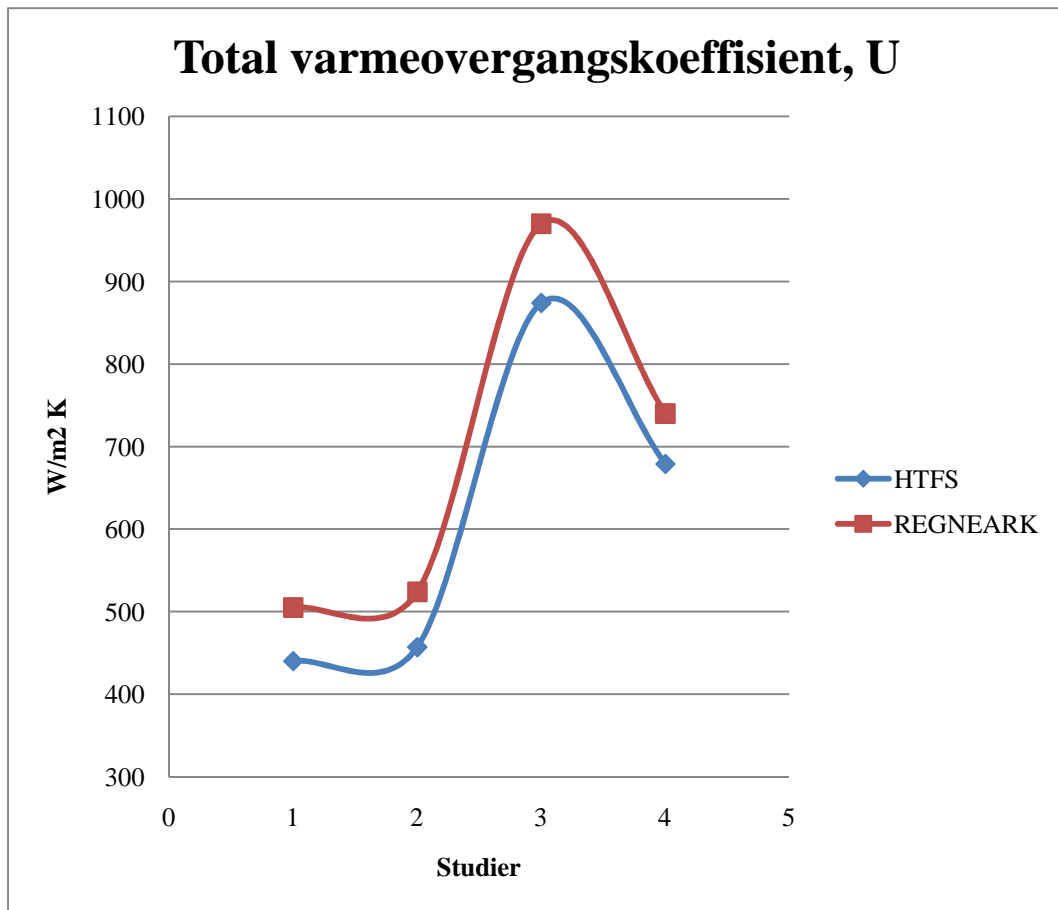
Figur 5.24 Varmeovergangskoeffisient for rørvegg

Avvikene i varmeovergangskoeffisienten for rørvegg beregnet i de to metodene er som vist i figur 5.24 av ubetydelig størrelse. Med like rørdimensjoner, likt material og lik varmeledningskoeffisient, forklares forskjellene med at HTFS justerer varmeledningskoeffisienten med temperaturen, som vil være av størst betydning i studie 4.



Figur 5.25 Varmeovergangskoeffisient relatert begroing og korrosjon

Det er for hver studie spesifisert en motstand for rørside relatert begroing og korrosjon lik $0,0003 \text{ m}^2\text{K/W} \approx 0,0017 \text{ h Ft}^2 \text{ °F/BTU}$ (Innsettes i US i regneark da vedlegg over motstander fra TEMA er i følgende benevning). Små forskjeller i beregnede verdier, som vist i figur 5.25, oppstår da HTFS korrigerer motstanden med forhold i areal mellom utside og innside av rør.



Figur 5.26 Total varmeovergangskoeffisient for varmeveksler

Figur 5.26 illustrerer beregnet total varmeovergangskoeffisient for alle 4 studiene for de to beregningsmetodene. For alle studiene er det beregnet høyere total varmeovergangskoeffisient i regneark sammenlignet med HTFS. Størst forholdsvis avvik finnes i studie 1 og 2.

Varmeovergangskoeffisienten for utside av rør er i studie 1 og 2 beregnet høyere i regneark sammenlignet med HTFS, mens det i studie 3 og 4 er beregnet lavere koeffisient i regneark sammenlignet med HTFS. Ellers, går avvikene på tvers av studiene i felles retning for alle varmeovergangskoeffisienter. For den totale varmeovergangskoeffisienten kan det oppsummeres at det er avvik i de dimensjonsløse tallene, massestrømning per areal og viskositetsforholdet på skallside samt variasjonen i spesifikk varmekapasitet for vannet som er grunn for de største variasjonene.

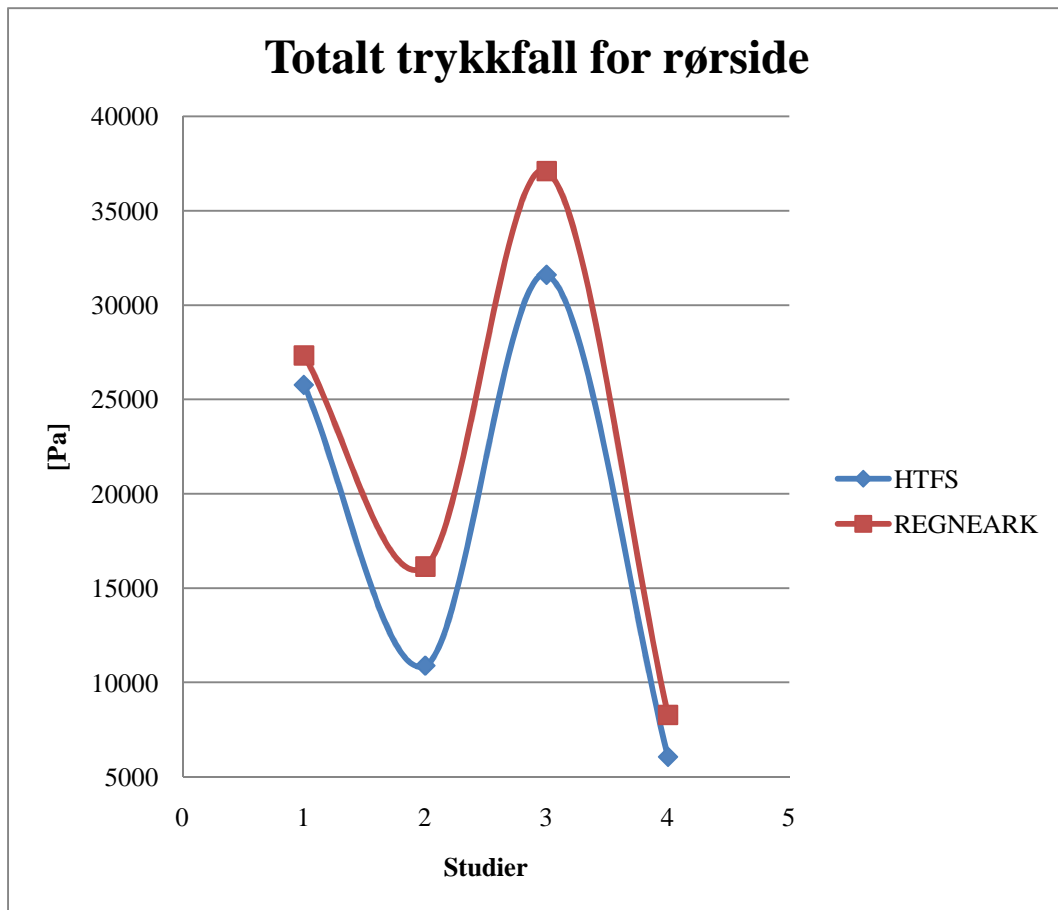
Trykkfall

Det er i tabell under listet de beregnede trykkfall for rørside ved de forskjellige studiene i 90° rørmønster. Det er i tillegg til det totale trykkfallet for rørside også gjort en mer relevant sammenligning av trykkfallet i rør per lengdeenhet.

90°	ΔP_t [Pa]		Andel trykkfall i rør		L_{valgt} [m]		Trykkfall i rør per meter	
	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK
1	25770	27331	0,5744	0,5	7,15	7,29	2070	1875
2	10890	16139	0,6902	0,5	9,85	11,18	763	722
3	31603	37103	0,6771	0,5	9,25	9,4	2313	1974
4	6057	8269	0,6688	0,5	14,4	15,82	281	261

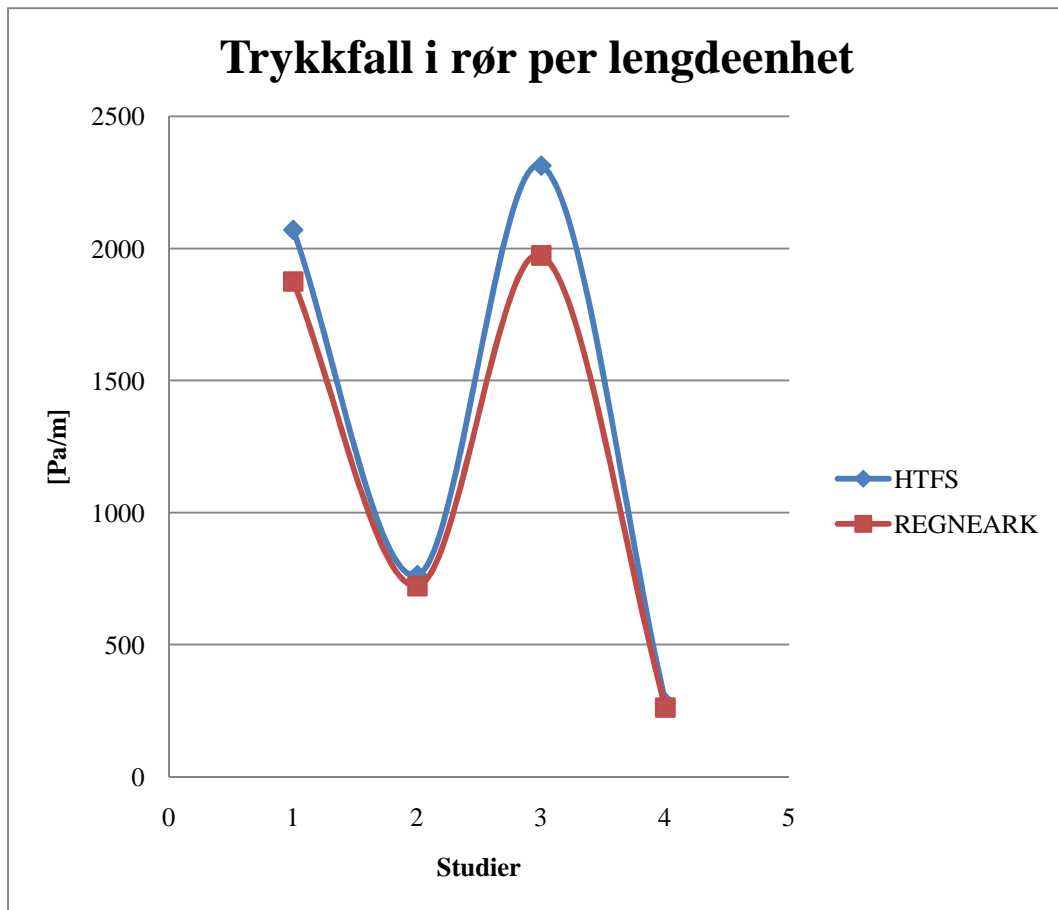
Figur 5.27 Trykkfall for rørside

Det kan ses av tabell over, at distribusjonen av trykkfallet for rørside beregnet i HTFS varierer noe fra studie til studie. Det er for beregninger i regnearket som tidligere beskrevet antatt en fordeling der halvparten av det totale trykkfallet er forbundet med trykkfallet inni rørene. Det er også grunnet noe variasjon i beregnet MTD, varmeovergangskoeffisienter og nødvendig varmeoverførende areal, operert med litt forskjellige rørlengder i regnearket og HTFS. Da trykkfallet for rørsiden i stor grad avhenger rørlengden i tillegg til trykkfallsdistribusjonen antatt i regnearket, er det valgt å gjøre en sammenligning av trykkfallet i rør korrigert for forskjeller i rørlengden. Dette for å ha et mer relevant sammenligningsgrunnlag i beregninger og å illustrere avvik. Først følger graf og kommentarer relatert det totale trykkfallet.



Figur 5.28 Totalt trykkfall for rørside

Det kan ses av figur 5.28 at det ved å bruke regnearket gir et grovt overslag av det totale trykkfallet på rørside sammenlignet med HTFS. Regnearket beregner for alle tilfellene her høyere trykkfall enn hva HTFS gjør. Dette med mye grunn i antakelsen av trykkfallsdistribusjonen, som senere utredning vil vise. Størst prosentvist avvik opptrer i studie 2 og 4, hvor også differansen i andelen av trykkfallet som er lokalisert inni rørene er størst.



Figur 5.29 Trykkfall i rør per lengdeenhet

Resultatene av sammenligningene for trykkfallet i rør per lengdeenhet som vist i figur 5.29 er oppsiktsvekkende når det sammenlignes med resultatene for det totale trykkfallet. Mens regnearket for alle studiene beregnet det totale trykkfall høyere enn HTFS, viser beregningene av trykkfall i rør per lengdeenhet det motsatte. Ikke bare beregner regnearket dette trykkfallet lavere enn HTFS, men for studie 2 og 4, som det var knyttet størst avvik til i det totale trykkfallet, er dette studiene det her er best samsvarelse i, sammenlignet med HTFS.

Det er tidligere beskrevet at viskositetsforholdet for de 3 første studiene er blant bidragsyterne til at varmeovergangskoeffisienten for innsiden av rør er beregnet noe høyere enn i HTFS. Det er også nevnt at det i regneark opereres med en noe høyere massetetthet enn hva HTFS gjør. Dette vil for de 3 første studiene bidra til lavere beregnet trykkfall i regneark sammenlignet med HTFS. For studie 4, hvor gassens anvendte massetetthet i begge beregningsmetoder er lik er det beregnet et marginalt høyere trykkfall i regneark enn i HTFS; effekten av viskositetsforholdet og avviket i Reynolds tall påvirkning i friksjonskoeffisient kan derfor her

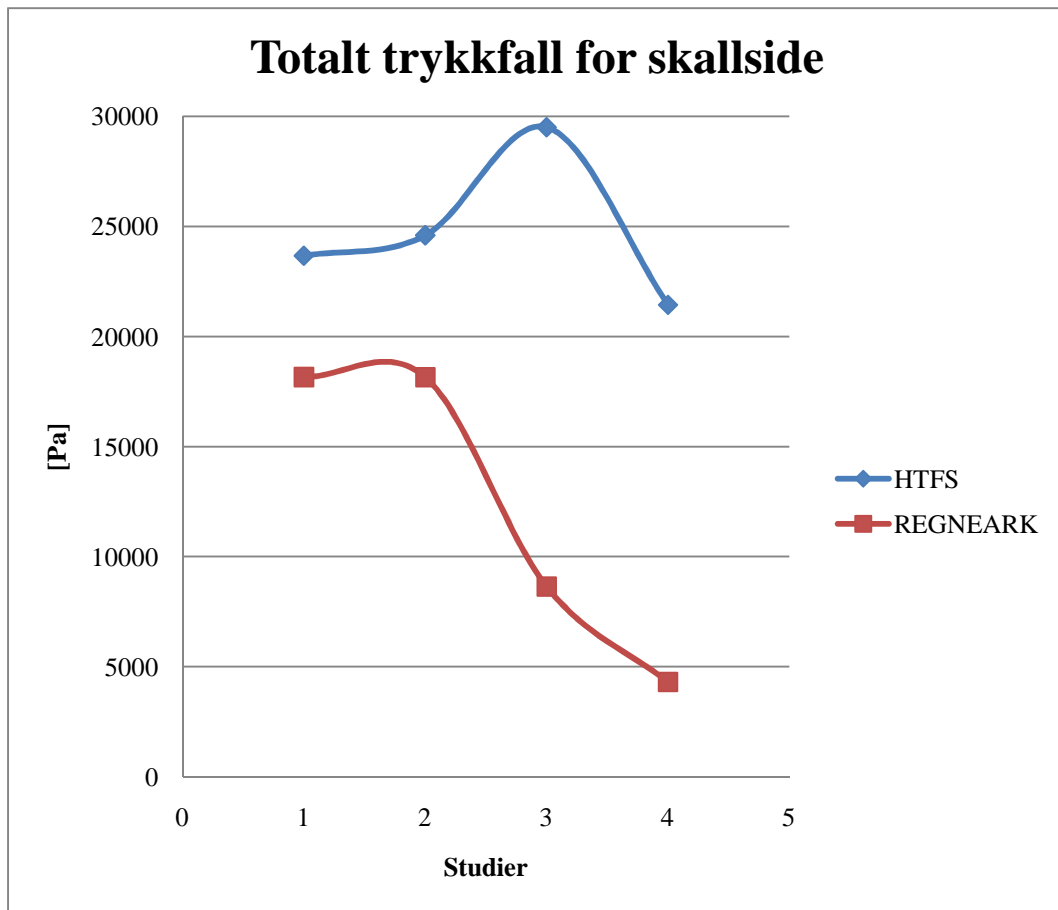
betraktes som neglisjerbar. Avviket i beregnet trykkfall er størst i studie 1 og 3, hvor også strømningshastigheten er beregnet forholdsvis lavest og anvendt massetetthet må være forholdsvis høyest.

For trykkfallet på skallsidens angående, er det i studiene observert betydelig mye mer variasjon og volatile avvik enn hva det er gjort i trykkberegninger for rørsiden. Det er for trykkfallet på skallsiden gjort sammenligninger mellom trykkfallet beregnet i kryssende strømningsområde og i ledeplatevinduer i tillegg til det totale trykkfallet. Under følger tabell med resultater fra trykkfallsberegninger for studier i 90° mønster.

90°	ΔP_s [Pa]		ΔP_c [Pa]		ΔP_w [Pa]	
Studie	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK	HTFS	REGNEARK
1	23662	18156	15452	15660	3390	610
2	24592	18154	16668	16124	3922	930
3	29500	8633	15925	6342	8694	1685
4	21432	4302	11330	3167	4784	643

Figur 5.30 Trykkfall for skallside

Som det kan ses av resultater av tabell i figur oven er det store avvik i beregnede trykkfall i studie 3 og 4, og særlig knyttet til trykkfallet i ledeplatevinduer. Hovedandelen av trykkfallet på skallsiden i ”skall og rør”-varmevekslere generelt forekommer normalt i området hvor skallmediet krysser rørbunten mellom ledeplatene. I tillegg til at inngangstrykket er økt i studie 3 og 4, finnes det en del geometriske variasjoner her i forhold til de to første studiene. Skallet i varmeveksleren i studie 3 er av absolutt minst diameter av de 4 studiene, til sammenligning nesten bare en halvpart i forhold til studie 1 og 2, noe som vil påvirke strømningsarealet som det allerede er sett avvik i. I tillegg er det i de to siste studiene økt størrelsen av vinduet i ledeplatene, fra rundt 20% til nesten 40% av skaldiameter, noe som normalt vil medføre redusert trykkfall[3]. Dette til tross, har trykkfallet i ledeplatevinduene økt betraktelig beregnet i HTFS. Det skal nevnes at HTFS selv gjør oppmerksom på at det med grunn i beregningsprosedyren kan forekomme variasjon i påliteligheten av trykkfallsberegninger hvor tillatt trykkfall ikke er spesifisert. Under følger en videre analyse av trykkfall i hvert trykkfallsområde samt kommentarer angående det totale trykkfallet for skallside.

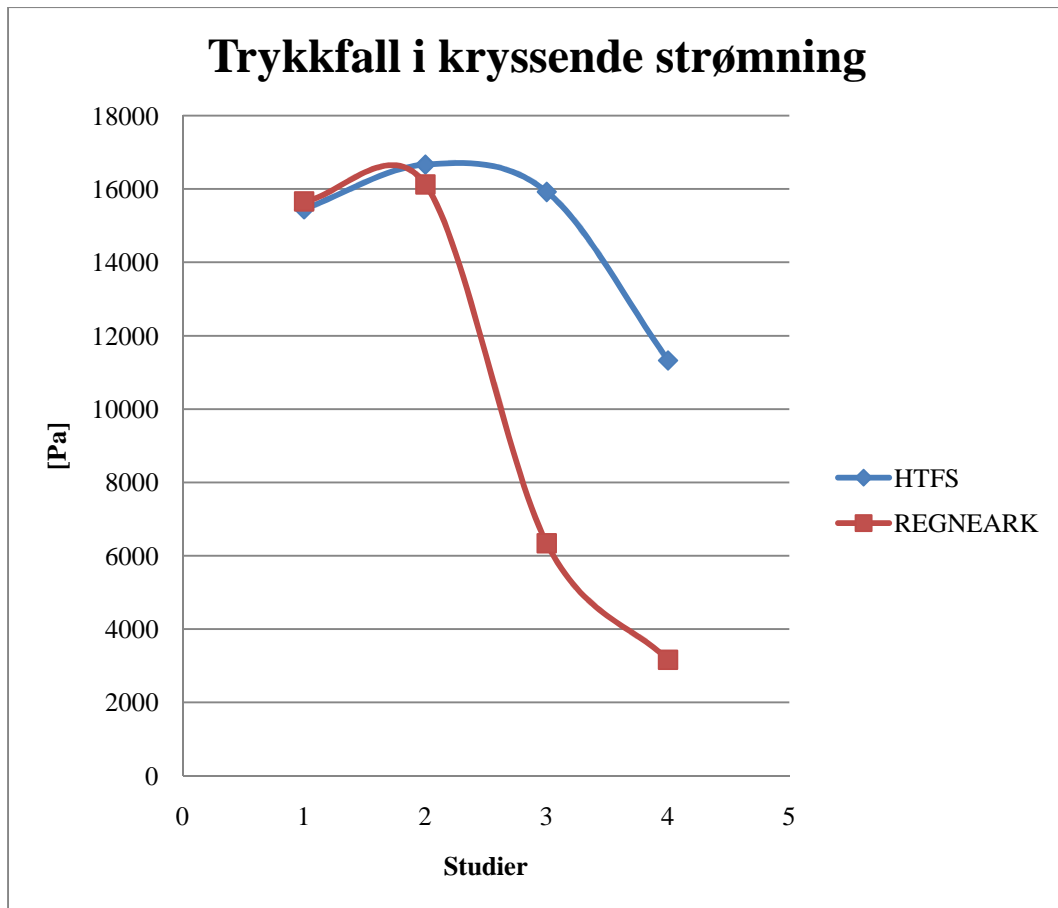


Figur 5.31 Totalt trykkfall for skallside

Figur 5.31 illustrer det totale trykkfallet som er beregnet for de 4 studiene i de to beregningsmetodene. Særlig store avvik ses i de to siste studiene, hvor resultatet av studie 3 er mest påfallende. HTFS beregner her en økning i trykkfallet i forhold til studie 2 mens det i regnearket er beregnet et betydelig lavere trykkfall i forhold til samme studie. Også trykkfallet i studie 4 er beregnet betydelig mye lavere i regnearket enn i HTFS. Det registreres også at trykkfallet i studie 4 er redusert i forhold til studie 3, til tross for økt inngangstrykk. Dette gjelder for øvrig i begge beregningsmetoder.

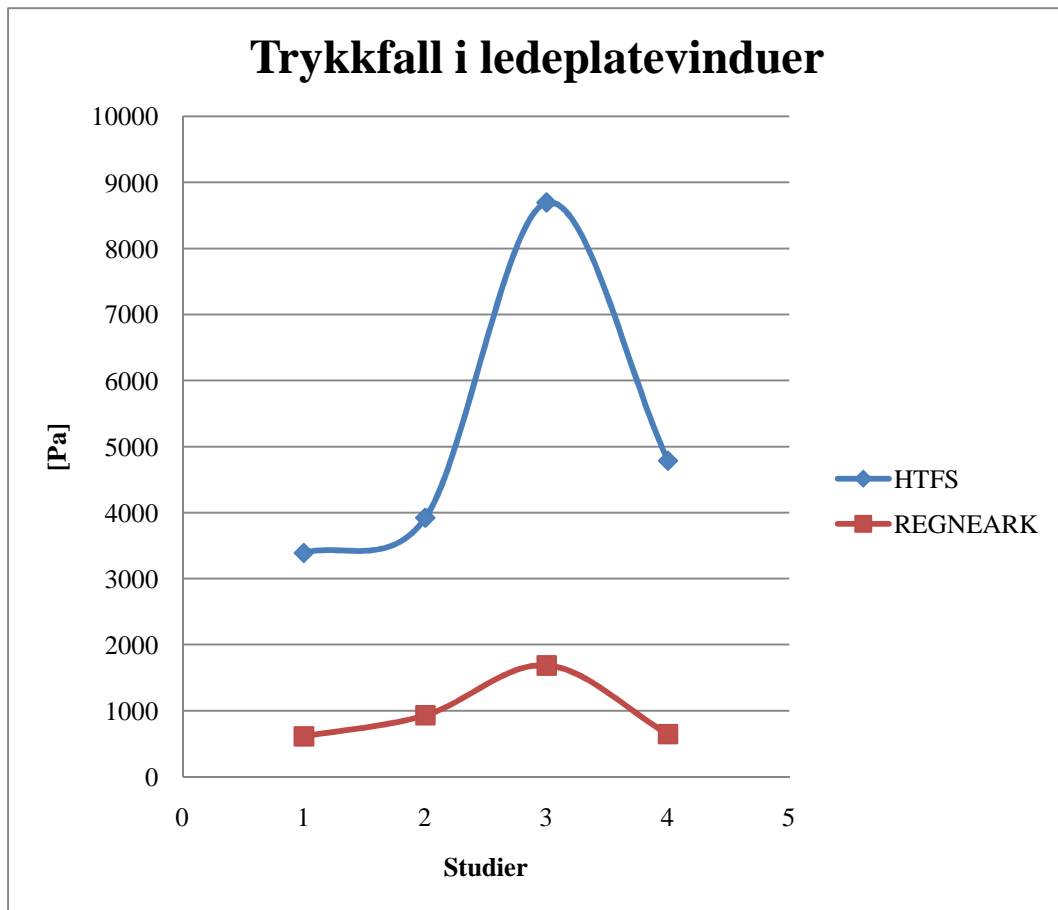
Nå finnes det flere variable i forhold til beregning av trykkfall på skallside sammenlignet med rørside. Trykkfallet i kryssende strømningsområde mellom ledeplater og i ledeplatevindu korrigeres med faktorer relatert lekkasje mellom skall og ledeplater samt for forbigående medium (medium som følger rundt skallveggen og ikke krysser rørene). Faktorene varierer typisk i størrelsesorden fra 0,4 til 0,7, avhengig av geometri av varmeveksler. Det er for alle studiene valgt begge faktorer til 0,6 i regnearket uten at det kan avleses resultater i HTFS

hvilke faktorer som er brukt og om de endres for hver studie. Dog, det må være andre årsaker til de betydelige forskjellene i trykkfallene beregnet i studie 3 og 4.



Figur 5.32 Trykkfall i kryssende strømning

Det ses av figur 5.32 at det for de to første studiene er god samsvar i trykkfallet i kryssende strømning beregnet i regneark sammenlignet med HTFS. I studie 3 og 4 er det derimot beregnet betydelig mye lavere i regnearket. Det ideelle trykkfallet for dette området avhenger riktignok viskositetsforholdet og massestrømning per areal, men variasjonen i avvikene mellom de to siste og de to første studiene skulle ikke tilsi et slikt drastisk utfall. Det samme gjelder forskjellene i avviket i Reynolds tall som inngår i friksjonskoeffisienten. Dersom det derimot som et skrivende tankeeksperiment antas at det i geometrien for de to siste studiene som har innhold av større ledeplatevinduer, ikke vil være effekt av lekkasje og forbigpassering av medium og at en dermed kan utelukke korreksjonsfaktorene relatert dette, så vil trykkfallene mellom de to beregningsmetodene omtrentlig samsvare.



Figur 5.33 Trykkfall i ledeplatevinduer

Tendensen i trykkfallet i ledeplatevinduer er den samme som sett tidligere; trykkfallet er i regnearket beregnet betydelig lavere samtidig som avvikene er størst i studie 3 og 4. Det ses i studie 3 en betydelig økning i trykkfallet i ledeplatevinduer. Det ideelle trykkfallet for ledeplatevinduer er i stor grad avhengig av antall rekker rør i ledeplatevinduer. Antall rekker rør defineres blant annet av differansen mellom bunt diameter og skaldiameter. Denne differansen er følgelig mest ømfintlig ved små diametre. Det fremgår ikke av beregninger i HTFS hvilken bunt diameter det er operert med, men det er sannsynlig at det er brukt annen toleranse mellom bunt diameter og skaldiameter ved så liten skaldiameter som er tilfellet for varmeveksleren i studie 3. Foruten inngangstrykket, kan ikke avviket i studie 3 forklares med annet enn forskjellig i innvendig geometri av varmeveksleren. Det kan sånn litt på siden nevnes at det utenom studiene i oppgaven er utført en rekke tester angående trykkfallet på skallsiden. Det ses for regnearket best samsvar i beregnet trykkfall i geometrier hvor en stor andel av trykkfallet finner sted i det kryssende strømningsområdet og ved lavere inngangstrykk, slik som i studie 1 og 2 her.

MTD

Effektiv MTD beregnet i HTFS er for alle studiene høyere enn tilsvarende korrigert LMTD er ved beregning i regnearket. Noen verdier av effektiv MTD er også høyere enn beregnet LMTD, og det følger ved bruk av regnearket og vedlagt PR-diagram et avvik her som videre slår ut i beregnet areal og rørlengde. Nå oppveier den lavere beregnet MTD for en noe høyere varmeovergangskoeffisient og resulterer i studiene til god samsvarelse i beregnet nødvendig areal de to beregningsmetodene sammenlignet seg imellom.

Annet

Det er i studiene også foretatt noen beregninger som ikke er sammenlignet med HTFS. Regnearket er programmert for å beregne Nusselts tall tilhørende både skallside og rørside for å bekrefte at antakelse om varmeovergang ved tvungen konveksjon er tilfredsstillt. For alle studiene viser beregninger av Nusselts tall både for skallside og rørside høye verdier av Nusselts tall, i størrelsesorden fra rundt 350 til nærmere 1200. Det kan konkluderes med at tvungen konveksjon er den dominante form for varmeovergang i alle studiene. I forbindelse med beregning av Nusselts tall for skallside, er det også for det valgte rørmønster beregnet maksimale hastigheter for skallmediet ved passering mellom rør. Rør i ordnet mønster oppnår høyere maksimal hastighet mellom rør, med tilhørende økning i Nusselts tall.

6. KONKLUSJON

Det er i oppgaven gjennomført 4 forskjellige studier, hver med to forskjellige rørmønstre. Felles for alle studiene er kjøling av varm gass ved bruk av vann på skallside. Gassene er av varierende temperatur, trykk, strømningsmengde og fysiske egenskaper. Resultater fra samme studier er videre sammenlignet med resultater ved bruk av varmevekslerprogrammet HTFS. Konklusjoner som er sluttet i oppgaven er gjort på grunnlag av sammenligning med HTFS for de situasjoner som inngår i studiene, og bør ikke automatisk, uten videre testing, overføres til andre situasjoner hvor det opereres med medier av helt andre fysiske egenskaper på rørside og skallside eller til tilfeller hvor det er benyttet annen geometri og oppbygging av varmeveksleren enn hva som foreligger i restriksjoner.

Det konkluderes med at regnearket i estimeringsøyet generelt gir tilfredsstillende resultater. Det gir ved bruk av regnearket en god pekepinne på omtrentlige varmeovergangskoeffisienter, nødvendig varmeoverførende areal og trykkfall for rørside. Det er i alle tilfeller full samsvar i beregnet skalldiameter, mens største avvik i nødvendig rørlengde som er registrert i de 8 tilfellene det er gjort beregninger for i oppgaven er på 12,5%.

Ved å spesifisere fysiske egenskaper for gassen på rørside med gjennomsnittsverdier av egenskaper ved inngangs- og utgangstemperatur er det sett meget god nøyaktighet i både hastighet og Reynolds tall for rørside, mens det ved å spesifisere fysiske egenskaper for kjølevannet ved middeltemperatur er gjort samme beregninger innenfor 10-20% avvik.

De forskjellige varmeovergangskoeffisientene samt total varmeovergangskoeffisient for varmevekslerne er beregnet med avvik innenfor rimelighetens grenser. Den totale varmeovergangskoeffisienten er i alle tilfeller beregnet noe høyere i regnearket enn i HTFS. Størst variasjon i resultater opptrer i varmeovergangskoeffisienten for utside av rør. Lavere beregnet dimensjonsløse forholdstall for skallsiden medvirker til forøkelse av sistnevnte varmeovergangskoeffisient i alle studiene, men antakelsen i viskositetsforholdet og anvendelse av lavere spesifikk varmekapasitet for de to siste studiene med høyest temperaturdifferanse fører til at varmeovergangskoeffisienten blir trukket ned til noe under beregnet verdi i HTFS. Dette medfører at varmeovergangskoeffisienten for utside av rør totalt

sett er beregnet innenfor mindre avvik for de to siste studiene, hvor temperaturforskjellene er størst og forventningene kanskje var lavest.

Ved å anta at det totale trykkfallet for rørside i varmeveksleren er to ganger høyere enn trykkfallet som forekommer inni rørene, er det oppnådd tilfredsstillende resultater i estimering av trykkfallet samtidig som det er innlagt en liten sikkerhetsmargin ved normal trykkfallsdistribusjon. Det totale trykkfallet for rør er beregnet noe høyere sammenlignet med verdier beregnet i HTFS. Sammenlignes beregnet trykkfall i rør per lengdeenhet er resultatene sammenfallende og viskositetsforholdet i gass kan for disse studiene konkluderes med å være ubetydelig.

Det er i HTFS anvendt korreksjonsfaktor relatert LMTD rundt 1,0, som er noe høyere enn hva som er avlest vedlagt PR-diagram. Kombinasjonen av en noe lavere MTD og høyere total varmeovergangskoeffisient utfyller hverandre og resulterer i tilfredsstillende beregnet nødvendig varmeoverførende areal. Det kan ved grove estimat antas en korreksjonsfaktor mellom 0,8-1,0.

Beregninger av trykkfallet på skallsiden er forbundet med stor usikkerhet og varierende resultater. Det er i oppgaven sett store avvik ved inngangstrykk over 2 bar og i geometrier med liten skalldiameter og stort vindu i ledeplater. Det er hovedsakelig trykkfallet i ledeplatevinduer som blir underestimert i regnearket. I tilfeller med stor andel av trykkfallsdistribusjonen lokalisert i kryssende strømningsområde, større skalldiameter og ledeplatevindu rundt 20% åpning, samsvarer resultatet i det totale trykkfallet for skallsiden i større grad.

Det er av forslag til videre arbeid, å utvide regnearket til å omhandle også varmevekslere med valgfritt antall rørpasasjer, da flere rørpasasjer ofte er brukt i større varmevekslere. Trykkfallsberegningene for skallsiden bør også modifiseres til å dekke et videre spekter av geometrier.

7. REFERANSER

- [1] Holman, J.P. (2002) "*Heat Transfer*" 9th Edition (McGraw-Hill)
- [2] Standard for Norsk Sokkel (NORSOK), Piping class L-001, hentet fra Standard.no <http://www.standard.no/norsok/L-001/pclass/index.htm> (OK - 13.06.10)
- [3] Kuppan, T. (2000) "*Heat Exchanger Design Handbook*" (Marcel Dekker)
- [4] Tubular Exchanger Manufacturers Association (1999) "*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association*" 8th Edition (Tubular Exchanger Manufacturers Association)
- [5] Campbell, J.M. (1994) "*Gas Conditioning and Processing*" Vol.2, 7th Edition (Campbell Petroleum Series)
- [6] Coulson, J.M. and Richardson, J.F. (1993) "*Chemical Engineering*" Vol.1, 2nd Edition (Pergamon)
- [7] Chohey, N.P. and Hicks, T.G. (1984) "*Handbook of Chemical Engineering Calculations*" (McGraw-Hill)
- [8] Serth, R.W. (2007) "*Process heat transfer*" 1st Edition (Elsevier)
- [9] Brautaset, K. (2004) "*Innføring i OljeHydraulikk*" 6th Edition (Universitetsforlaget, Gyldendal)

VEDLEGG A – TEMA-SPEKIFIKASJONER

RCB-2.1 TUBE LENGTH

The following tube lengths for both straight and U-tube exchangers are commonly used: 96 (2438), 120 (3048), 144 (3658), 192 (4877) and 240 (6096) inches (mm). Other lengths may be used. Also see Paragraph N-1.12.

Vedlegg A-1 RCB-2.1 Lengder rør [4]

TABLE RCB-2.21

BARE TUBE DIAMETERS AND GAGES			
O.D. Inches (mm)	Copper and Copper Alloys	Carbon Steel, Aluminum and Aluminum Alloys	Other Alloys
	B.W.G.	B.W.G.	B.W.G.
1/4 (6.4)	27	-	27
	24	-	24
	22	-	22
3/8 (9.5)	22	-	22
	20	-	20
	18	-	18
1/2 (12.7)	20	-	20
	18	-	18
5/8 (15.9)	20	18	20
	18	16	18
	16	14	16
3/4 (19.1)	20	16	18
	18	14	16
	16	12	14
7/8 (22.2)	18	14	16
	16	12	14
	14	10	12
	12	-	-
1 (25.4)	18	14	16
	16	12	14
	14	-	12
1-1/4 (31.8)	16	14	14
	14	12	12
1-1/2 (38.1)	16	14	14
	14	12	12
2 (50.8)	14	14	14
	12	12	12

Notes:

1. Wall thickness shall be specified as either minimum or average.
2. Characteristics of tubing are shown in Tables D-7 and D7M.

Vedlegg A-2 RCB-2.21 Rørdiameter [4]

TABLE R-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
 Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel				Alloy *
	Pipe		Plate		
6 (152)	SCH. 40		-		1/8 (3.2)
8 - 12 (203-305)	SCH. 30		-		1/8 (3.2)
13 - 29 (330-737)	SCH. STD		3/8 (9.5)		3/16 (4.8)
30 - 39 (762-991)	-		7/16 (11.1)		1/4 (6.4)
40 - 60 (1016-1524)	-		1/2 (12.7)		5/16 (7.9)
61 - 80 (1549-2032)	-		1/2 (12.7)		5/16 (7.9)
81 - 100 (2057-2540)	-		1/2 (12.7)		3/8 (9.5)

TABLE CB-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
 Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel				Alloy *
	Pipe		Plate		
6 (152)	SCH. 40		-		1/8 (3.2)
8 - 12 (203-305)	SCH. 30		-		1/8 (3.2)
13 - 23 (330-584)	SCH. 20		5/16 (7.9)		1/8 (3.2)
24 - 29 (610-737)	-		5/16 (7.9)		3/16 (4.8)
30 - 39 (762-991)	-		3/8 (9.5)		1/4 (6.4)
40 - 60 (1016-1524)	-		7/16 (11.1)		1/4 (6.4)
61 - 80 (1549-2032)	-		1/2 (12.7)		5/16 (7.9)
81 - 100 (2057-2540)	-		1/2 (12.7)		3/8 (9.5)

*Schedule 5S is permissible for 6 inch (152 mm) and 8 inch (203 mm) shell diameters.

Vedlegg A-3 RCB R-3.13 og CB-3.13 Minimum skalldiameter [4]

TABLE R-4.41
BAFFLE OR SUPPORT PLATE THICKNESS
 Dimensions in Inches (mm)

Nominal Shell ID	Plate Thickness				
	Unsupported tube length between central baffles. End spaces between tubesheets and baffles are not a consideration.				
	24 (610) and Under	Over 24 (610) to 36 (914) Inclusive	Over 36 (914) to 48 (1219) Inclusive	Over 48 (1219) to 60 (1524) Inclusive	Over 60 (1524)
6 - 14 (152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15 - 28 (381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29 - 38 (737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39 - 60 (991-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61 - 100 (1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

Vedlegg A-4 RCB R-4.41 Platetykkelse ledeplate [4]

TABLE RCB-4.52
MAXIMUM UNSUPPORTED STRAIGHT TUBE SPANS
 Dimensions in Inches (mm)

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (660)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1626)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)

Vedlegg A-5 RCB-4.52 Maksimale rørs spenn mellom ledeplater [4]

Fouling Resistances For Industrial Fluids

Oils:	
Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Refrigerant Vapors (Oil Bearing)	0.002
Compressed Air	0.001
Ammonia Vapor	0.001
CO ₂ Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.002
Coal Flue Gas	0.010
Natural Gas Flue Gas	0.005
Liquids:	
Molten Heat Transfer Salts	0.0005
Refrigerant Liquids	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Industrial Organic Heat Transfer Media	0.002
Ammonia Liquid	0.001
Ammonia Liquid (Oil Bearing)	0.003
Calcium Chloride Solutions	0.003
Sodium Chloride Solutions	0.003
CO ₂ Liquid	0.001
Chlorine Liquid	0.002
Methanol Solutions	0.002
Ethanol Solutions	0.002
Ethylene Glycol Solutions	0.002

Vedlegg A-6 RGP-T-2.4 Begroings- og korrosjonsmotstand[4]

Fouling Resistances For Chemical Processing Streams

Gases And Vapors:	
Acid Gases	0.002-0.003
Solvent Vapors	0.001
Stable Overhead Products	0.001
Liquids:	
MEA And DEA Solutions	0.002
DEG And TEG Solutions	0.002
Stable Side Draw And Bottom Product	0.001-0.002
Caustic Solutions	0.002
Vegetable Oils	0.003

Fouling Resistances For Natural Gas-Gasoline Processing Streams

Gases And Vapors:	
Natural Gas	0.001-0.002
Overhead Products	0.001-0.002
Liquids:	
Lean Oil	0.002
Rich Oil	0.001-0.002
Natural Gasoline And Liquified Petroleum Gases	0.001-0.002

Vedlegg A-7 RGP-T-2.4 Begroings- og korrosjonsmotstand [(h·Ft²·°F)/Btu] [4]

Fouling Resistances For Oil Refinery Streams

Crude And Vacuum Unit Gases And Vapors:						
Atmospheric Tower Overhead Vapors						0.001
Light Naphthas						0.001
Vacuum Overhead Vapors						0.002
Crude And Vacuum Liquids:						
Crude Oil						
	0 to 250 ° F VELOCITY FT/SEC			250 to 350 ° F VELOCITY FT/SEC		
	<2	2-4	>4	<2	2-4	>4
DRY	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002
SALT*	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004
	350 to 450 ° F VELOCITY FT/SEC			450 ° F and over VELOCITY FT/SEC		
	<2	2-4	>4	<2	2-4	>4
DRY	0.004	0.003	0.003	0.005	0.004	0.004
SALT*	0.006	0.005	0.005	0.007	0.006	0.006
*Assumes desalting @ approx. 250 ° F						
Gasoline						0.002
Naphtha And Light Distillates						0.002-0.003
Kerosene						0.002-0.003
Light Gas Oil						0.002-0.003
Heavy Gas Oil						0.003-0.005
Heavy Fuel Oils						0.005-0.007
Asphalt And Residuum:						
Vacuum Tower Bottoms						0.010
Atmosphere Tower Bottoms						0.007
Cracking And Coking Unit Streams:						
Overhead Vapors						0.002
Light Cycle Oil						0.002-0.003
Heavy Cycle Oil						0.003-0.004
Light Coker Gas Oil						0.003-0.004
Heavy Coker Gas Oil						0.004-0.005
Bottoms Slurry Oil (4.5 Ft/Sec Minimum)						0.003
Light Liquid Products						0.002

Vedlegg A-8 RGP-T-2.4 Begroings- og korrosjonsmotstand[4]

Fouling Resistances For Oil Refinery Streams- continued

Catalytic Reforming, Hydrocracking And Hydrodesulfurization Streams:	
Reformer Charge	0.0015
Reformer Effluent	0.0015
Hydrocracker Charge And Effluent*	0.002
Recycle Gas	0.001
Hydrodesulfurization Charge And Effluent*	0.002
Overhead Vapors	0.001
Liquid Product Over 50 ° A.P.I.	0.001
Liquid Product 30 - 50 ° A.P.I.	0.002
*Depending on charge, characteristics and storage history, charge resistance may be many times this value.	
Light Ends Processing Streams:	
Overhead Vapors And Gases	0.001
Liquid Products	0.001
Absorption Oils	0.002-0.003
Alkylation Trace Acid Streams	0.002
Reboiler Streams	0.002-0.003
Lube Oil Processing Streams:	
Feed Stock	0.002
Solvent Feed Mix	0.002
Solvent	0.001
Extract*	0.003
Raffinate	0.001
Asphalt	0.005
Wax Slurries*	0.003
Refined Lube Oil	0.001
*Precautions must be taken to prevent wax deposition on cold tube walls.	
Visbreaker:	
Overhead Vapor	0.003
Visbreaker Bottoms	0.010
Naphtha Hydrotreater:	
Feed	0.003
Affluent	0.002
Naphthas	0.002
Overhead Vapors	0.0015

Vedlegg A-9 RGP-T-2.4 Begroings- og korrosjonsmotstand[4]

Fouling Resistances for Oil Refinery Streams - continued

Catalytic Hydro Desulfurizer:	
Charge	0.004-0.005
Effluent	0.002
H.T. Sep. Overhead	0.002
Stripper Charge	0.003
Liquid Products	0.002
HF Alky Unit:	
Alkylate, Deprop. Bottoms, Main Fract. Overhead Main Fract. Feed	0.003
All Other Process Streams	0.002

Fouling Resistances For Water

Temperature Of Heating Medium	Up To 240° F		240 to 400° F	
Temperature Of Water	125 ° F		Over 125° F	
	Water Velocity Ft/Sec		Water Velocity Ft/Sec	
	3 and Less	Over 3	3 and Less	Over 3
Sea Water	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Brackish Water	0.002	0.001	0.003	0.002
Cooling Tower And Artificial Spray Pond:				
Treated Make Up	0.001	0.001	0.002	0.002
Untreated	0.003	0.003	0.005	0.004
City Or Well Water	0.001	0.001	0.002	0.002
River Water:				
Minimum	0.002	0.001	0.003	0.002
Average	0.003	0.002	0.004	0.003
Muddy Or Silty	0.003	0.002	0.004	0.003
Hard (Over 15 Grains/Gal.)	0.003	0.003	0.005	0.005
Engine Jacket	0.001	0.001	0.001	0.001
Distilled Or Closed Cycle				
Condensate	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Treated Boiler Feedwater	0.001	0.0005	0.001	0.001
Boiler Blowdown	0.002	0.002	0.002	0.002

If the heating medium temperature is over 400 ° F and the cooling medium is known to scale, these ratings should be modified accordingly.

Vedlegg A-10 RGP-T-2.4 Begrings- og korrosjonsmotstand[4]

VEDLEGG B – NORSOK RØRDIMENSJONER

Max Design Pressure at Temperature							
Pressure (Barg)	20.0	20.0	19.5	17.7	15.8	14.0	12.1
Temperature (Deg. C)	-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	2.77	3.05	3.05	3.40	3.76	4.19
SCH	40S	40S	40S	40S	10S	10S	10S	10S	10S	10S
WEIGHT										

Vedlegg B-1 Diameter og vegtykkelse for opp til 12,1-20 bar. Duplex etter NORSOK [2]

Max Design Pressure at Temperature							
Pressure (Barg)	51.7	51.7	51.3	49.2	45.8	42.7	40.1
Temperature (Deg. C)	-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	2.77	3.05	3.05	3.40	3.76	6.35
SCH	40S	40S	40S	40S	10S	10S	10S	10S	10S	20
WEIGHT										

Vedlegg B-2 Diameter og vegtykkelse for opp til 40,1-51,7 bar. Duplex etter NORSOK [2]

Max Design Pressure at Temperature							
Pressure (Barg)	103.4	103.4	102.5	98.4	91.6	85.4	80.3
Temperature (Deg. C)	-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	3.91	5.49	6.02	7.11	8.18	9.27
SCH	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S
WEIGHT										

Vedlegg B-3 Diameter og vegtykkelse for opp til 80,3-103,4 bar. Duplex etter NORSOK [2]

Max Design Pressure at Temperature							
Pressure (Barg)	258.6	258.5	256.3	245.9	228.9	213.1	200.9
Temperature (Deg. C)	-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	5.54	7.62	8.56	14.27	18.26	21.44
SCH	40S	40S	40S	40S	80S	80S	80S	120	120	120
WEIGHT										

Vedlegg B-4 Diameter og vegtykkelse for opp til 200,9-258,6 bar. Duplex etter NORSOK

[2]

VEDLEGG C – DATAEKSPORT FRA HYSYS

Stream Name	1ST IN	1ST OUT
Vapour / Phase Fraction		1
Temperature [C]	70	25
Pressure [kPa]	612,8976471	612,8976471
Molar Flow [kgmole/h]	3718,647642	3718,647642
Mass Flow [kg/h]	114091,7952	114091,7952
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	267,7895804	267,7895804
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-91251,37415	-93962,2348
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	178,6922752	170,2319381
Heat Flow [kJ/h]	-339331707,3	-349412442,8
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	<empty>	<empty>
Fluid Package	WestLabincallhypos	WestLabincallhypos
Stream Name	1ST IN	1ST OUT
Molecular Weight	30,6809911	30,6809911
Molar Density [kgmole/m3]	0,221896783	0,259956477
Mass Density [kg/m3]	6,808013212	7,975722357
Act. Volume Flow [m3/h]	16758,45678	14304,88551
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-2974,199036	-3062,555395
Mass Entropy [kJ/kg-C]	5,824201528	5,548449772
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	62,65513063	57,89299286
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	2,042148196	1,886933596
Lower Heating Value [kJ/kgmole]	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Mass Basis]	4,94065645841247e-324	4,94065645841247e-324
Partial Pressure of CO2 [kPa]	4,31E+00	4,31414366
Cost Based on Flow [Cost/s]	0	0
Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	16758,45678	14304,88551
Avg. Liq. Density [kgmole/m3]	13,88645382	13,88645382
Specific Heat [kJ/kgmole-C]	62,65513063	57,89299286
Std. Gas Flow [STD_m3/h]	87925,32617	87925,32617
Std. Ideal Liq. Mass Density [kg/m3]	426,050166	426,050166
Act. Liq. Flow [m3/s]	<empty>	<empty>
Z Factor	0,968113353	0,951099081
Watson K	16,00457341	16,00457341
User Property	<empty>	<empty>
Cp/(Cp - R)	1,153003238	1,167699527
Cp/Cv	1,178114405	1,208614702
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	21430,547	21430,547
Kinematic Viscosity [cSt]	1,725414774	1,2879286
Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	<empty>	<empty>
Liquid Fraction	0	0
Molar Volume [m3/kgmole]	4,506599818	3,846797785
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	698,4959165	698,4959165
Phase Fraction [Molar Basis]	1	1

Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
Thermal Conductivity [W/m-K]	3,04E-02	2,49E-02
Viscosity [cP]	1,17E-02	1,03E-02
Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	5,43E+01	49,57867286
Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	1,771155647	1,615941046
Cv [kJ/kgmole-C]	53,18255202	47,90028847
Mass Cv [kJ/kg-C]	1,733403978	1,561236673
Cv (Ent. Method) [kJ/kgmole-C]	53,17583155	47,96696379
Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]	1,733184935	1,733184935
Cp/Cv (Ent. Method)	1,178263297	1,206934696
Reid VP at 37.8 C [kPa]	<empty>	<empty>
True VP at 37.8 C [kPa]	10321,36487	10321,36487
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	0	0
Partial Pressure of H2S [kPa]	0	0

Vedlegg C-1 Data for studie 1

Stream Name	2ND IN	2ND OUT
Vapour / Phase Fraction		1
Temperature [C]	90	25,00000016
Pressure [kPa]	2084,828584	2084,828584
Molar Flow [kgmole/h]	3247,201558	3247,201558
Mass Flow [kg/h]	88024,01536	88024,01536
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	222,2546844	222,2546844
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-85959,96797	-89779,39457
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	172,4902064	160,9128134
Heat Flow [kJ/h]	-279129341,9	-291531789,9
Liq Vol Flow @ Std Cond [m3/h]	<empty>	<empty>
Fluid Package	WestLabincallhypos	WestLabincallhypos
Stream Name	2ND IN	2ND OUT
Molecular Weight	27,10765371	27,10765371
Molar Density [kgmole/m3]	0,742263422	0,972342369
Mass Density [kg/m3]	20,12101981	26,35792023
Act. Volume Flow [m3/h]	4374,729322	3339,566043
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-3171,058952	-3311,95741
Mass Entropy [kJ/kg-C]	6,363155154	5,936065698
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	60,7664121	57,34751514
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	2,241669926	2,115546987
Lower Heating Value [kJ/kgmole]	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Mass Basis]	4,94065645841247e-324	4,94065645841247e-324
Partial Pressure of CO2 [kPa]	16,4572348	16,4572348
Cost Based on Flow [Cost/s]	0	0
Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	4374,729322	3339,566043
Avg. Liq. Density [kgmole/m3]	14,61027274	14,61027274
Specific Heat [kJ/kgmole-C]	60,7664121	57,34751514

Std. Gas Flow [STD_m3/h]	76778,24942	76778,24942
Std. Ideal Liq. Mass Density [kg/m3]	396,0502142	396,0502142
Act. Liq. Flow [m3/s]	<empty>	<empty>
Z Factor	0,930249637	0,864947192
Watson K	16,73787658	16,73787658
User Property	<empty>	<empty>
Cp/(Cp - R)	1,158512648	1,169565128
Cp/Cv	1,230602496	1,331279656
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	16289,76085	16289,76085
Kinematic Viscosity [cSt]	0,653283914	0,422652658
Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	<empty>	<empty>
Liquid Fraction	0	0
Molar Volume [m3/kgmole]	1,347230606	1,028444334
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	600,9284692	600,9284692
Phase Fraction [Molar Basis]	1	1
Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
Thermal Conductivity [W/m-K]	3,60E-02	2,80E-02
Viscosity [cP]	1,31E-02	1,11E-02
Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	52,4520921	49,03319514
Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	1,934955074	1,808832135
Cv [kJ/kgmole-C]	49,37939934	43,07698604
Mass Cv [kJ/kg-C]	1,821603591	1,589107877
Cv (Ent. Method) [kJ/kgmole-C]	49,37764842	43,0747947
Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]	1,821538999	1,589027039
Cp/Cv (Ent. Method)	1,266838826	1,331347382
Reid VP at 37.8 C [kPa]	<empty>	<empty>
True VP at 37.8 C [kPa]	12609,95951	12609,95951
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]	0	0
Partial Pressure of H2S [kPa]	0	0

Vedlegg C-2 Data for studie 2

Stream Name	3RD IN	3RD OUT
Vapour / Phase Fraction	1	1
Temperature [C]	102,8386277	55,8
Pressure [kPa]	5572,580116	5572,580116
Molar Flow [kgmole/h]	2829,390863	2829,390863
Mass Flow [kg/h]	76643,52501	76643,52501
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	193,7859674	193,7859674
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-86031,37854	-89339,75689
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	164,1667167	154,7598189
Heat Flow [kJ/h]	-243416396,4	-252777091,8
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	<empty>	<empty>
Fluid Package	WestLabincallhypos	WestLabincallhypos
Stream Name	3RD IN	3RD OUT
Molecular Weight	27,08834825	27,08834825

Molar Density [kgmole/m ³]	2,110610826	2,755483284
Mass Density [kg/m³]	57,17296106	74,64149077
Act. Volume Flow [m ³ /h]	1340,555458	1026,822002
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-3175,955129	-3298,088022
Mass Entropy [kJ/kg-C]	6,060418127	5,713150818
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	68,91764986	73,68448883
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	2,544180591	2,720154369
Lower Heating Value [kJ/kgmole]	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Mass Basis]	4,94065645841247e-324	4,94065645841247e-324
Partial Pressure of CO ₂ [kPa]	44,08444744	44,08444744
Cost Based on Flow [Cost/s]	0	0
Act. Gas Flow [ACT_m ³ /h]	1340,555458	1026,822002
Avg. Liq. Density [kgmole/m ³]	14,60059725	14,60059725
Specific Heat [kJ/kgmole-C]	68,91764986	73,68448883
Std. Gas Flow [STD_m ³ /h]	66899,35117	66899,35117
Std. Ideal Liq. Mass Density [kg/m ³]	395,5060629	395,5060629
Act. Liq. Flow [m ³ /s]	<empty>	<empty>
Z Factor	0,844591516	0,739438253
Watson K	16,74598926	16,74598926
User Property	<empty>	<empty>
Cp/(Cp - R)	1,137192462	1,12718829
Cp/Cv	1,341854677	1,567542062
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	12072,29339	12072,29339
Kinematic Viscosity [cSt]	0,26241491	0,1899084
Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m ³]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m ³ /h]	<empty>	<empty>
Liquid Fraction	0	0
Molar Volume [m ³ /kgmole]	0,473796489	0,362912744
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	445,6636959	445,6636959
Phase Fraction [Molar Basis]	1	1
Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	<empty>
Thermal Conductivity [W/m-K]	4,11E-02	3,64E-02
Viscosity [cP]	1,50E-02	1,42E-02
Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	60,60332986	65,37016883
Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	2,237247148	2,413220926
Cv [kJ/kgmole-C]	51,35999526	47,006387
Mass Cv [kJ/kg-C]	1,896017978	1,735299125
Cv (Ent. Method) [kJ/kgmole-C]	51,35957087	47,00555663
Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]	1,896002311	1,73526847
Cp/Cv (Ent. Method)	1,395725638	1,567569754
Reid VP at 37.8 C [kPa]	<empty>	<empty>
True VP at 37.8 C [kPa]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m ³ /h]	0	0
Partial Pressure of H ₂ S [kPa]	0	0

Vedlegg C-3 Data for studie 3

Stream Name	4TH IN	4TH OUT
Vapour / Phase Fraction		1
Temperature [C]	150,8759069	34,3
Pressure [kPa]	16926,74711	16926,74711
Molar Flow [kgmole/h]	2429,390863	2429,390863
Mass Flow [kg/h]	65808,18571	65808,18571
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	166,3898278	166,3898278
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-85036,56531	-95481,46208
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	159,0641437	130,1315585
Heat Flow [kJ/h]	-206587054,8	-231961791,5
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	<empty>	<empty>
Fluid Package	WestLabincallhypos	WestLabincallhypos
Stream Name	4TH IN	4TH OUT
Molecular Weight	27,08834825	27,08834825
Molar Density [kgmole/m3]	5,785866102	11,99539776
Mass Density [kg/m3]	156,7295559	324,9355118
Act. Volume Flow [m3/h]	419,8836993	202,5269117
Mass Enthalpy [kJ/kg]	-3139,230364	-3524,816693
Mass Entropy [kJ/kg-C]	5,872050309	4,803968014
Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	82,68741567	93,97971896
Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	3,052508589	3,469377982
Lower Heating Value [kJ/kgmole]	<empty>	<empty>
Mass Lower Heating Value [kJ/kg]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Vol. Basis]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Mass Basis]	4,94065645841247e-324	2,12199579096527e-314
Partial Pressure of CO2 [kPa]	133,9067861	0
Cost Based on Flow [Cost/s]	0	0
Act. Gas Flow [ACT_m3/h]	419,8836993	<empty>
Avg. Liq. Density [kgmole/m3]	14,60059725	14,60059725
Specific Heat [kJ/kgmole-C]	82,68741567	93,97971896
Std. Gas Flow [STD_m3/h]	57441,57677	57441,57677
Std. Ideal Liq. Mass Density [kg/m3]	395,5060629	395,5060629
Act. Liq. Flow [m3/s]	<empty>	5,63E-02
Z Factor	0,829824016	0,552023568
Watson K	16,74598926	16,74598926
User Property	<empty>	<empty>
Cp/(Cp - R)	1,111792039	1,097055755
Cp/Cv	1,430808272	1,921906843
Heat of Vap. [kJ/kgmole]	<empty>	<empty>
Kinematic Viscosity [cSt]	1,45E-01	9,39E-02
Liq. Mass Density (Std. Cond) [kg/m3]	<empty>	<empty>
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) [m3/h]	<empty>	<empty>
Liquid Fraction	0	0
Molar Volume [m3/kgmole]	1,73E-01	8,34E-02
Mass Heat of Vap. [kJ/kg]	<empty>	<empty>
Phase Fraction [Molar Basis]	1	1
Surface Tension [dyne/cm]	<empty>	1,881524821
Thermal Conductivity [W/m-K]	6,04E-02	7,36E-02
Viscosity [cP]	2,27E-02	3,05E-02
Cv (Semi-Ideal) [kJ/kgmole-C]	74,37309567	85,66539896
Mass Cv (Semi-Ideal) [kJ/kg-C]	2,745575145	3,162444538

Cv [kJ/kgmole-C]		57,79070286	48,89920618
Mass Cv [kJ/kg-C]		2,133415531	1,805174894
Cv (Ent. Method) [kJ/kgmole-C]	<empty>		<empty>
Mass Cv (Ent. Method) [kJ/kg-C]		1,73526847	<empty>
Cp/Cv (Ent. Method)		1,759098745	<empty>
Reid VP at 37.8 C [kPa]	<empty>		<empty>
True VP at 37.8 C [kPa]	<empty>		<empty>
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) [m3/h]		0	0
Partial Pressure of H2S [kPa]		0	0

Vedlegg C-4 Data for studie 4

VEDLEGG D - BRUKERVEILEDNING REGNEARK

Regnearket er et verktøy for bruk til å gjøre forskjellige estimeringer for en ”skall og rør”-varmeveksler. Deler av beregningene i regnearket er basert på de allerede etablerte metodene av Bell og Bell-Delaware, mens andre er forenklet for lettet brukerterskel. Det er i utviklingen av programmet, utover ovennevnte metoder, tatt utgangspunkt i standard fra TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) i tillegg til tilgjengelig litteratur som er offentlig publisert om varmelære og varmevekslere.

Regnearket er oppdelt i flere seksjoner med følgende hovedtrekk:

1. Innsetting av **temperaturer** og spesifisering av tilhørrelse til rørside og skallside
2. Innsetting av **volum- og masserater** og spesifisering av **fysiske egenskaper**. Massestrømning og utgangstemperatur for vekslende medium kombineres slik at varmeraten for begge medier er i overensstemmelse
3. Beregning av **LMTD** og tilhørende **korreksjonsfaktor, F**, ved hjelp av PR-diagram.
4. Valg av **ønsket middelhastighet i rør**. anbefalte intervall for ulike medier og forventet begroing og korrosjon er til veiledning, som tidligere beskrevet i kapittel 2.
5. Med hensyn på gjennomsnittlig volumstrømning og valgt strømningshastighet beregnes nå **strømningsareal** (tverrsnittsareal) av alle rør.
6. Valg av **diameter og veggtykkelse** i rør med hensyn på temperatur og trykk. Det velges også material med varmeledningskoeffisient, med hensyn på økonomi og korrosjonsfare som følger de ulike medier. Det er vedlagt dimensjoner fra TEMA i vedlegg A, men det anbefales å bruke NORSOK for større valgfrihet til materialkvalitet og ved høye trykk. Det er vedlagt rørdimensjoner i Duplex av NORSOK i vedlegg B
7. **Antall rør, innerdiameter** og **Reynolds tall** i rør blir beregnet.
8. Minimum **ordinær senteravstand** mellom rør blir nå beregnet og valgt verdi skal spesifiseres. Merk at det i tilfeller hvor mekanisk rengjøring er nødvendig, er det spesifisert minimum ”vegg til vegg”-avstand mellom rør for ulike skalldiameter. Dette må eventuelt implementeres i valgt senteravstand.
9. Beregning av **bunt diameter** etter valgt konstant for rørmønster blir videre beregnet.
10. Minimum **skalldiameter** blir beregnet etter minimum avstand til bunt diameter.
11. Forhold i avstand mellom ledeplater og skalldiameter spesifiseres.

12. **Strømningsareal** i skall blir beregnet etter valgt skalldiameter, **avstand mellom ledeplater** og **rørmønster**.
13. Beregning av **massestrømning per areal**, **middelhastighet i skall** og de dimensjonsløse **Prandtls tall** og **Reynolds tall** for begge sider.
14. Beregning av **varmeovergangskoeffisienter** for innside av rør, utside av rørbunt, vegg i rør og korrosjon/begroing relatert rørside. Videre beregning av den totale varmeovergangskoeffisienten for varmeveksleren.
15. Beregning av **nødvendig overflateareal**, med utgangspunkt i varmerate, varmeovergangskoeffisient, Logaritmisk midlere temperaturdifferanse og tilhørende korreksjonsfaktor.
16. Bestemmelse av **total utvendig lengde** og **diameter av varmeveksler** etter valg av skalldiameter og rørlengde med utgangspunkt i minimum varmeoverførende rørlengde.
17. Bestemmelse av varmevekslerens karakteristik som **temperatureffektivitet**, **beregnet maksimal hastighet i skall**, **friksjonskoeffisienter** og **Nusselts tall** for begge sider.
18. Bestemmelse av **trykkfall** på rørside og skallside.

Beregningene i regnearket er gjeldende for en "skall og rør"-varmeveksler begrenset til følgende:

- E1-1-skall; ett skall og en rørpasasje (rette rør).
- Vekslende medier ordnet i motstrøms arrangement.
- Tversgående ledeplater for kryssende strømning.
- Væske på skallside og væske eller gass på rørside (Nusselts tall for skallside er begrenset til væskestrømning).
- Glatte rør, uten finner, ordnet i enten 30°, 45° eller 90° mønster.
- Fullt utviklet turbulent eller laminær strømning (Beregninger av trykkfall og Nusselts tall er begrenset til turbulent strømning).
- Varmeoverføring dominert av tvungen konveksjon.
- Varmeoverføring uten faseendring i medier.

Videre er det gjort følgende antakelser for lettelse i beregninger og brukerterskel:

- Viskositetsforhold relatert veggtemperatur og bulktemperatur for medium på skallside settes lik 1.
- Samme viskositetsforhold for rørside settes også til 1.
- Varmeoverføringen antas å være lineær med temperaturen.
- Det er antatt at det brukes minimum 7 ledeplater i skall. Dette i forbindelse med bestemmelse av korreksjonsfaktor, F.
- Det er antatt et kutt i ledeplater på 20% i forbindelse med beregning av korreksjonsfaktor relatert lekkasje og forbipassing av medium på skallside, tilhørende varmeovergangskoeffisienten for utside av rør.
- Det er i studiene antatt å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur. Bruker velger imidlertid selv hvilke verdier av fysiske egenskaper som innsettes. Gassens fysiske egenskaper er i studiene spesifisert med gjennomsnittsverdier av inn- og utgangstemperatur.

Betydninger av antakelser relatert viskositetsforhold og spesifisering av fysiske egenskaper

Det er i studiene valgt å spesifisere kjølevannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur, mens det for gassen er spesifisert gjennomsnittlig verdi av fysiske egenskaper ved inn- og utgangstemperatur av gassen. Det er altså ikke valgt å benytte seg av gjennomsnittlig filmtemperatur, som for kjølevæsken vil være noe høyere enn gjennomsnittlig bulktemperatur, og omvendt for den varme gassen. Vann vil oppleve en svekkelse i viskositeten med økt temperatur, hvor det ved lave temperaturer (det menes her temperaturer rundt 20°C eller lavere) vil være en betydelig svekkelse i viskositeten bare ved få graders temperaturøkning. Ved å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur, anvendes det da blant annet en viskositet lavere enn gjennomsnittlig verdi. Forskjellen i anvendt og virkelig verdi av andre fysiske egenskaper for vannet, som spesifikke varmekapasitet, varmeledningskoeffisient og massetetthet vil være mindre sammenlignet med viskositeten, da de opplever mindre utslag ved endret temperatur. Det gjøres imidlertid oppmerksom på at vannets spesifikke varmekapasitet for temperaturer opp til rundt 40[1] vil reduseres ved økt temperatur mens for temperaturer over 40 vil motsatt gjelde.

Avvikene som følger ved å spesifisere vannets fysiske egenskaper ved middeltemperatur vil følgelig øke med økt temperaturdifferanse mellom inngang og utgang for vannet, særlig i tilfeller med lav inngangstemperatur og ved økt temperaturforskjell mellom rørvegg og bulktemperatur. Avvikene som følger vil gjøre seg gjeldende i form av lavere beregnet Reynolds og Prandtls tall for skallside, med tilhørende medvirkning til høyere varmeovergangskoeffisient for utside av rør.

Det er også gjort antakelser i viskositetsforholdet mellom vegg- og bulktemperatur, ved å sette forholdet til 1,0, både for rørside og skallside. Felles for avvikene på begge sider, er økt utslag ved økt forskjell mellom veggtemperatur og bulktemperatur for begge sider. For rørsiden med innhold av varm gass og viskositet som svekkes ved redusert temperatur, vil viskositeten være lavere kjølede rørvegg enn i bulktemperatur og viskositetsforholdet vil i virkeligheten være lavere enn antatt verdi tilsier. For gasser med liten variasjon i viskositeten vil utslagene ved anvendelse av antakelse, ofte være så små at det ikke vil være av merkbar betydning. Dog, det vil med bruk av antakelsen isolert sett medvirke til at beregnet varmeovergangskoeffisient for innside av rør vil være noe lavere beregnet i regneark enn i tilfeller det er tatt høyde for viskositetsforholdet.

For skallsiden med innhold av kaldt vann, vil betydningen av antakelsen derimot være mer utslagsgivende, da utslagene i vannets viskositet vil endres mer med temperaturen. Ved antatt viskositetsforhold lik 1 på skallsiden, vil det i virkeligheten opereres med et lavere viskositetsforhold, som medfører at det ved bruk av antakelse vil medvirke til lavere varmeovergangskoeffisient for utside av rør sammenlignet med bruk av at det faktiske viskositetsforhold. Begge viskositetsforholdene er i beregninger av varmeovergangskoeffisienter tillagt en eksponent på 0,14 og det skal derfor store temperaturforskjeller til for at avvikene ved bruk av antakelser skal være dramatiske.

For trykkberegninger, hvor viskositetsforholdene inngår som teller, vil det ved bruk av antakelser om et forhold lik 1, medvirke til at beregninger er noe høyere enn hva resultatet ville vært dersom det hadde vært tatt høyde for det virkelige forhold.

Veiledning for valg av forskjellige parametre:

Dersom en varmeveksler med gode varmeovergangstall og lite areal ønskes bør det velges:

- Liten rørdiameter
- Liten skalldiameter
- Liten avstand mellom ledeplater
- Høy strømningshastighet i rør
- Rør i 30 mønster
- Liten utgangstemperatur mot høy massestrømning på skallside

Dersom trykkfall på rørside ønskes å minimeres bør det velges:

- Stor rørdiameter
- Liten skalldiameter
- Liten avstand mellom ledeplater
- Liten strømningshastighet i rør
- Rør i 30 mønster
- Liten utgangstemperatur mot høy massestrømning på skallside

Dersom trykkfall på skallside ønskes å minimeres bør det velges:

- Liten rørdiameter
- Stor skalldiameter
- Stor avstand mellom ledeplater
- Liten strømningshastighet i rør
- Rør i 45 mønster
- Stor utgangstemperatur mot liten massestrømning på skallside

	U	A _o	ΔP _t	ΔP _s
D _o ↑	↓	↑	↓	↑
D _s ↑	↓	↑	↑	↓
B ↑	↓	↑	↑	↓
U _s ↑	↑	↓	↑	↑
30°	↑	↓	↓	↑
45°	↓	↑	↑	↓
T _{c,o} ↑	↓	↑	↑	↓

Tabell fra parameteranalyse

For mer utfyllende informasjon om de forskjellige parametrene, refereres det til kapittel 3 i rapporten.

Følgende veiledninger er til hjelp for valg av side for medier[5]:

Skallside:

- Medium med høyest viskositet, for generell økning av total varmeoverføringskoeffisient
- Medium med lavest volumstrømning
- Kondenserende eller kokende medium (Ikke aktuelt for regneark)

Rørside:

- Etsende eller helseskadelig medium, i tilfellet lekkasje
- Korrosivt medium
- Medium relatert begroing og erosjon
- Medium med høy temperatur
- Medium med høyt trykk, for å unngå høy kostnad med større skalltykkelse
- Medium som er mest eksponert for trykkfall

Når og hvor kan avvik forventes

Det er stor usikkerhet knyttet til beregning av trykkfallet på skallsiden. I varmevekslere med inngangstrykk høyere enn 2 bar og i geometrier hvor en mindre andel av trykkfallsdistribusjonen er lokalisert i kryssende strømming mellom ledeplater, enn hva som er normalt, vokser avvikene i form av at regnearket underestimerer trykkfallet i forhold til HTFS. Felles for en slik geometri er liten skalldiameter ($<0,5\text{m}$), med tilhørende lite strømningsareal og stor åpning i ledeplatevinduer ($>30\%$).

Ved bruk av vann (eller andre medier med viskositet som er sterkt temperaturavhengig) på skallside og antakelse om viskositetsforhold mellom vegg- og bulktemperatur lik 1 vil avvikene øke med økt forskjell i gjennomsnittstemperatur av mediene på rørside og skallside, og særlig i tilfeller med lav inngangstemperatur på vannet ($<20^\circ\text{C}$). Viskositeten vil også for skallside med innhold av vann og spesifisering av dets egenskaper ved middeltemperatur, medvirke til lavere Prandtl's og Reynolds tall. Summen at dette er at varmeovergangskoeffisienten er beregnet høyere ved lave temperaturer, mens viskositetsforholdet vil trekke ned avviket sammenlignet med HTFS.

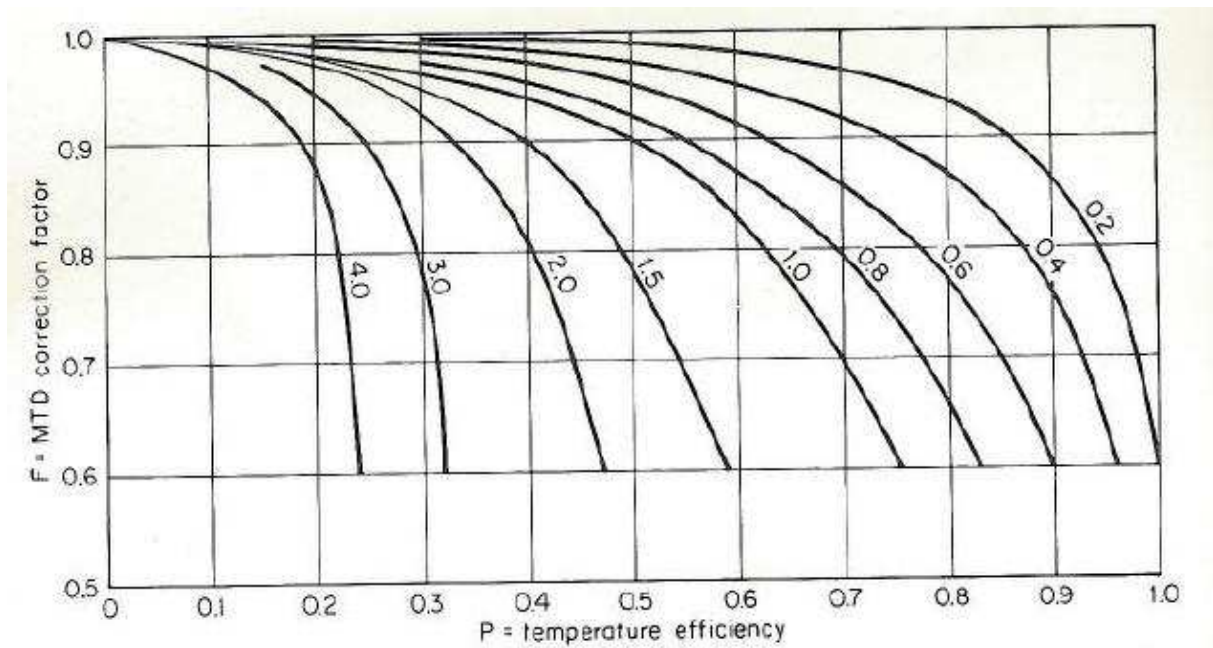
Regnearket beregner i alle tilfeller en noe lavere MTD sammenlignet med HTFS. Kombinert med en gjennomgående noe høyere total varmeovergangskoeffisient, er resultatene i nødvendig varmeoverførende areal og tilhørende rørlengde beregnet med god samsvar sett i forhold til HTFS.

Trykkfallet for rørsiden er også i overslagsøyemed beregnet med tilfredsstillende resultater. Grunnet antakelsen om et totalt trykkfall for rørside tilsvarende 2 ganger trykkfallet i rørene, er det i alle studiene beregnet et noe høyere trykkfall enn hva som er gjort ved bruk av HTFS.

Det henvises ellers til resultater og konklusjon i rapporten for mer utfyllende beskrivelser.

Under følger figurer til bruk for innsetting av verdier i regnearket.

Figurer og tabeller for bruk av regnearket:



Figur 1 – PR-diagram for avlesning av korreksjonsfaktor, F. E1-1 skall [7]

Max Design Pressure at Temperature								
Pressure (Barg)		20.0	20.0	19.5	17.7	15.8	14.0	12.1
Temperature (Deg. C)		-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	2.77	3.05	3.05	3.40	3.76	4.19
SCH	40S	40S	40S	40S	10S	10S	10S	10S	10S	10S
WEIGHT										

Figur 2a – Diameter og veggtykkelse for opp til 12,1-20 bar. Duplex etter NORSOK [2]

Max Design Pressure at Temperature								
Pressure (Barg)		51.7	51.7	51.3	49.2	45.8	42.7	40.1
Temperature (Deg. C)		-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	2.77	3.05	3.05	3.40	3.76	6.35
SCH	40S	40S	40S	40S	10S	10S	10S	10S	10S	20
WEIGHT										

Figur 2b – Diameter og veggtykkelse for opp til 40,1-51,7 bar. Duplex etter NORSOK [2]

Max Design Pressure at Temperature							
Pressure (Barg)	103.4	103.4	102.5	98.4	91.6	85.4	80.3
Temperature (Deg. C)	-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	3.91	5.49	6.02	7.11	8.18	9.27
SCH	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S	40S
WEIGHT										

Figur 2c – Diameter og veggtykkelse for opp til 80,3-103,4 bar. Duplex etter NORSOK [2]

Max Design Pressure at Temperature							
Pressure (Barg)	258.6	258.5	256.3	245.9	228.9	213.1	200.9
Temperature (Deg. C)	-46	38	50	100	150	200	250

ND (inch)	0.50	0.75	1.00	1.50	2.00	3.00	4.00	6.00	8.00	10.00
OD (mm)	21.3	26.7	33.4	48.3	60.3	88.9	114.3	168.3	219.1	273.1
THK (mm)	2.77	2.87	3.38	3.68	5.34	7.62	8.56	14.27	18.26	21.44
SCH	40S	40S	40S	40S	80S	80S	80S	120	120	120
WEIGHT										

Figur 2d – Diameter og veggtykkelse for opp til 200,9-258,6 bar. Duplex etter NORSOK [2]

Reynolds number	Tube pattern	m	a
Greater than 200,000	Staggered	0.300	0.166
Greater than 200,000	In-line	0.300	0.124
300 to 200,000	Staggered	0.365	0.273
300 to 200,000	In-line	0.349	0.211
Less than 300	Staggered	0.640	1.309
Less than 300	In-line	0.569	0.742

Figur 3 – Konstanter for beregning av utvendig varmeovergangskoeffisient [7]

Fouling Resistances For Chemical Processing Streams

Gases And Vapors:	
Acid Gases	0.002-0.003
Solvent Vapors	0.001
Stable Overhead Products	0.001
Liquids:	
MEA And DEA Solutions	0.002
DEG And TEG Solutions	0.002
Stable Side Draw And Bottom Product	0.001-0.002
Caustic Solutions	0.002
Vegetable Oils	0.003

Fouling Resistances For Natural Gas-Gasoline Processing Streams

Gases And Vapors:	
Natural Gas	0.001-0.002
Overhead Products	0.001-0.002
Liquids:	
Lean Oil	0.002
Rich Oil	0.001-0.002
Natural Gasoline And Liquefied Petroleum Gases	0.001-0.002

Figur 4a – Begroing og korreksjonsmotstander for rørside etter TEMA [(h·Ft²·°F)/Btu] [4]

Fouling Resistances For Industrial Fluids

Oils:	
Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Refrigerant Vapors (Oil Bearing)	0.002
Compressed Air	0.001
Ammonia Vapor	0.001
CO ₂ Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.002
Coal Flue Gas	0.010
Natural Gas Flue Gas	0.005
Liquids:	
Molten Heat Transfer Salts	0.0005
Refrigerant Liquids	0.001
Hydraulic Fluid	0.001
Industrial Organic Heat Transfer Media	0.002
Ammonia Liquid	0.001
Ammonia Liquid (Oil Bearing)	0.003
Calcium Chloride Solutions	0.003
Sodium Chloride Solutions	0.003
CO ₂ Liquid	0.001
Chlorine Liquid	0.002
Methanol Solutions	0.002
Ethanol Solutions	0.002
Ethylene Glycol Solutions	0.002

Figur 4b – Begroing og korreksjonsmotstander for rørside etter TEMA [(h·Ft²·°F)/Btu] [4]

TABLE R-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
 Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness			
	Carbon Steel		Alloy *	
	Pipe	Plate		
6 (152)	SCH. 40	-	1/8 (3.2)	
8 - 12 (203-305)	SCH. 30	-	1/8 (3.2)	
13 - 29 (330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)	3/16 (4.8)	
30 - 39 (762-991)	-	7/16 (11.1)	1/4 (6.4)	
40 - 60 (1016-1524)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)	
61 - 80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)	
81 - 100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8 (9.5)	

TABLE CB-3.13
MINIMUM SHELL THICKNESS
 Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness			
	Carbon Steel		Alloy *	
	Pipe	Plate		
6 (152)	SCH. 40	-	1/8 (3.2)	
8 - 12 (203-305)	SCH. 30	-	1/8 (3.2)	
13 - 23 (330-584)	SCH. 20	5/16 (7.9)	1/8 (3.2)	
24 - 29 (610-737)	-	5/16 (7.9)	3/16 (4.8)	
30 - 39 (762-991)	-	3/8 (9.5)	1/4 (6.4)	
40 - 60 (1016-1524)	-	7/16 (11.1)	1/4 (6.4)	
61 - 80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)	5/16 (7.9)	
81 - 100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)	3/8 (9.5)	

*Schedule 5S is permissible for 6 inch (152 mm) and 8 inch (203 mm) shell diameters.

Figur 5 – Minimum skaldiameter etter TEMA [4]

Layout Angle	Reynolds Number	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10 ⁵ -10 ⁴	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 ⁴ -10 ³	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 ³ -10 ²	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 ² -10	1.360	-0.657			45.100	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.000	-1.000		
45°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.126	6.59	0.520
	10 ⁴ -10 ³	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 ³ -10 ²	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 ² -10	0.498	-0.656			26.200	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.00	-1.000		
90°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 ⁴ -10 ³	0.107	-0.266			0.0815	+0.022		
	10 ³ -10 ²	0.408	-0.460			6.0900	-0.602		
	10 ² -10	0.900	-0.631			32.1000	-0.963		
	<10	0.970	-0.667			35.0000	-1.000		

Figur 6 – Konstanter for beregning av friksjonskoeffisient i skall [8]

$\frac{S_p}{d}$	$\frac{S_n}{d}$							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	<i>C</i>	<i>n</i>	<i>C</i>	<i>n</i>	<i>C</i>	<i>n</i>	<i>C</i>	<i>n</i>
In line								
1.25	0.386	0.592	0.305	0.608	0.111	0.704	0.0703	0.752
1.5	0.407	0.586	0.278	0.620	0.112	0.702	0.0753	0.744
2.0	0.464	0.570	0.332	0.602	0.254	0.632	0.220	0.648
3.0	0.322	0.601	0.396	0.584	0.415	0.581	0.317	0.608
Staggered								
0.6	—	—	—	—	—	—	0.236	0.636
0.9	—	—	—	—	0.495	0.571	0.445	0.581
1.0	—	—	0.552	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.531	0.565	0.575	0.560
1.25	0.575	0.556	0.561	0.554	0.576	0.556	0.579	0.562
1.5	0.501	0.568	0.511	0.562	0.502	0.568	0.542	0.568
2.0	0.448	0.572	0.462	0.568	0.535	0.556	0.498	0.570
3.0	0.344	0.592	0.395	0.580	0.488	0.562	0.467	0.574

Figur 7 – Konstanter for beregning av Nusselts tall på skallside [1]

VEDLEGG E - BEREGNINGER AV STUDIER UTFØRT I HTFS

Studie 1 30°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie1_30.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:13:15

Description

Heading
Studie 1, rørmønster 30

Remarks

Application Options

Calculation mode	Design
Location of hot fluid	Tube side
Select geometry based on this dimensional standard	SI
Application	Gas, no phase change
Condenser type	Set default
Simulation calculation	
Application	Liquid, no phase change
Vaporizer type	Set default
Simulation calculation	

Process Data

Fluid name		Hot Side		Cold Side	
		Varm Gass		Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h		114091		
Temperature	°C	70	25	8	30
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	6,12	5,9588	2	1,88
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options			Heat load		Heat load
Estimated pressure drop	bar		0,1612		0,12
Allowable pressure drop	bar		0,26		0,4
Fouling resistance	m ² K/W		0,0003		0

File: Studie1_30.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:13:17

Recap of Designs

		A
Shell size	mm	750
Tube length - actual	mm	6850
Tube length - required	mm	6846
Pressure drop, SS	bar	0,27237
Pressure drop, TS	bar	0,22728
Baffle spacing	mm	220
Number of baffles		28
Tube passes		1
Tube number		454
Number of units in series		1
Number of units in parallel		1
Total price	Dollar(US)	35686
Program mode		Design

1	Size	750	x	6850	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series				
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	244,3	/	240,9	/			m ²	Shells/unit	1					
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	244,3	/	240,9	/			m ²							
4															
5	Design	PERFORMANCE OF ONE UNIT													
6		Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters					
7	Process Data	In	Out	In	Out	Total heat load						kW	2801,6		
8	Total flow	kg/s		30,3652		31,6919		Eff. MTD/ 1 pass MTD						°C	27,16 / 27,16
9	Vapor	0	0	31,6919	31,6919	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean						1 / 1,18			
10	Liquid	30,3652	30,3652	0	0	Coef./Resist.						W/(m ² K)	m ² K/W	%	
11	Noncondensable	0	0	0	0	Overall fouled						428,4	0,00233		
12	Condensed/Evaporated	0	0	0	0	Overall clean						505,8	0,00198		
13	Temperature	°C	8	30	70	25	Tube side film						600,5	0,00167	71,35
14	Dew / Bubble point					Tube side fouling						2800	0,00036	15,3	
15	Quality	0	0	1	1	Tube wall						23647,1	0,00004	1,81	
16	Pressure	bar	2	1,72763	6,12	5,89272	Outside fouling						0	0	
17	Pressure drop, allow./calc.	0,4	0,27237	0,26	0,22728	Outside film						3713,7	0,00027	11,54	
18	Velocity	m/s	1	1	29,6	26,24									
19															
20	Liquid Properties					Shell Side Pressure Drop						bar	%		
21	Density	kg/m ³	998,59	997,34	Inlet nozzle						0,00586	2,15			
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,7998	Inlet space Xflow						0,01665	6,11			
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,19	Baffle Xflow						0,18401	67,56			
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,607	Baffle window						0,03655	13,42			
25	Surface tension	N/m					Outlet space Xflow						0,01538	5,65	
26	Molecular weight	100	100	Outlet nozzle						0,01393	5,11				
27	Vapor Properties					Intermediate nozzle						0	0		
28	Density	kg/m ³			6,81	7,68	Tube Side Pressure Drop						bar	%	
29	Viscosity	mPa s			0,0117	0,0103	Inlet nozzle						0,04619	20,32	
30	Specific heat	kJ/(kg K)			2,042	1,887	Entering tubes						0,01464	6,44	
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,0304	0,0249	Inside tubes						0,125	55	
32	Molecular weight			31,74	31,74	Exiting tubes						0,01819	8		
33	Two-Phase Properties					Outlet nozzle						0,02326	10,24		
34	Latent heat	kJ/kg					Intermediate nozzle						0	0	
35															
36	Heat Transfer Parameters					Velocity / Rho*V2						m/s	kg/(m s ²)		
37	Reynolds No. vapor			361740,4	410909	Shell nozzle inlet						0,91	825		
38	Reynolds No. liquid	17672,17	31280,02	Shell bundle Xflow						1	1				
39	Prandtl No. vapor			0,79	0,78	Shell baffle window						0,75	0,76		
40	Prandtl No. liquid	10,3	5,52	Shell nozzle outlet						1,63	2661				
41	Heat Load					Shell nozzle interm									
42	Vapor only	kW	0			2801,6	Tube nozzle inlet						38,24	9955	
43	2-Phase vapor	0	0	Tubes						29,6	26,24				
44	Latent heat	0	0	Tube nozzle outlet						33,52	8727				
45	2-Phase liquid	0	0	Tube nozzle interm											
46	Liquid only	2801,6	0	RhoV2 violation						No					
47															
48	Tubes					Baffles		Nozzles: (No./OD)							
49	Type	Plain		Type	Single segmental										
50	ID/OD	mm	21 / 25	Number	28		Inlet	mm	1 / 219,08	Shell Side	Tube Side				
51	Length act/eff	mm	6850 / 6755	Cut(%d)	21,13		Outlet	1 / 168,28	1 / 406,4	1 / 406,4					
52	Tube passes	1		Cut orientation	H		Intermediate	/	/						
53	Tube No.	454		Spacing: c/c	mm	220	Impingement protection	None							
54	Tube pattern	30		Spacing at inlet	mm	407,48									
55	Tube pitch	mm	31,25	Spacing at outlet	mm	407,48									
56															
57	Vibration problem: Tasc/TEMA	No / No													

Studie 1 90°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie1_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:12:33

Description

Heading
Studie 1, rørmønster 90

Remarks

Application Options

Calculation mode	Design
Location of hot fluid	Tube side
Select geometry based on this dimensional standard	SI
Application	Gas, no phase change
Condenser type	Set default
Simulation calculation	
Application	Liquid, no phase change
Vaporizer type	Set default
Simulation calculation	

Process Data

Fluid name		Hot Side Varm Gass		Cold Side Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h	114091			
Temperature	°C	70	25	8	30
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	6,12	5,9588	2	1,88
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options		Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	bar	0,1612		0,12	
Allowable pressure drop	bar	0,26		0,4	
Fouling resistance	m ² K/W	0,0003		0	

File: Studie1_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:12:35

Recap of Designs

		A
Shell size	mm	775
Tube length - actual	mm	7150
Tube length - required	mm	7132,2
Pressure drop, SS	bar	0,23662
Pressure drop, TS	bar	0,2577
Baffle spacing	mm	250
Number of baffles		26
Tube passes		1
Tube number		424
Number of units in series		1
Number of units in parallel		1
Total price	Dollar(US)	36062
Program mode		Design

1	Size	775	x	7150	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series				
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	238,1	/	234,9	/			m ²	Shells/unit	1					
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	238,1	/	234,9	/			m ²							
4															
5	Design	PERFORMANCE OF ONE UNIT													
6			Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters				
7	Process Data	In	Out	In	Out	Total heat load						kW	2801,6		
8	Total flow	kg/s	30,3652		31,6919	Eff. MTD/ 1 pass MTD						°C	27,16 / 27,16		
9	Vapor		0	0	31,6919	31,6919	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean						1 / 1,19		
10	Liquid		30,3652	30,3652	0	0	Coef./Resist.						W/(m ² K)	m ² K/W	%
11	Noncondensable		0		0		Overall fouled						440,1	0,00227	
12	Condensed/Evaporated		0		0		Overall clean						522,2	0,00192	
13	Temperature	°C	8	30	70	25	Tube side film						634	0,00158	69,41
14	Dew / Bubble point						Tube side fouling						2800	0,00036	15,72
15	Quality		0	0	1	1	Tube wall						23647,1	0,00004	1,86
16	Pressure	bar	2	1,76338	6,12	5,8623	Outside fouling						0	0	
17	Pressure drop, allow./calc.		0,4	0,23662	0,26	0,2577	Outside film						3383,2	0,0003	13,01
18	Velocity	m/s	0,85	0,85	31,7	28,25									
19															
20	Liquid Properties					Shell Side Pressure Drop						bar	%		
21	Density	kg/m ³	998,59	997,34			Inlet nozzle						0,00603	2,55	
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,7998			Inlet space Xflow						0,01405	5,94	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,19			Baffle Xflow						0,15452	65,3	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,607			Baffle window						0,0339	14,33	
25	Surface tension	N/m					Outlet space Xflow						0,01286	5,43	
26	Molecular weight		100	100			Outlet nozzle						0,01526	6,45	
27	Vapor Properties					Intermediate nozzle						0	0		
28	Density	kg/m ³			6,81	7,64	Tube Side Pressure Drop						bar	%	
29	Viscosity	mPa s			0,0117	0,0103	Inlet nozzle						0,04651	18,05	
30	Specific heat	kJ/(kg K)			2,042	1,887	Entering tubes						0,01702	6,6	
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,0304	0,0249	Inside tubes						0,14801	57,44	
32	Molecular weight				31,74	31,74	Exiting tubes						0,02319	9	
33	Two-Phase Properties					Outlet nozzle						0,02298	8,92		
34	Latent heat	kJ/kg					Intermediate nozzle						0	0	
35															
36	Heat Transfer Parameters					Velocity / Rho*V2						m/s	kg/(m s ²)		
37	Reynolds No. vapor				387335,2	439982,7	Shell nozzle inlet						0,91	825	
38	Reynolds No. liquid		14964,18	26486,85			Shell bundle Xflow						0,85	0,85	
39	Prandtl No. vapor				0,79	0,78	Shell baffle window						0,74	0,74	
40	Prandtl No. liquid		10,3	5,52			Shell nozzle outlet						1,63	2661	
41	Heat Load					Shell nozzle interm									
42	Vapor only	kW				2801,6	Tube nozzle inlet						38,24	9955	
43	2-Phase vapor		0			0	Tubes						31,7	28,25	
44	Latent heat		0			0	Tube nozzle outlet						33,52	8727	
45	2-Phase liquid		0			0	Tube nozzle interm								
46	Liquid only		2801,6			0	RhoV2 violation							No	
47															
48	Tubes			Baffles			Nozzles: (No./OD)								
49	Type		Plain	Type	Single segmental		Shell Side		Tube Side						
50	ID/OD	mm	21 / 25	Number	26		Inlet	mm	1 / 219,08	1 / 406,4					
51	Length act/eff	mm	7150 / 7055	Cut(%d)	19,66		Outlet		1 / 168,28	1 / 406,4					
52	Tube passes		1	Cut orientation	H		Intermediate	/	/						
53	Tube No.		424	Spacing: c/c	mm	250	Impingement protection				None				
54	Tube pattern		90	Spacing at inlet	mm	402,48									
55	Tube pitch	mm	31,35	Spacing at outlet	mm	402,48									
56															
57	Vibration problem: Tasc/TEMA		No / No												

Studie 2 30°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie2_30.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:13:56

Description

Heading

Studie 2, rørmønster 30

Remarks

Application Options

Calculation mode

Design

Location of hot fluid

Tube side

Select geometry based on this dimensional standard

SI

Application

Gas, no phase change

Condenser type

Set default

Simulation calculation

Application

Liquid, no phase change

Vaporizer type

Set default

Simulation calculation

Process Data

Fluid name		Hot Side Varm Gass		Cold Side Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h		88024		
Temperature	°C	90	25	8	47
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	20,84	20,5316	2	1,88
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options			Heat load		Heat load
Estimated pressure drop	bar		0,3084		0,12
Allowable pressure drop	bar		0,3084		0,4
Fouling resistance	m ² K/W		0,0003		0

File: Studie2_30.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:13:58

Recap of Designs

		A
Shell size	mm	710
Tube length - actual	mm	9250
Tube length - required	mm	9172,8
Pressure drop, SS	bar	0,13802
Pressure drop, TS	bar	0,08308
Baffle spacing	mm	275
Number of baffles		32
Tube passes		1
Tube number		410
Number of units in series		1
Number of units in parallel		1
Total price	Dollar(US)	42320
Program mode		Design

1	Size	710	x	9250	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	297,9	/	293,8	/			m ²	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	297,9	/	293,8	/			m ²				
4												
5	Design	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
6		Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters		
7	Process Data	In	Out	In	Out	Total heat load	kW		3462,5			
8	Total flow	kg/s		21,1813		24,4511		Eff. MTD/ 1 pass MTD		°C 28,32 / 28,32		
9	Vapor	0	0	24,4511	24,4511	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1,01 / 1,2				
10	Liquid	21,1813	21,1813	0	0	Coef./Resist.		W/(m ² K)	m ² K/W	%		
11	Noncondensable	0	0	0	0	Overall fouled	419,6	0,00238				
12	Condensed/Evaporated	0	0	0	0	Overall clean	499	0,002				
13	Temperature	°C	8	47	90	25	Tube side film	610,9	0,00164		68,69	
14	Dew / Bubble point						Tube side fouling	2640	0,00038		15,9	
15	Quality	0	0	1	1	Tube wall	17605,5	0,00006		2,38		
16	Pressure	bar	2	1,86198	20,84	20,75692	Outside fouling	0		0		
17	Pressure drop, allow./calc.	0,4	0,13802	0,3084	0,08308		Outside film	3221,4	0,00031		13,03	
18	Velocity	m/s	0,57	0,57	9,63	7,38						
19												
20	Liquid Properties					Shell Side Pressure Drop			bar	%		
21	Density	kg/m ³	998,59	991,88	Inlet nozzle			0,00856	6,2			
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,5785	Inlet space Xflow			0,00712	5,16			
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,186	Baffle Xflow			0,08541	61,88			
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,6284	Baffle window			0,01794	13			
25	Surface tension	N/m			Outlet space Xflow			0,00613	4,44			
26	Molecular weight		100	100	Outlet nozzle			0,01287	9,33			
27	Vapor Properties					Intermediate nozzle			0	0		
28	Density	kg/m ³			20,12	26,25	Tube Side Pressure Drop			bar	%	
29	Viscosity	mPa s			0,0131	0,0111	Inlet nozzle	0,00952		11,45		
30	Specific heat	kJ/(kg K)			2,242	2,116	Entering tubes	0,00458		5,52		
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,036	0,028	Inside tubes	0,05354		64,44		
32	Molecular weight				29,15	29,15	Exiting tubes	0,00537		6,47		
33	Two-Phase Properties					Outlet nozzle			0,01007	12,12		
34	Latent heat	kJ/kg					Intermediate nozzle	0		0		
35												
36	Heat Transfer Parameters					Velocity / Rho*V2			m/s	kg/(m s ²)		
37	Reynolds No. vapor				292743,6	345490,2	Shell nozzle inlet	1,14		1293		
38	Reynolds No. liquid	9969,01	24396,07				Shell bundle Xflow	0,57	0,57			
39	Prandtl No. vapor			0,82	0,84		Shell baffle window	0,42	0,42			
40	Prandtl No. liquid	10,3	3,85				Shell nozzle outlet	1,65		2715		
41	Heat Load					Shell nozzle interm						
42	Vapor only	kW	0		3462,5		Tube nozzle inlet	10,14		2071		
43	2-Phase vapor		0		0		Tubes	9,63	7,38			
44	Latent heat		0		0		Tube nozzle outlet	12,38		3982		
45	2-Phase liquid		0		0		Tube nozzle interm					
46	Liquid only		3462,5		0		RhoV2 violation	No				
47												
48	Tubes					Baffles		Nozzles: (No./OD)				
49	Type		Plain	Type	Single segmental		Shell Side		Tube Side			
50	ID/OD	mm	19,8 / 25	Number	32		Inlet	mm	1 / 168,28	1 / 406,4		
51	Length act/eff	mm	9250 / 9123	Cut(%d)	29,04		Outlet	1 / 141,3		1 / 323,85		
52	Tube passes		1	Cut orientation	H		Intermediate	/		/		
53	Tube No.		410	Spacing: c/c	mm	275	Impingement protection	None				
54	Tube pattern		30	Spacing at inlet	mm	298,98						
55	Tube pitch	mm	31,25	Spacing at outlet	mm	298,98						
56												
57	Vibration problem: Tasc/TEMA	No / No										

Studie 2 90°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie2_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:14:41

Description

Heading
Studie 2, rørmonster 90

Remarks

Application Options

Calculation mode	Design
Location of hot fluid	Tube side
Select geometry based on this dimensional standard	SI
Application	Gas, no phase change
Condenser type	Set default
Simulation calculation	
Application	Liquid, no phase change
Vaporizer type	Set default
Simulation calculation	

Process Data

Fluid name		Hot Side Varm Gass		Cold Side Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h	88024			
Temperature	°C	90	25	8	47
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	20,84	20,5316	2	1,88
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options		Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	bar	0,3084		0,12	
Allowable pressure drop	bar	0,3084		0,4	
Fouling resistance	m ² K/W	0,0003		0	

File: Studie2_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:14:43

Recap of Designs

		A
Shell size	mm	710
Tube length - actual	mm	9850
Tube length - required	mm	9803,4
Pressure drop, SS	bar	0,24592
Pressure drop, TS	bar	0,1089
Baffle spacing	mm	225
Number of baffles		42
Tube passes		1
Tube number		352
Number of units in series		1
Number of units in parallel		1
Total price	Dollar(US)	41675
Program mode		Design

1	Size	710	x	9850	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	272,3	/	268,8	/			m ²	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	272,3	/	268,8	/			m ²				
4												
5	Design	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
6		Shell Side				Tube Side				Heat Transfer Parameters		
7	Process Data	In	Out	In	Out	Total heat load	kW		3462,5			
8	Total flow	kg/s		24,4511		Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C		28,32 / 28,32			
9	Vapor	0	0	24,4511	24,4511	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean			1 / 1,22			
10	Liquid	21,1813	21,1813	0	0							
11	Noncondensable	0		0		Coef./Resist.	W/(m ² K)	m ² K/W	%			
12	Condensed/Evaporated	0		0		Overall fouled	457	0,00219				
13	Temperature	°C	8	47	90	Overall clean	552,6	0,00181				
14	Dew / Bubble point					Tube side film	689,6	0,00145	66,26			
15	Quality	0	0	1	1	Tube side fouling	2640	0,00038	17,31			
16	Pressure	bar	2	1,75408	20,84	Tube wall	17605,5	0,00006	2,6			
17	Pressure drop, allow./calc.	0,4	0,24592	0,3084	0,1089	Outside fouling	0		0			
18	Velocity	m/s	0,71	0,72	11,21	Outside film	3303	0,0003	13,83			
19												
20	Liquid Properties					Shell Side Pressure Drop			bar	%		
21	Density	kg/m ³	998,59	991,88			Inlet nozzle	0,00856	3,48			
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,5785			Inlet space Xflow	0,00987	4,01			
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,186			Baffle Xflow	0,16668	67,78			
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,6284			Baffle window	0,03922	15,95			
25	Surface tension	N/m					Outlet space Xflow	0,00871	3,54			
26	Molecular weight	100	100			Outlet nozzle	0,01288	5,24				
27	Vapor Properties					Tube Side Pressure Drop			bar	%		
28	Density	kg/m ³			20,12	26,22	Inlet nozzle	0,00952	8,74			
29	Viscosity	mPa s			0,0131	0,0111	Entering tubes	0,00627	5,76			
30	Specific heat	kJ/(kg K)			2,242	2,116	Inside tubes	0,07515	69,02			
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,036	0,028	Exiting tubes	0,00789	7,24			
32	Molecular weight			29,15	29,15	Outlet nozzle	0,01007	9,25				
33	Two-Phase Properties					Intermediate nozzle			0	0		
34	Latent heat	kJ/kg										
35												
36	Heat Transfer Parameters					Velocity / Rho*V2			m/s	kg/(m s ²)		
37	Reynolds No. vapor			340979,7	402417,5	Shell nozzle inlet	1,14		1293			
38	Reynolds No. liquid	12602,78	30841,41			Shell bundle Xflow	0,71	0,72				
39	Prandtl No. vapor			0,82	0,84	Shell baffle window	0,62	0,63				
40	Prandtl No. liquid	10,3	3,85			Shell nozzle outlet	1,65		2715			
41	Heat Load					Shell nozzle interm						
42	Vapor only	kW	0			Tube nozzle inlet	10,14		2071			
43	2-Phase vapor			0	0	Tubes	11,21	8,6				
44	Latent heat			0	0	Tube nozzle outlet	12,38		3982			
45	2-Phase liquid			0	0	Tube nozzle interm						
46	Liquid only			3462,5	0	RhoV2 violation				No		
47												
48	Tubes					Baffles		Nozzles: (No./OD)				
49	Type	Plain		Type		Single segmental		Shell Side		Tube Side		
50	ID/OD	mm	19,8 / 25	Number	42	Inlet	mm	1 / 168,28	1 / 406,4			
51	Length act/eff	mm	9850 / 9723	Cut(%d)	19,09	Outlet	1 / 141,3		1 / 323,85			
52	Tube passes	1		Cut orientation	H	Intermediate	/		/			
53	Tube No.	352		Spacing: c/c	mm	Impingement protection			None			
54	Tube pattern	90		Spacing at inlet	mm	248,98						
55	Tube pitch	mm	31,35	Spacing at outlet	mm	248,98						
56												
57	Vibration problem: Tasc/TEMA	No / No										

Studie 3 45°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie3_45.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:15:21

Description

Heading
Studie 3, rørmønster 45

Remarks

Application Options

Calculation mode	Design
Location of hot fluid	Tube side
Select geometry based on this dimensional standard	SI
Application	Gas, no phase change
Condenser type	Set default
Simulation calculation	
Application	Liquid, no phase change
Vaporizer type	Set default
Simulation calculation	

Process Data

Fluid name		Hot Side Varm Gass		Cold Side Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h	76643			
Temperature	°C	102,8	55,8	8	60
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	55,73	55,0727	5	4,85
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options		Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	bar	0,6573		0,15	
Allowable pressure drop	bar	0,6573		0,5	
Fouling resistance	m ² K/W	0,0003		0	

File: Studie3_45.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:15:23

Recap of Designs

	A
Shell size	mm 387,35
Tube length - actual	mm 9550
Tube length - required	mm 9379,2
Pressure drop, SS	bar 0,27699
Pressure drop, TS	bar 0,3404
Baffle spacing	mm 175
Number of baffles	52
Tube passes	1
Tube number	89
Number of units in series	1
Number of units in parallel	1
Total price	Dollar(US) 24962
Program mode	Design

1	Size	387,35 x 9550	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	67,8 / 66,9 /				m ²	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	67,8 / 66,9 /				m ²				
4										
5	Design	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
6		Shell Side				Tube Side		Heat Transfer Parameters		
7	Process Data	In	Out	In	Out					
8	Total flow	kg/s	12,0874		21,2897		Total heat load	kW	2633,8	
9	Vapor		0	0	21,2897	21,2897	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	45,01 / 45,01	
10	Liquid		12,0874	12,0874	0	0	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1,02 / 1,53	
11	Noncondensable		0		0		Coef./Resist.	W/(m ² K)	m ² K/W	%
12	Condensed/Evaporated		0		0		Overall fouled	889,9	0,00112	
13	Temperature	°C	8	60	102,8	55,8	Overall clean	1339,5	0,00075	
14	Dew / Bubble point						Tube side film	2060,7	0,00049	43,18
15	Quality		0	0	1	1	Tube side fouling	2650,9	0,00038	33,57
16	Pressure	bar	5	4,72301	55,73	55,3896	Tube wall	17477,1	0,00006	5,09
17	Pressure drop, allow./calc.		0,5	0,27699	0,6573	0,3404	Outside fouling		0	0
18	Velocity	m/s	0,65	0,65	13,06	10,06	Outside film	4900,5	0,0002	18,16
19										
20	Liquid Properties						Shell Side Pressure Drop	bar	%	
21	Density	kg/m ³	998,59	985,66			Inlet nozzle	0,01333	4,81	
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,4743			Inlet space Xflow	0,00663	2,39	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,186			Baffle Xflow	0,15054	54,35	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,6432			Baffle window	0,08087	29,2	
25	Surface tension	N/m					Outlet space Xflow	0,00595	2,15	
26	Molecular weight		100	100			Outlet nozzle	0,01966	7,1	
27	Vapor Properties						Intermediate nozzle	0	0	
28	Density	kg/m ³			57,17	74,18	Tube Side Pressure Drop	bar	%	
29	Viscosity	mPa s			0,015	0,0142	Inlet nozzle	0,03533	10,38	
30	Specific heat	kJ/(kg K)			2,544	2,72	Entering tubes	0,02414	7,09	
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,0411	0,0364	Inside tubes	0,23486	69	
32	Molecular weight				32,07	32,07	Exiting tubes	0,03036	8,92	
33	Two-Phase Properties						Outlet nozzle	0,01571	4,61	
34	Latent heat	kJ/kg					Intermediate nozzle	0	0	
35										
36	Heat Transfer Parameters						Velocity / Rho*V2	m/s	kg/(m s ²)	
37	Reynolds No. vapor				1005186	1061816	Shell nozzle inlet	1,51	2262	
38	Reynolds No. liquid	11580,48	34563,71				Shell bundle Xflow	0,65	0,65	
39	Prandtl No. vapor				0,93	1,06	Shell baffle window	0,5	0,5	
40	Prandtl No. liquid	10,3	3,09				Shell nozzle outlet	2,14	4508	
41	Heat Load						Shell nozzle interm			
42	Vapor only	kW			2633,8		Tube nozzle inlet	11,54	7611	
43	2-Phase vapor		0		0		Tubes	13,06	10,06	
44	Latent heat		0		0		Tube nozzle outlet	8,94	5899	
45	2-Phase liquid		0		0		Tube nozzle interm			
46	Liquid only		2633,8		0		RhoV2 violation		Yes	
47										
48	Tubes						Nozzles: (No./OD)			
49	Type		Plain		Single segmental		Shell Side		Tube Side	
50	ID/OD	mm	20,2 / 25,4		Number	52	Inlet	mm	1 / 114,3	1 / 219,08
51	Length act/eff	mm	9550 / 9427		Cut(%d)	35,51	Outlet		1 / 101,6	1 / 219,08
52	Tube passes		1		Cut orientation	H	Intermediate	/	/	
53	Tube No.		89		Spacing: c/c	mm	Impingement protection			None
54	Tube pattern		45		Spacing at inlet	mm	250,98			
55	Tube pitch	mm	31,75		Spacing at outlet	mm	250,98			
56										
57	Vibration problem: Tasc/TEMA		No / No							

Studie 3 90°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie3_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:16:18

Description

Heading
Studie 3, rørmønster 90

Remarks

Application Options

Calculation mode	Design
Location of hot fluid	Tube side
Select geometry based on this dimensional standard	SI
Application	Gas, no phase change
Condenser type	Set default
Simulation calculation	
Application	Liquid, no phase change
Vaporizer type	Set default
Simulation calculation	

Process Data

Fluid name		Hot Side Varm Gass		Cold Side Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h	76643			
Temperature	°C	102,8	55,8	8	60
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	55,73	55,0727	5	4,85
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options		Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	bar	0,6573		0,15	
Allowable pressure drop	bar	0,6573		0,5	
Fouling resistance	m ² K/W	0,0003		0	

File: Studie3_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:16:20

Recap of Designs

		A
Shell size	mm	387,35
Tube length - actual	mm	9250
Tube length - required	mm	9243,6
Pressure drop, SS	bar	0,295
Pressure drop, TS	bar	0,31603
Baffle spacing	mm	200
Number of baffles		44
Tube passes		1
Tube number		92
Number of units in series		1
Number of units in parallel		1
Total price	Dollar(US)	24585
Program mode		Design

1	Size	387,35 x 9250	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	67,9 /		67 /		m ²	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	67,9 /		67 /		m ²				
4										
5	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
6										
7	Process Data		Shell Side		Tube Side		Heat Transfer Parameters			
8	Total flow	kg/s	In	Out	In	Out	Total heat load	kW	2633,8	
9	Vapor		0	0	21,2897	21,2897	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	45,01 / 45,01	
10	Liquid		12,0874	12,0874	0	0	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1 / 1,49	
11	Noncondensable		0		0		Coef./Resist.	W/(m ² K)	m ² K/W	%
12	Condensed/Evaporated		0		0		Overall fouled	873,8	0,00114	
13	Temperature	°C	8	60	102,8	55,8	Overall clean	1303,5	0,00077	
14	Dew / Bubble point						Tube side film	2007,1	0,0005	43,54
15	Quality		0	0	1	1	Tube side fouling	2650,9	0,00038	32,96
16	Pressure	bar	5	4,705	55,73	55,41397	Tube wall	17477,1	0,00006	5
17	Pressure drop, allow./calc.		0,5	0,295	0,6573	0,31603	Outside fouling		0	0
18	Velocity	m/s	0,79	0,8	12,63	9,73	Outside film	4723,7	0,00021	18,5
19										
20	Liquid Properties						Shell Side Pressure Drop			
21	Density	kg/m ³	998,59	985,66			Inlet nozzle	0,01332	4,51	
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,4743			Inlet space Xflow	0,00858	2,91	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,186			Baffle Xflow	0,15925	53,98	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,6432			Baffle window	0,08694	29,47	
25	Surface tension	N/m					Outlet space Xflow	0,0076	2,58	
26	Molecular weight		100	100			Outlet nozzle	0,01931	6,55	
27	Vapor Properties						Tube Side Pressure Drop			
28	Density	kg/m ³			57,17	74,22	Inlet nozzle	0,03533	11,18	
29	Viscosity	mPa s			0,015	0,0142	Entering tubes	0,02259	7,15	
30	Specific heat	kJ/(kg K)			2,544	2,72	Inside tubes	0,21399	67,71	
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,0411	0,0364	Exiting tubes	0,0284	8,99	
32	Molecular weight				32,07	32,07	Outlet nozzle	0,01571	4,97	
33	Two-Phase Properties						Intermediate nozzle			
34	Latent heat	kJ/kg						0	0	
35										
36	Heat Transfer Parameters						Velocity / Rho*V2			
37	Reynolds No. vapor				972408,3	1027192	Shell nozzle inlet	1,51	2262	
38	Reynolds No. liquid		14072,92	42002,79			Shell bundle Xflow	0,79	0,8	
39	Prandtl No. vapor				0,93	1,06	Shell baffle window	0,55	0,55	
40	Prandtl No. liquid		10,3	3,09			Shell nozzle outlet	2,14	4508	
41	Heat Load						Shell nozzle interm			
42	Vapor only	kW			2633,8		Tube nozzle inlet	11,54	7611	
43	2-Phase vapor		0		0		Tubes	12,63	9,73	
44	Latent heat		0		0		Tube nozzle outlet	8,94	5899	
45	2-Phase liquid		0		0		Tube nozzle interm			
46	Liquid only		2633,8		0		RhoV2 violation		Yes	
47										
48	Tubes		Baffles			Nozzles: (No./OD)				
49	Type		Plain		Type	Single segmental		Shell Side	Tube Side	
50	ID/OD	mm	20,2 / 25,4		Number	44	Inlet	mm	1 / 114,3	1 / 219,08
51	Length act/eff	mm	9250 / 9127		Cut(%d)	33,61	Outlet	1 / 101,6	1 / 219,08	
52	Tube passes		1		Cut orientation	H	Intermediate	/	/	
53	Tube No.		92		Spacing: c/c	mm	Impingement protection		None	
54	Tube pattern		90		Spacing at inlet	mm				
55	Tube pitch	mm	31,75		Spacing at outlet	mm				
56										
57	Vibration problem: Tasc/TEMA		No / No							

Studie 4 30°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie4_30.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:17:01

Description

Heading

Studie 4, rørmønster 30

Remarks

Application Options

Calculation mode	Design
Location of hot fluid	Tube side
Select geometry based on this dimensional standard	SI
Application	Gas, no phase change
Condenser type	Set default
Simulation calculation	
Application	Liquid, no phase change
Vaporizer type	Set default
Simulation calculation	

Process Data

Fluid name		Hot Side Varm Gass		Cold Side Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h	65808			
Temperature	°C	150,9	34,3	8	70
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	169,26	167,4674	10	9,8
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options		Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	bar	1,7926		0,2	
Allowable pressure drop	bar	1,7926		0,5	
Fouling resistance	m ² K/W	0,0003		0	

File: Studie4_30.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:17:03

Recap of Designs

	A
Shell size	mm 488,95
Tube length - actual	mm 14700
Tube length - required	mm 14691
Pressure drop, SS	bar 0,40023
Pressure drop, TS	bar 0,07106
Baffle spacing	mm 315
Number of baffles	44
Tube passes	1
Tube number	176
Number of units in series	1
Number of units in parallel	1
Total price	Dollar(US) 60819
Program mode	Design

1	Size	488,95 x 14700	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	203,2 / 199,9 /				m ²	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	203,2 / 199,9 /				m ²				
4										
5	Design	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
6		Shell Side				Tube Side		Heat Transfer Parameters		
7	Process Data	In	Out	In	Out		Total heat load	kW	6951	
8	Total flow	kg/s	26,7579		18,28		Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	47,45 / 47,45	
9	Vapor		0	0	18,28	18,28	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1 / 1,41	
10	Liquid		26,7579	26,7579	0	0				
11	Noncondensable		0		0		Coef./Resist.	W/(m ² K)	m ² KW	%
12	Condensed/Evaporated		0		0		Overall fouled	733,2	0,00136	
13	Temperature	°C	8	70	150,9	34,3	Overall clean	1031,9	0,00097	
14	Dew / Bubble point						Tube side film	1394,6	0,00072	52,57
15	Quality		0	0	1	1	Tube side fouling	2533,3	0,00039	28,94
16	Pressure	bar	10	9,59977	169,26	169,1889	Tube wall	14736,6	0,00007	4,98
17	Pressure drop, allow./calc.		0,5	0,40023	1,7926	0,07106	Outside fouling		0	0
18	Velocity	m/s	0,87	0,89	2,34	2,34	Outside film	5428,3	0,00018	13,51
19										
20	Liquid Properties						Shell Side Pressure Drop	bar	%	
21	Density	kg/m ³	998,59	979,91			Inlet nozzle	0,01399	3,5	
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,4107			Inlet space Xflow	0,01294	3,23	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,186			Baffle Xflow	0,23714	59,25	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,6535			Baffle window	0,10312	25,77	
25	Surface tension	N/m					Outlet space Xflow	0,01115	2,79	
26	Molecular weight		100	100			Outlet nozzle	0,02189	5,47	
27	Vapor Properties						Intermediate nozzle	0	0	
28	Density	kg/m ³			156,73	156,66	Tube Side Pressure Drop	bar	%	
29	Viscosity	mPa s			0,0227	0,0305	Inlet nozzle	0,00678	9,54	
30	Specific heat	kJ/(kg K)			3,053	3,469	Entering tubes	0,00211	2,97	
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,0604	0,0736	Inside tubes	0,05019	70,64	
32	Molecular weight				32,64	32,64	Exiting tubes	0,00337	4,75	
33	Two-Phase Properties						Outlet nozzle	0,0086	12,1	
34	Latent heat	kJ/kg					Intermediate nozzle	0	0	
35										
36	Heat Transfer Parameters						Velocity / Rho*V2	m/s	kg/(m s ²)	
37	Reynolds No. vapor				306642	228201,9	Shell nozzle inlet	1,44	2064	
38	Reynolds No. liquid	15389,63	53046,3				Shell bundle Xflow	0,87	0,89	
39	Prandtl No. vapor			1,15	1,44		Shell baffle window	0,71	0,72	
40	Prandtl No. liquid	10,3	2,63				Shell nozzle outlet	2,12	4386	
41	Heat Load						Shell nozzle interm			
42	Vapor only	kW	0		6951		Tube nozzle inlet	3,01	1417	
43	2-Phase vapor		0		0		Tubes	2,34	2,34	
44	Latent heat		0		0		Tube nozzle outlet	4,75	3494	
45	2-Phase liquid		0		0		Tube nozzle interm			
46	Liquid only		6951		0		RhoV2 violation		No	
47										
48	Tubes						Nozzles: (No./OD)			
49	Type		Plain		Single segmental		Shell Side	Tube Side		
50	ID/OD	mm	19 / 25	Number	44		Inlet	mm	1 / 168,28	1 / 273,05
51	Length act/eff	mm	14700 / 14461	Cut(%d)	38,93		Outlet	1 / 141,3	1 / 219,08	
52	Tube passes		1	Cut orientation	H		Intermediate	/	/	
53	Tube No.		176	Spacing: c/c	mm	315	Impingement protection			None
54	Tube pattern		30	Spacing at inlet	mm	457,98				
55	Tube pitch	mm	31,25	Spacing at outlet	mm	457,98				
56										
57	Vibration problem: Tasc/TEMA		No / No							

Studie 4 90°

Heat Exchanger Thermal Design

Tasc+ 2006.5 CP2 Page 1

File: Studie4_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:17:54

Description

Heading

Studie 4, rørmønster 90

Remarks

Application Options

Calculation mode

Design

Location of hot fluid

Tube side

Select geometry based on this dimensional standard

SI

Application

Gas, no phase change

Condenser type

Set default

Simulation calculation

Application

Liquid, no phase change

Vaporizer type

Set default

Simulation calculation

Process Data

Fluid name		Hot Side Varm Gass		Cold Side Kjølevæske	
		In	Out	In	Out
Mass flow rate (total)	kg/h	65808			
Temperature	°C	150,9	34,3	8	70
Vapor mass fraction		1	1	0	0
Operating pressure (absolute)	bar	169,26	167,4674	10	9,8
Pressure at liquid surface in column	bar				
Heat exchanged	kW				
Heat Load Balance Options		Heat load		Heat load	
Estimated pressure drop	bar	1,7926		0,2	
Allowable pressure drop	bar	1,7926		0,5	
Fouling resistance	m ² K/W	0,0003		0	

File: Studie4_90.EDR

Date: 09.06.2010

Time: 18:17:56

Recap of Designs

	A
Shell size	mm 539,75
Tube length - actual	mm 14400
Tube length - required	mm 14278,3
Pressure drop, SS	bar 0,21432
Pressure drop, TS	bar 0,06057
Baffle spacing	mm 405
Number of baffles	34
Tube passes	1
Tube number	196
Number of units in series	1
Number of units in parallel	1
Total price	Dollar(US) 66622
Program mode	Design

1	Size	539,75 x 14400	mm	Type	BEM	Hor	Connected in	1 parallel	1 series	
2	Surf/Unit (gross/eff/finned)	221,7 / 217,7 /				m ²	Shells/unit	1		
3	Surf/Shell (gross/eff/finned)	221,7 / 217,7 /				m ²				
4										
5	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
6						Heat Transfer Parameters				
7	Process Data		Shell Side		Tube Side					
8			In	Out	In	Out	Total heat load	kW	6951	
9	Total flow	kg/s	26,7579		18,28	18,28	Eff. MTD/ 1 pass MTD	°C	47,45 / 47,45	
10	Vapor		0	0	18,28	18,28	Actual/Reqd area ratio - fouled/clean		1,01 / 1,38	
11	Liquid		26,7579	26,7579	0	0				
12	Noncondensable		0	0			Coef./Resist.	W/(m ² K)	m ² K/W	%
13	Condensed/Evaporated		0	0			Overall fouled	678,6	0,00147	
14	Temperature	°C	8	70	150,9	34,3	Overall clean	926,9	0,00108	
15	Dew / Bubble point						Tube side film	1280,2	0,00078	53,01
16	Quality		0	0	1	1	Tube side fouling	2533,3	0,00039	26,79
17	Pressure	bar	10	9,78568	169,26	169,1994	Tube wall	14736,6	0,00007	4,6
18	Pressure drop. allow./calc.		0,5	0,21432	1,7926	0,06057	Outside fouling		0	0
19	Velocity	m/s	0,61	0,62	2,1	2,1	Outside film	4350,1	0,00023	15,6
20	Liquid Properties					Shell Side Pressure Drop				
21	Density	kg/m ³	998,59	979,91			Inlet nozzle	bar	%	
22	Viscosity	mPa s	1,4157	0,4107			Inlet space Xflow	0,01438	6,71	
23	Specific heat	kJ/(kg K)	4,198	4,186			Baffle Xflow	0,00841	3,92	
24	Therm. cond.	W/(m K)	0,5773	0,6535			Baffle window	0,1133	52,86	
25	Surface tension	N/m					Baffle window	0,04784	22,32	
26	Molecular weight		100	100			Outlet space Xflow	0,00699	3,26	
27	Vapor Properties					Tube Side Pressure Drop				
28	Density	kg/m ³			156,73	156,67	Inlet nozzle	bar	%	
29	Viscosity	mPa s			0,0227	0,0305	Inlet nozzle	0,00691	11,41	
30	Specific heat	kJ/(kg K)			3,053	3,469	Entering tubes	0,00171	2,83	
31	Therm. cond.	W/(m K)			0,0604	0,0736	Inside tubes	0,04051	66,88	
32	Molecular weight				32,64	32,64	Exiting tubes	0,0029	4,79	
33	Two-Phase Properties					Outlet nozzle				
34	Latent heat	kJ/kg					Outlet nozzle	0,00853	14,08	
35						Intermediate nozzle				
36						Velocity / Rho*V2				
37	Heat Transfer Parameters				275352	204916	Shell nozzle inlet	m/s	kg/(m s ²)	
38	Reynolds No. vapor						Shell nozzle inlet	1,44	2064	
39	Reynolds No. liquid		10758,09	37081,92			Shell bundle Xflow	0,61	0,62	
40	Prandtl No. vapor				1,15	1,44	Shell baffle window	0,56	0,57	
41	Prandtl No. liquid		10,3	2,63			Shell nozzle outlet	2,12	4386	
42	Heat Load					Shell nozzle interm				
43	Vapor only	kW	0	0	6951	6951	Tube nozzle inlet	3,01	1417	
44	2-Phase vapor		0	0	0	0	Tubes	2,1	2,1	
45	Latent heat		0	0	0	0	Tube nozzle outlet	4,75	3494	
46	2-Phase liquid		0	0	0	0	Tube nozzle interm			
47	Liquid only		6951	6951	0	0	RhoV2 violation		No	
48	Tubes		Baffles		Nozzles: (No./OD)					
49	Type		Plain	Type	Single segmental		Shell Side	Tube Side		
50	ID/OD	mm	19 / 25	Number	34		Inlet	mm	1 / 168,28	1 / 273,05
51	Length act/eff	mm	14400 / 14141	Cut(%d)	38,38		Outlet	1 / 141,3	1 / 219,08	
52	Tube passes		1	Cut orientation	H		Intermediate	/	/	
53	Tube No.		196	Spacing: c/c	mm	405	Impingement protection			None
54	Tube pattern		90	Spacing at inlet	mm	387,98				
55	Tube pitch	mm	31,35	Spacing at outlet	mm	387,98				
56										
57	Vibration problem: Tasc/TEMA		No / No							