

# Varmeovergang og trykktap i dampkjeler

**Jostein Rosshaug Nesje**

Produktutvikling og produksjon

Innlevert: Juni 2012

Hovedveileder: Erling Næss, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosessteknikk



EPT-M-2012-77

## MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Jostein Rosshaug Nesje

Våren 2012

Varmeovergang og trykktap i dampkjeler

*Heat transfer and pressure drop in steam boilers*

### Bakgrunn og målsetting

Dampkjelen er en nøkkelkomponent i avfallsforbrenningsanlegg og har som oppgave å overføre termisk energi (varme) fra en varm gass og til vann/damp under høyt trykk. Dampen som produseres kan benyttes i ulike prosessanvendelser, eller til produksjon av elektrisk kraft i en turbin.

Et nytt og svært kompakt dampkjelkonsept er utviklet av Energos til dette formålet, og dette konseptet er i drift i flere avfallsforbrenningsanlegg både i Norge og Tyskland.

Det er i kandidatens prosjektoppgave etablert modeller for varmeovergang og trykktap i denne typen dampkjeler. Et av formålene med denne hovedoppgaven er å komplettere beregningsmodellene og ferdigstille et beregningsverktøy. Det skal også gjennomføres studier av fenomen som kan påvirke dampkjelens ytelse negativt (skjevfordeling av strømning, kritisk varmefluks), samt bruk av fannede rør i økonomiserseksjonen.

Hovedmålsettingen for oppgaven er å ferdigstille et beregningsunderlag for termisk-hydraulisk ytelse av en dampkjel sammensatt av flere kjelkomponenter.

### Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

- 1 beregningsprogrammet utarbeidet i kandidatens prosjektoppgave skal videreutvikles. Spesifikt skal modeller for gasstråling samt modeller for trykktap på væskesiden implementeres. Videre skal programmets iterasjonsløkker oppdateres slik at en fullt konvergent løsning oppnås.
- 2 Det skal gjennomføres et litteraturstudie vedrørende kritisk varmefluks ved koking/fordamping i horisontale rør, tilsvarende fordamperrørene i Energos' dampkjel. Modellene skal presenteres, sammenliknes og diskuteres. En eller flere modeller skal anbefales for videre implementering.
- 3 Det skal gjennomføres en analyse av innflytelsen på skjevfordelt strømning og varmeovergang på vannsiden i Energos' fordamperpakker, forårsaket av ujevn beleggdannelse på gassiden samt ulike trykkprofiler for de ulike fordampereksjonene. Modeller og resultater skal presenteres og diskuteres. Anbefalinger for 'robustifisering' av systemet skal gis.



- 4 a. Det skal gjennomføres et litteraturstudie vedrørende publiserte data på varmeovergang og trykktap for rørsatser med serraterede fannede rør. Data publisert etter 1995 skal prioriteres. Informasjonen skal presenteres og diskuteres.
- b. Det skal etableres en databasestruktur hvor all relevant informasjon om forsøksgeometrier, måledata etc. kan legges inn. I den grad tiden tillater skal informasjonen funnet i pkt. 4.1 implementeres.
- c. Det skal gjennomføres sammenliknende design av økonomisere med glatte, alternativt serraterede fannede rør for en gitt anvendelse. Resultatene skal presenteres og diskuteres. Fordeler og ulemper ved bruk av fannede rør i økonomiserdelen skal diskuteres.

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

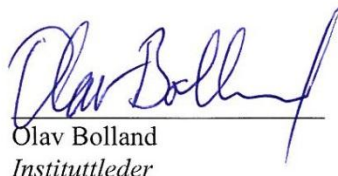
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, institutt navn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 16. januar 2012

  
Olav Bolland  
Instituttleder

  
Erling Næss  
Faglig ansvarlig/veileder

Medveiledere: Kjell Myrland, Energos AS  
Petter Lundstrøm, Energos AS



## Avgrensninger av oppgaven

---

Det ikke utført en fullstendig analyse av skjevfordelingen mellom de ulike fordampelseksjonene i fallkammeret forårsaket av ulike trykkprofiler, i form av å utarbeide et beregningsgrunnlag og modeller som kan brukes i en detaljert diskusjon av problemet. Tross dette, er problemet presentert, diskutert og en generell anbefaling for robustiserings-strategi er gitt.

I etableringen av en databasestruktur for rør med serraterte finner, er ikke varmeovergang- og trykktapsverdier fra den innhentede forsøksdataen implementert grunnet kompleksiteten av resultatpresentasjonen i artiklene, og tidsmengden tilknyttet en oppnøsting av disse verdiene.

Det er ikke gjennomført en sammenlikning mellom en økonomiserdesign med bruk av rør med serraterte finner og en økonomiser med bruk av glatte rør uten finner, da dette punktet ligger noe utenfor oppgavens kjernetema og er nedprioritert grunnet den begrensede tiden til rådighet. Med forståelse og aksept fra veileder ble dette punktet (punkt 4c) sett bort ifra i oppgavens besvarelse.





## Forord

---

Denne Masteroppgaven er utført våren 2012 ved Institutt for Energi- og prosesssteknikk ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU), og er et resultat av det avsluttende arbeidet på masterstudiene tellende 30 studiepoeng. Masteroppgaven er utført i samarbeid med Energis AS og har gått over en tidsperiode på 21 uker.

Hensikten med denne oppgaven er å se på forebyggende tiltak som kan bedre ytelsen og levetiden til Energis sitt dampkjelkonsept brukt i avfallsforbrenningsanlegg. Denne rapporten vil forhåpentligvis bidra til en dypere forståelse og et bedre beslutningsgrunnlag for disse tiltakene.

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

Jeg vil rette en spesiell takk til min veileder Erling Næss ved NTNU for god assistanse og veiledning gjennom hele oppgavetiden. I tillegg vil jeg takke mine medveiledere Kjell Myrland og Petter Lundstrøm på Energis AS for tilrettelegging og veiledning av oppgaven. Til slutt vil jeg takke mine medstudenter på kontor B-432 for ett svært lettbeint år med mye moro.

Trondheim, 18. juni 2012



Jostein Rosshaug Nesje



# Sammendrag

---

Oppgaven tar utgangspunkt i anleggskonfigurasjonen til dampkjelkonseptet utviklet av Energos AS. Dampkjelen er en nøkkelkomponent i avfallsforbrenningsanlegg og har som oppgave å overføre termisk energi (varme) fra varm røykgass og til vann/damp under høyt trykk. Følgende hovedtemaer er jobbet med i oppgaven, hvor hovedvekten av besvarelsen er lagt til skjevfordelingsanalysen:

## Beregningsprogram:

- Det er ferdigstilt et beregningsverktøy (Excel) for termisk-hydraulisk ytelse av en sammensatt dampkjel (fallkammer, røykrørskjel og økonomiser).
- Beregningsprogrammet viser akseptabel gyldighet da resultatverdiene viser god overenstemmelse med verdier fra tilsvarende beregningsresultater.

## Litteraturstudie – Rør med serraterte finner:

- Brukes som varmeoverflate i rørbuntene hvor en kompakt design ønskes, siden finnene innehar et større varmeovergangsareal enn et glatt rør uten finner.
- Serrateringene resulterer i en høy varmeovergangskoeffisient siden kuttgeometrien fører til en mer turbulent strømning på grunn av en hyppig oppbrytning av strømningens grensesjikt. I midlertidig vil trykktapet over enheten øke sammenliknet med bruk av rør uten finner.
- Et litteraturstudie av publisert data etter 1995 på varmeovergang og trykktap for slike rørsatser er gjort, samt en databasestruktur for innsamlet forsøksdata er utarbeidet.

## Litteraturstudie – Kritisk varmefluks (CHF) ved koking i horisontale rør:

- Asymmetrisk fordeling av vann- og dampfasen grunnet gravitasjonseffekten påvirker kokeprosessen siden lagdeling kan oppstå ved lave masseflukser og kan føre til overoppheting av rørets overside ved forholdsvis lave varmeflukser.
- Orienteringseffekten for et rør, horisontalt kontra vertikalt, vil ha liten betydning for rørets CHF ved masseflukser over 3500 - 4000 kg/m<sup>2</sup>s.
- CHF-korrelasjonene baseres på ulike definisjoner av CHF-fenomenet:
  - 1) *Lokalt fenomen*: De lokale parameterne samsvarer med de kritiske verdiene.
  - 2) *Globalt fenomen*: Et resultat av en helhetlig prosess som inkluderer kokelengden og strømningens historie i sin funksjon. Effekten av bølgeforyrrelser, oppstrøms rørsvingninger og ujevn varmefluks, må tas hensyn til.

## Analyse - Skjevfordeling i fordamperspaker:

Ujevn beleggdannelse (fouling) og fortetninger på røykgassiden i fallkammeret medfører skjevfordelt strømning på vannsiden i fordamperspakkene og mellom de ulike fordamperspakerseksjonene, så lenge forebyggende tiltak (robustifiseringer) av systemet ikke er implementert. Skjevfordelingen er et resultat av en utligning av trykktapsdifferansen mellom rørene som hovedsakelig oppstår grunnet ulike fordampningsrater, massetettheter, og dermed ulike

friksjon, - akselerasjon- og gravitasjonstrykktap. Et beregningsgrunnlag for vandistribusjonen i en fordamperspakk er utviklet med utgangspunkt i Minzer sin seksjonsmetode, og innflytelsen av gjengroingen og skjevfordelingen er blitt kartlagt gjennom simuleringer med forskjellige temperatur- og foulingsituasjoner. Skjevfordelingen uttrykkes i prosent masseenheter, av den totale massestrømmen til fordamperspakken, som sendes til rørseksjonen med lav fouling (høy varmefluks), og rørseksjonen med høy fouling (lav eller ingen varmefluks).

Rørpakkene nederst i fallkammeret har en lav risiko for skjevfordeling siden området domineres av moderate røykgasstemperaturer (ca. 500 °C) og varmefluks, og den lave trykktapsdifferansen mellom et gjengrodd rør og et utsatt rør resulterer derfor i en mindre kritisk skjevfordeling enn ved høyere temperaturer, ca. 35/65 %. Dette siden friksjonstrykktapet i røret med koking ikke er betydelig mye høyere sammenliknet med gravitasjonstrykktapet til det gjengrodde røret med enfase.

Fallkammerets mest kritiske område er lokalisert og satt til de øverste rørene i den øverste fordamperspakk i fallkammeret, hvor røykgasstemperaturen varierer mellom 900 – 950 °C og de horisontalliggende rørene er utsatt for et ekstra stort strålingsbidrag og foulingpotensiale. I dette området registreres en skjevfordeling på 10/90 %, som resulterer i et strømningsmønster i det utsatte røret som gir en uakseptabel liten margin for CHF, tørrkoking og en mulig burnout. Fra litteraturstudiet av CHF ble Groeneveld sin beregningsmodell valgt og anvendt i CHF-analyser som funksjon av skjevfordelingsgraden i systemet.

Robustifisering av systemet gjøres ved å påtvinge ytterligere trykktap i rørene i fordamperspakkene, som da utjevner skjevfordelingen og gir større margin for CHF. Dette innebærer innsetting av innsnevringdyser (hullboringer) fra innløpsmanifolden til de mange rørene internt i rørpakken, samt innsetting av innsnevringdyser (metalldisker) i overgangen fra stigerøret og inn på innløpsmanifolden til rørpakkene. Med det kritiske området som utgangspunkt ble det funnet at med dyser (9 mm) vil marginen for CHF økes betraktelig, der den virkelige varmefluksen er ca. 40 % ifra å nå CHF-verdien til systemet, og med dyser (5 mm) økes marginen til ca. 50 %. Begge dysediameterne ansees som motstandsdyktige for en mulig oppnåelse av CHF i rørene, selv med en antatt usikkerhetsmargin på  $\pm 30$  % grunnet grovheten av beregningsgrunnlaget.

Men med økt trykktap følger også økt nødvendig pumpekraft for vannkretsen, noe som må sees i sammenheng med robustheten oppnådd og det totale energibehovet til anlegget i en avveining av endelig robustifiserings-strategi. Dyser på 9 mm resulterer i en 6 % økning av pumpekraften (0,2 bar), mens dyser på 5 mm resulterer i et ekstra pumpearbeid på 47 % (1,5 bar), med utgangspunkt i en typisk sirkulasjonspumpe anvendt for vannkretsen.

## Abstract

---

The assignment is based on the plant configuration of the steam boiler concept developed by Energos AS. The steam boiler is a key component in a waste incinerator and its purpose is to transfer thermal energy (heat) from the hot flue gas to water/steam under high pressure. The report deal with the following main subjects, where the chief emphasis of the paper is set to the flow rate distribution analysis:

### Computation program:

- It is completed a calculation tool (Excel) for the thermal-hydraulic performance of a composite steam boiler (fall chamber, smoke tube section, economizer).
- The computation program shows acceptable validity since the resulting values obtained show good accordance with similar values from corresponding calculation results.

### Literature review – Serrated finned-tubes:

- Serrated finned-tubes are used in tube bundles when a compact design is desired, because the fins possess a larger heat transfer area compared to a smooth tube without fins.
- The serrating results in a high heat transfer coefficient because the cut geometry leads to a high turbulent flow due to frequent boundary layer breakups. Despite of this, the pressure loss of the unit increases compared to the use of tubes without fins.
- A database structure for the heat transfer and pressure drop in serrated tube bundles is established, where collected experimental data published after 1995 is prioritized and partly implemented.

### Literature review - Critical heat fluxes (CHF) by boiling in horizontal tubes:

- Asymmetric distribution of the water and vapor phase due to gravitational effects influence the boiling process since stratification can occur at low mass fluxes and can result to a possible overheating of the tube topside at relatively low heat fluxes.
- The orientation effect of a tube, horizontal versus vertical, has a small signification for the tubes CHF with mass fluxes above 3500 - 4000 kg/m<sup>2</sup>s.
- The CHF-correlations are based on different definitions of the CHF phenomenon:
  - 1) *Local phenomenon*: The local parameters correspond to the critical values.
  - 2) *Global phenomenon*: A result of a comprehensive process that includes the boiling length and the flow history in its function. The effect of upstream wave disturbances, tube bends and uneven heat fluxes must be considered.

### Analysis – Distorted flow rate distribution in the evaporator:

Uneven fouling and plugging on the flue gas side of the fall chamber results in a distorted water flow rate distribution in the evaporator and between the various evaporator sections, as long as preventative measures (robustifications) of the system are not implemented. The distorted distribution is the result of a leveling of the pressure loss difference between the tubes that mainly occur due to the different evaporation rates, mass densities, and thus different friction,-

momentum,-and gravitational pressure losses. A calculation basis for the water distribution in an evaporator is developed based on the sectional method developed by Minzer, and the influence of overgrowth and the disturbed distribution has been mapped through simulations with different temperature and fouling situations. The uneven distribution is expressed as percentage units of mass, of the total mass flow to the evaporator, that are sent to the tube sections with low fouling (high heat fluxes), and the tube sections with high fouling (low or no heat fluxes).

The evaporators at the bottom of the fall chamber has a low risk of uneven distribution since the area is dominated by moderate flue gas temperatures (approx. 500 ° C) and heat fluxes, and the small pressure loss difference between an overgrown tube and an exposed tube therefore result in a less critical uneven distribution than at higher temperatures, approx. 35/65%. This because the frictional pressure loss in the tube with evaporation is considerably higher compared to the gravitational pressure loss to the overgrown tube with water in single phase.

The most critical area in the fall chamber is located at the upper tubes in the top evaporator, where the flue gas temperature varies between 900 to 950 ° C and the horizontal laying tubes are exposed to an large radiation contribution and fouling potential. In this area, it's registered an uneven distribution of 10/90%, resulting in a flow pattern in the exposed tube that yield an unacceptable small margin for CHF, dryout and a possible burnout. From the CHF literature review the Groeneveld calculation model was selected and applied in the CHF-analysis as a function of the degree of distribution disturbance in the system.

Robustification of the system is done by imposing additional pressure loss in the tubes of the evaporator to even out the disturbed distribution and providing a greater margin for CHF. This involves the insertion of narrowing nozzles (hole drilling) from the inlet manifold to the many tubes within the evaporator, as well as insertion of narrowing nozzles (metal disks) in the transition from the riser and into the inlet manifold of the evaporator. With the critical area as a basis, it was found that with nozzles (9 mm), the margin for CHF increased significantly, where the actual heat flux is approx. 40% from reaching the CHF-value of the system. And with nozzles (5 mm) the margin is increased to approx. 50%. Both nozzles are considered resistant for a possible achievement of CHF in the tubes, even with an estimated uncertainty of  $\pm 30\%$  due to the roughness of the calculation.

However, increasing the pressure drop also increases the need of pumping power for the water circuit. An issue that must be evaluated together with the robustness achieved and the total energy needs of the plant in the choice of the final robustification strategy. Nozzles of 9 mm results in a 6% increase of pump power (0.2 bar), while nozzles of 5 mm results in an additional pump power of 47% (1.5 bar), based on a typical circulation pump used for the water circuit.

# Innholdsfortegnelse

---

Forord.....	I
Sammendrag.....	III
Abstract.....	V
Figurliste.....	XI
Tabelliste.....	XII
Fagterminologi.....	XIII
1 Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn for oppgaven.....	1
1.2 Formål og omfang.....	1
1.3 Om Energos AS.....	2
1.4 Oppgavens struktur.....	2
2 Beregningsprogram.....	5
2.1 Status etter prosjektoppgaven.....	5
2.2 Videreutvikling.....	6
2.3 Strålingsbidrag fra røykgass.....	7
2.4 Trykktap i vann- og dampkretsen.....	11
2.5 Konvergeringsstrategi.....	11
2.6 Ferdigstilt beregningsverktøy.....	14
3 Kritisk varmefluks (CHF).....	17
3.1 Pool boiling & Strømningskoking.....	17
3.2 Problemer tilknyttet CHF i Energos' dampkjel.....	21
3.3 CHF i horisontale rør.....	24
3.4 Beregningsmodeller.....	34
3.5 Anbefaling for videre implementering.....	37

4	Strømningsfordeling i fordamperspaker .....	39
4.1	Definisjon av problemstilling.....	39
4.2	Beleggdannelse .....	39
4.3	Robustifisering.....	40
5	Analysen.....	41
5.1	Del 1: Skjevfordeling i parallelle rør i en fordamperspake .....	41
5.2	Del 2: Skjevfordeling mellom fordamperspaker i et fallkammer .....	61
5.3	Samlet anbefaling for robustifisering av systemet .....	64
6	Rør med serraterte finner .....	67
6.1	Bakgrunn .....	67
6.2	Geometri .....	67
6.3	Forsøksdata etter 1995 .....	71
6.4	Databasestruktur.....	73
7	Konklusjon.....	77
8	Forslag og anbefalinger til videre arbeid .....	79
9	Referanseliste .....	81
10	Vedlegg .....	i
	Vedlegg A – Beregningsgrunnlag for gasstrålingsbidrag .....	i
	Vedlegg B – Funksjon av røykrørskjel .....	ii
	Vedlegg C – Energi- og massebalanse i sammensatt dampkjel .....	iv
	Vedlegg D – Oppsett av det tilhørende beregningsprogrammet .....	vi
	Vedlegg E – Strålingsevne til en diffus overflate .....	vii
	Vedlegg F – "Stirred-reactor"- modellen (Truelove, 1983b).....	viii
	Vedlegg G – Beregning av $G_{min}$ og $G_{max}$ .....	ix
	Vedlegg H – Uttrykk for den dimensjonsløse parameteren, $T_1$ .....	x



Vedlegg I – Ustabilitet i tofase strøm .....	xi
Vedlegg J – Beregningsgrunnlag for skjevfordeling i fordamperspakke .....	xiii
Vedlegg K – Caser for skjevfordeling .....	xvii
Vedlegg L – Forsøksdata serraterte finner (Kawaguchi et al., 2004) .....	xviii
Vedlegg M – Forsøksdata serraterte finner (Hofmann et al., 2008a) .....	xix
Vedlegg N – Forsøksdata serraterte finner (Næss, 2010a).....	xx
Vedlegg O – Forsøksdata serraterte finner (Ma et al., 2012) .....	xxi
Vedlegg P – Databasestruktur .....	xxii
Vedlegg Q – Resultatgrafer (Kawaguchi et al., 2004) .....	xxv
Vedlegg R – Resultatgrafer (Hofmann et al., 2008a) .....	xxxv
Vedlegg S – Resultatgrafer (Næss, 2010a).....	xxxix
Vedlegg T – Resultatgrafer (Ma et al., 2012) .....	xliii



## Figurliste

---

Figur 1: Dampkjelens seksjoner og røykgasskrets (Halvorsen, 2010) .....	5
Figur 2: Representasjon av parameteren, $a_i$ , i spekteret (Hottel and Sarofim, 1967).....	9
Figur 3: Betydning av røykgassens strålingsbidrag .....	10
Figur 4: Skjematisk oversikt av røykgass-, vann-, og dampkretsen gjennom dampkjelen .....	12
Figur 5: Inndeling av de ulike dampkjelseksjonene beregningene er basert på .....	14
Figur 6: Sammenlikning mellom beregningsresultater og tilsvarende beregningsresultater .....	15
Figur 7: Kokekurve og kokeregimer (Buongiorno, 2010).....	18
Figur 8: Varmeovergang og strømningsregimer i et vertikalt opphetet rør (Buongiorno, 2010) 20	
Figur 9: Skjematisk figur av fallkammer med antydnet formfaktor for første rørrad .....	22
Figur 10: Strålingsnettverk for første rørrad i fallkammer .....	23
Figur 11: Tofase strømningsregimer ved fordamping i horisontalt rør (Thome, 2007) .....	24
Figur 12: CHF- og veggtemperaturforløp topp og bunn i horisontalt rør (Pioro et al., 2002).....	25
Figur 13: Kontaktflate mellom væske og gass i en annulær strøm (Whalley, 1987).....	27
Figur 14: 180° oppstrøms sving (Kandlikar, 2001).....	28
Figur 15: Resultater fra eksperiment med "kalde seksjoner" (Whalley, 1987) .....	29
Figur 16: Generalisert strømningskart for en horisontal strømning (Hewitt, 2011) .....	30
Figur 17: Parameterdefinisjoner for røret (Taitel and Dukler, 1986) .....	31
Figur 18: Likevekt av væsknivå (Taitel and Dukler, 1986).....	31
Figur 19: Grenseverdier for massefluks $G$ , i Groenevelds Khor-uttrykk (Wong et al., 1990).....	35
Figur 20: Typisk fordamperspakke brukt i Energoss' fallkammer (ENERGOS, 2008b) .....	42
Figur 21: Elementmetodens metodikk (Natan et al., 2003) .....	43
Figur 22: Seksjonsmetodens metodikk (Minzer et al., 2006) .....	44
Figur 23: Fordeling av varmekraft ved et ekstremt foulingsscenario. ....	47
Figur 24: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 900°C moderat tilfelle, .....	49
Figur 25: Frik-, aks- og gravtrykketapet for to parallelle rør ved 900°C moderat tilfelle, .....	50
Figur 26: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 900°C ekstremtilfelle, .....	51
Figur 27: Frik-, aks- og gravtrykketapet for to parallelle rør ved 900°C ekstremtilfelle,.....	52
Figur 28: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 500°C moderat tilfelle, .....	53

Figur 29: Frik-, aks- og gravtrykktapet for to parallelle rør ved 500°C moderat tilfelle, .....	54
Figur 30: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 500°C ekstremtilfelle, .....	55
Figur 31: Frik-, aks- og gravtrykktapet for to parallelle rør ved 500°C ekstremtilfelle,.....	56
Figur 32: CHF ( $q''_{cr,hor}$ ) og virkelig varmefluks ( $q''_{act,hor}$ ) påført Rf,lo – rør.....	58
Figur 33: Sirkulasjonspumpe for vannkrets i fallkammer (ENERGOS, 2008a) .....	59
Figur 34: Trykkdifferansen mellom to fordamperpakker i fallkammer .....	61
Figur 35: Innsnevring for innløp til manifolder (Ahmad et al., 2009) .....	63
Figur 36: Venstre: Rør med serraterte finner. Høyre: Rør med flate finner (DelfineTube, 2012) 68	
Figur 37: Utvalg av serratertbaserte finner (Ponweiser, 2009).....	69
Figur 38: Rør- og finnegeometri med notasjoner (Ponweiser, 2009).....	69
Figur 39: Effektiv finnehøyde og rørdiameter for I-finne og L-finne (Kaspersen, 1995) .....	70
Figur 40: Rørbuntlayout for et forsatt arrangement (Næss, 2010a) .....	71

## Tabelliste

---

Tabell 1: Sammenlikning av CHF data for vann i horisontale rør (Wong et al., 1990) .....	36
Tabell 2: Sammenlikning av CHF data for Freon-12 i horisontale rør (Wong et al., 1990) .....	37
Tabell 3: Resultat belegganalyser fallkammer (Einungbrekke, 2010) .....	40
Tabell 4: Ekstra pumpekraft påført i case 7 og 8 .....	60
Tabell 5: Effektiv finnehøyde og rørdiameter, samt finnediameter for rør med finner .....	70
Tabell 6: Karakteristisk lengde- og massefluksdefinisjoner.....	75

# Fagterminologi

---

## Symboler

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Overflateareal
$b_s$	[mm]	Segmentbredde
$C_s$	[D]	Sotkonsentrasjon
$CHF$	[–]	Critical Heat Flux / Kritisk varmefluks
$d$	[m]	Diameter
$d_H$	[m]	Hydraulisk diameter
$E$	[W/m <sup>2</sup> ]	Emisjon
$f$	[–]	Friksjonsfaktor
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Tyngdeakselerasjon
$G$	[kg/m <sup>2</sup> s], [W/m <sup>2</sup> ]	Massefluks = $\rho \cdot u$ , bestråling
$h$	[W/m <sup>2</sup> K], [mm]	Varmeovergangskoeffisient, finnehøyde
$I$	[W/m <sup>2</sup> · sr]	Strålingsintensitet
$J$	[W/m <sup>2</sup> ]	Radiosity
$k$	[W/m · K]	Varmeledningsevne
$L$	[m]	Karakteristisk lengde, rørlengde
$m$	[kg]	Masse
$\dot{m}$	[kg/s]	Massestrøm
$N_l$	[–]	Antall langsgående rørrader
$N_t$	[–]	Antall tverrgående rørrader
$p$	[Pa]	Trykk
$P_l$	[m]	Langsgående rørpitch
$P_t$	[m]	Tverrgående rørpitch
$q$	[W]	Varmeledningstall
$q''$	[W/m <sup>2</sup> ]	Varmefluks = $q/A$
$R_f$	[m <sup>2</sup> · K/W]	Beleggmotstand
$s$	[mm]	Finnetykkelse

$S$	$[-]$	Slipratio
$t$	$[\text{mm}]$	Finnepitch
$T$	$[\text{K}, ^\circ\text{C}]$	Temperatur
$U$	$[\text{m/s}]$	Hastighet
$\dot{V}$	$[\text{m}^3/\text{s}]$	Volumstrøm
$x$	$[-]$	Dampkvalitet = $m_d/(m_d + m_v)$
$z$	$[\text{m}]$	Høyde

### Greske symboler

$\alpha$	$[-]$	Absorberingsevne
$\Delta$	$[-]$	Differanse
$\varepsilon$	$[-]$	Strålingsevne
$\eta$	$[-]$	Virkningsgrad
$\lambda$	$[\mu\text{m}]$	Bølgelengde
$\mu$	$[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$	Dynamisk viskositet
$\nu$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Kinematisk viskositet
$\xi$	$[-]$	Overgangsfaktor
$\rho$	$[\text{kg}/\text{m}^3], [-]$	Tetthet, reflekteringssevne
$\sigma$	$[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4], [\text{N}/\text{m}]$	Boltzman konstanten, overflatespenning
$\tau$	$[-]$	Transmisjonsevne
$\psi$	$[-]$	Tomromfraksjon

### Dimensjonsløse grupper

$Bd$	Bond nummer = $\frac{(\rho_f - \rho_g)gD^2}{\sigma}$
$Nu$	Nusselt tall = $h \cdot L/k$
$Pr$	Prandtl tall = $c_p \cdot \mu/k$
$Re$	Reynoldstallet = $G \cdot L/\mu$
$X_{LM}$	Lockhart-Martinelli parameter

## Suffikser

<i>aks</i>	Akselerasjon
<i>b</i>	Sving
<i>cr</i>	Kritisk
<i>d</i>	Damp
<i>eff</i>	Effektiv
<i>frik</i>	Friksjon
<i>G</i>	Gass
<i>grav</i>	Gravitasjon
<i>hor</i>	Horisontal
<i>i</i>	Innside
<i>L</i>	Væske
<i>m</i>	Fluidblanding
<i>mean</i>	Gjennomsnittlig
<i>o</i>	Utside
<i>rad</i>	Stråling
<i>rg</i>	Røykgass
<i>s</i>	Overflate
<i>sg</i>	Overflateruhet (Sand-grain roughness)
<i>v</i>	Vann
<i>ver</i>	Vertikal
<i>w</i>	Vegg





# 1 Innledning

---

## 1.1 Bakgrunn for oppgaven

Dampkjelen er en nøkkelkomponent i avfallsforbrenningsanlegg, og har som oppgave å overføre termisk energi (varme) fra en varm røykgass til vann/damp under høyt trykk. Dampen som produseres kan benyttes i ulike prosessanvendelser, eller til produksjon av elektrisk kraft via en turbin. Selskapet Energos har utviklet et nytt og svært kompakt dampkjelkonsept som driftes i flere avfallsforbrenningsanlegg både i Norge og Tyskland. Det er ønsket å videreutvikle dette konseptet, og se på tiltak som kan bedre ytelsen og levetiden til dampkjelen.

## 1.2 Formål og omfang

I prosjektoppgaven (Nesje, 2011) ble det gjort en systematisk gjennomgang av dampkjelens geometri, etablert et beregningsgrunnlag for varmeovergang og trykktap i hver av kjelens komponenter, samt påbegynt implementeringer av modellene i et regneark. En hovedmålsetning for denne oppgaven er å komplettere dette arbeidet, samt videreutvikle beregningsmodellene og ferdigstille et beregningsverktøy for termisk-hydraulisk ytelse av en dampkjel sammensatt av flere kjelkomponenter.

Deretter skal det gjennomføres studier av fenomener som kan påvirke dampkjelens ytelse negativt, og anbefale tiltak for robustifiseringer av anlegget. Dette vil hovedsakelig omhandle analyser av dampkjelens sårbarhet og forebyggende tiltak som kan gjøres. Fenomener som kritisk varmefluks (CHF) ved koking i horisontale rør, som samtidig kan lide av skjevfordeling av vannstrømning forårsaket av ujevn beleggdannelse på varmeovergangsflatene i kjelen, vil være hovedtemaet i analysen. Analysene innebærer utarbeiding av nye beregningsmodeller med tilhørende caser, og bruk av det ferdigstilte beregningsverktøyet.

Til slutt skal det gjennomføres et litteraturstudie vedrørende publisert data på varmeovergang og trykktap for rørsatser med serraterte fannede rør. En databasestruktur skal etableres basert på den relevante informasjonen funnet, hvor også deler av den innhentede forsøksdataen skal implementeres.

## 1.3 Om Energos AS

Energos AS er et selskap under den britiske ENER-G gruppen, som er en forsyner av miljøvennlige teknologiløsninger. ENER-G ble etablert i Salford, Greater Manchester på 1980-tallet, og har i dag en omsetning på rundt 1,2 mrd. NOK med 750 ansatte fra 17 forskjellige land. Energos er spesialist innen gassifiseringsteknologi og en ledende leverandør av Energy-from-Waste anlegg. Selskapet har i perioden 1997-2010 bygd 8 opererende anlegg, med "Sarpsborg 2 Plant" som det nyeste i 2010 (ENER-G, 2010).

## 1.4 Oppgavens struktur

Oppgaven behandler fire hovedtemaer som alle er definert i oppgaveteksten, henholdsvis punkt 1, 2, 3, 4a og 4b. Oppgavebesvarelsens hovedvekt er lagt på punkt 2 og 3, da disse temaene til en viss grad inngår i hverandre, og inneholder mesteparten av hovedproblemstillingen i oppgaven. Punkt 1 og 4 utgjør derfor en mindre del av oppgavebesvarelsen, da disse ligger noe utenfor oppgavens kjernetema og ikke krever store litteraturstudier, utledninger, analyser eller diskusjoner. Oppgavens struktur deles inn i følgende hovedkapitler:

- *Kapittel 2 – Beregningsprogram (Punkt 1):*  
Videreutvikling og ferdigstilling av et beregningsverktøy for termisk-hydraulisk ytelse av dampkjelen.
- *Kapittel 3 – Kritisk varmefluks (CHF) (Punkt 2):*  
Fremlagt teori og gjort et litteraturstudie av CHF generelt og spesielt ved koking i horisontale rør. Innhentede beregningsmodeller er presentert, sammenliknet og anbefalt for implementering.
- *Kapittel 4 – Strømningsfordeling i fordamperspaker (Punkt 3):*  
Problemer tilknyttet skjevfordeling mellom rørene i en rørpakke (Del 1), og mellom fordamperspakkene (Del 2) er diskutert. Fenomenet beleggdannelse er beskrevet, og begrepet "robustifisering" er definert.
- *Kapittel 5 – Analysen Del 1 (Punkt 3):*  
En analyse av innflytelsen på skjevfordelt strømning forårsaket av ujevn beleggdannelse på gassiden er gjort. Beregningsmodeller for analysen er etablert, og en anbefaling for robustifisering er gitt.

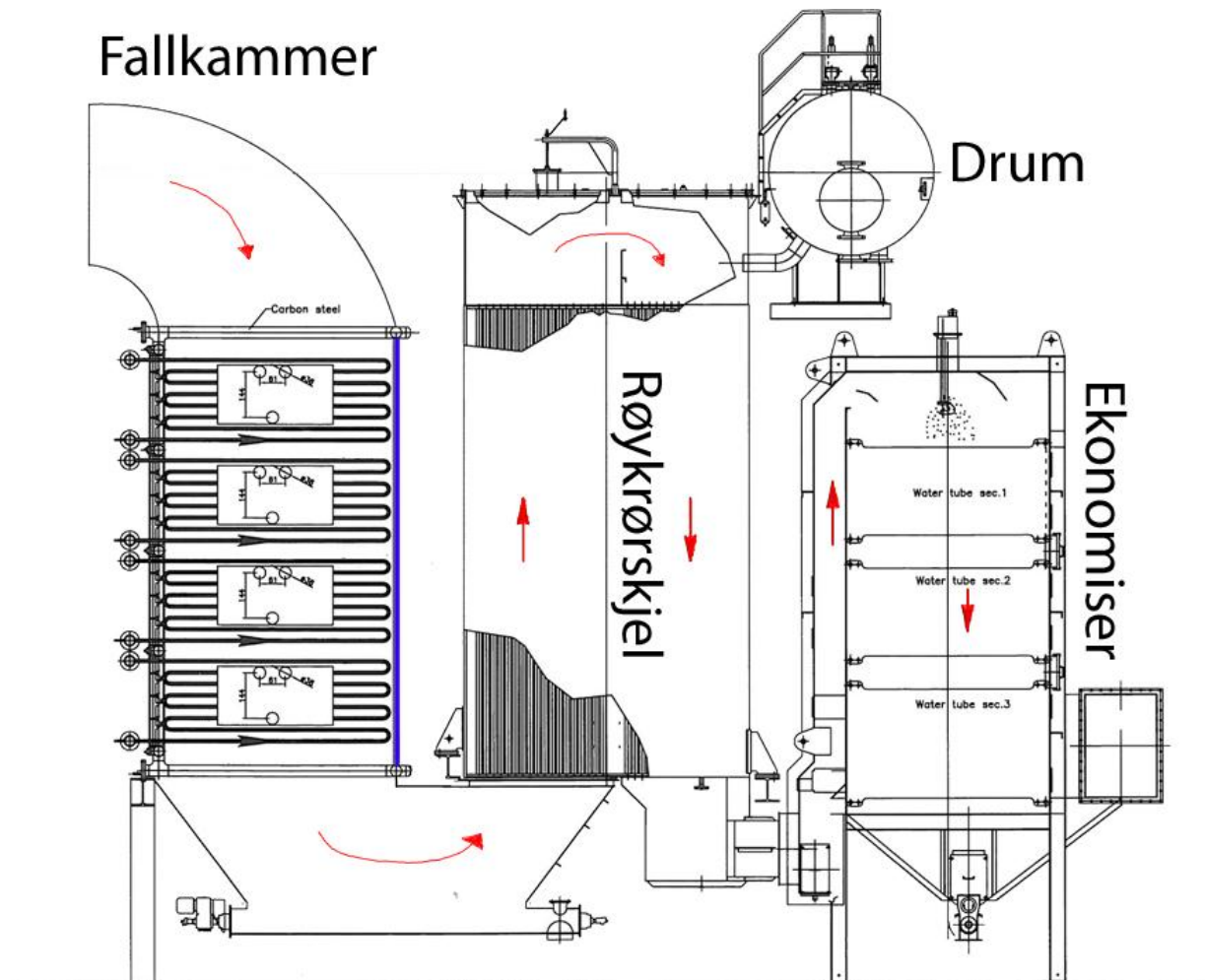
- *Kapittel 5 – Analysen Del 2 (Punkt 3):*  
En generell diskusjon av innflytelsen på skjevfordelt strømning forårsaket av ulike trykkprofiler for de ulike fordampersesjonene er gjort, og en anbefaling for robustifisering er gitt.
- *Kapittel 6 – Bruk av serraterte finner (Punkt 4a og 4b):*  
Effekten av varmeovergang og trykktap ved bruk av serraterte finner er gjennomgått. Et litteraturstudie av publisert forsøksdata etter 1995 er gjort, og informasjonen er presentert tabellarisk. En databasestruktur er dermed etablert, hvor deler av den innhentede informasjonen er implementert.



## 2 Beregningsprogram

### 2.1 Status etter prosjektoppgaven

Hensikten med kandidatens prosjektoppgave (Nesje, 2011) var å videreutvikle det eksisterende kjelkonseptet til Energos, i form av å utarbeide et beregningsgrunnlag for termisk-hydraulisk ytelse av den sammensatte dampkjelen (Figur 1), og ut ifra dette kunne vurdere innflytelsen av beleggdannelse på gassiden.



Figur 1: Dampkjelens seksjoner og røykgasskrets (Halvorsen, 2010)

Grunnet prioritering av en grundig gjennomgåelse av teorien, samt utarbeidelse av formelverket, ble ikke beregningsprogrammet ferdigutviklet og følgende punkter uteble:

- En gyldig iterasjonsløkke for å oppnå en fullt konvergent løsning for den sammensatte dampkjelen ble fraværende, og programmet ble avgrenset til og kun å beregne den

termiske ytelsen gjennom kjelkomponentene isolert sett, samt trykkfallet til røykgasskretsen.

- Trykktapsberegninger for vann- og dampkretsen ble ikke implementert, selv om det ble utarbeidet et formelverk for dette.
- Det ble ikke tatt hensyn til røykgassens strålingsbidrag i varmeovergangsberegningene i noen av dampkjelens komponenter.
- Et alternativ for beregninger av rør med finner ble ikke inkludert for noen av komponentene.

Beregningsprogrammet ble utarbeidet i det regnearkbaserte dataverktøyet, Microsoft Excel, og innehar et relativt tungvint brukergrensesnitt. Arbeidet med et mer brukervennlig program, ved bruk av for eksempel Visual Basics, ble satt til side, og hovedfokuset var å kvalitetssikre korrelasjonene og beregningsmodellene for å oppnå gode resultater.

## 2.2 Videreutvikling

I denne hovedoppgaven er følgende videreutviklinger utført i ferdigstillingen av et komplett beregningsverktøy for den sammensatte dampkjelen:

- 1) *Strålingsbidraget fra røykgassen er inkludert – Kapittel 2.3:*  
Gasstrålingsteori er gjennomgått og en beregningsmodell for strålingsbidraget er opprettet på grunnlag av dette. Betydningen av røykgassens strålingsbidrag gjennom dampkjelen er analysert, og en kontrollgrense for strålingsberegninger i dampkjelen er definert.
- 2) *Trykktap på vann- og damp siden er implementert – Kapittel 2.4:*  
Beregningsgrunnlaget for trykktap i fallkammerets fordamer, overheter og økonomiseren, som ble lagt frem i prosjektoppgaven (Nesje, 2011) er implementert i beregningsprogrammet. Det er ikke etablert trykktapsmodeller i røykrørskjelen da dette ligger utenfor oppgavens omfang.
- 3) *En iterasjonsløkke for en fullt konvergent løsning er etablert – Kapittel 2.5:*  
Det er utarbeidet en strategi for beregningsprogrammets iterasjonsløkke som resulterer i en korrekt konvergent løsning av varme- og massebalansene i den sammensatte dampkjelen.

## 2.3 Strålingsbidrag fra røykgass

### 2.3.1 Gasstråling teori

Varmestråling assosieres med raten av avgitt energi fra en substans som et resultat fra dets temperaturstørrelse. Mekanismen for energiutslippet er et resultat av oscillerende krefter, eller overgangen av de mange elektronene som utgjør substansen. Alle substanser avgir strålingsenergi i form av elektromagnetiske bølger (fotoner) gitt at substansen har en temperatur  $T > 0 K$ . For gasser er strålingen et volumetrisk fenomen, mens for mesteparten av faste legemer og væsker domineres strålingen av et overflatisk fenomen (Incropera et al., 2007).

Ett avgitt foton er en partikkel av en materie som inneholder energi, en kvantitet av bevegelse, og elektromagnetisk vekt. Derfor kan den termiske strålingen betraktes som en fotongass. Passasje av fotoner gjennom substansen er en prosess av absorpsjon, og det påfølgende utslippet av energiladde fotoner med atomer og molekyler av denne materien. Stråling karakteriseres ved bølgelengder,  $\lambda$  ( $\mu m$ ). De fleste fastlegemer og væsker har et kontinuerlig bølgelengdespektrum for stråling. Med andre ord stråler de energi for alle bølgelengder fra  $0 \rightarrow \infty$ . Metaller med en polert overflate, gasser og damper karakteriseres derimot med et selektivt spektrum for stråling. Strålingsintensiteten avhenger av legemets egenskaper, temperatur, bølgelengde, overflateforhold, og for gasser også lagtykkelse og trykk. Ved en økning av temperatur vil intensiteten av kortbølgestrålingen øke, og intensiteten av langbølgestrålingen reduseres.

Røykgassen inneholder samtidig en betydelig andel av små solide partikler (sot), som gjør mediet ugjennomsiktig, eller ikke-transparent. Ett- og to-atoms gasser, som helium, hydrogen, oksygen, nitrogen, er i praksis transparent for stråling. Gasser med tre- og høyere atomer, som  $CO_2$  og  $H_2O$ , besetter høyere strålings- og absorpsjonsegenskaper. Strålingen fra gasser har en selektiv karakter. De absorberer og stråler kun i visse intervaller av bølgelengder, og er transparente i andre deler av spektrumet. Ved de temperaturene som ofte finnes i industrielt utstyr, stråles hovedmengden av energien ved  $\lambda = 0,8 - 80 \mu m$ . Disse strålene benevnes som termiske eller infrarøde (Vakkilainen and Hyppänen, 2008).

Hoveddelen av varmeovergangsbidraget fra flammer og gasser, produsert fra konvensjonelt brennstoff, er den termiske strålingen fra vanndamp, karbondioksid, karbonmonoksid og sot. Ved høye temperaturer er strålingen viktigst for heteropolare gasser ( $CO_2, H_2S, CO, CH_4, SO_2$  og  $NH_3$ ), hvor gasser med symmetriske molekyler ( $H_2, O_2$  og  $N_2$ ) ikke viser absorpsjonsbånd ved disse bølgelengdene, og dermed er transparente og har neglisjerbar strålingsevne (Mehrotra et al., 1995).

### 2.3.2 Beregningsgrunnlag for gasstrålingsbidrag

Det er kun sett på strålingsbidraget fra røykgassen til rørene i fordamper- og overheterpakkene i fallkammeret. Strålingsbidraget grunnet overflaterrefleksjoner og gjenutstrålinger fra flammeveggen til den første rørraden i toppen av kammeret tas *ikke* med i beregningsprogrammet, men effekten og problemer knyttet til dette belyses i Kapittel 3.2.1 om kritisk varmefluks.

Det totale strålingsbidraget fra røykgassens masse avhenger av temperaturen og volumet til gassen, samt strålingsegenskapene til de emitterende gassstypene. I kalkulasjoner for varmeovergang defineres vanligvis gassens strålingsegenskaper ved bruk av total strålingsevne og total absorberingsevne. Som vist i likningssett (2.1), er den totale strålingsevnen,  $\varepsilon_{rg}$ , avhengig av gasstemperaturen,  $T_{rg}$ , og partialtrykkforløpets lengdeprodukt,  $pL$ . Den totale absorberingsevnen,  $\alpha_{rg}$ , avhenger av de samme parameterne, samt overflatetemperaturen der strålingen blir absorbert,  $T_s$  (Truelove, 1983a).

$$\varepsilon_{rg} = f(T_{rg}, pL) \tag{2.1}$$

$$\alpha_{rg} = f(T_{rg}, T_s, pL)$$

Gasstrålingen behandles som at det konvekktive bidraget og gasstrålingsbidraget er additive. Varmeovergangskoeffisienten som representerer gasstrålingsbidraget er gitt i likningssett (2.2), hvor  $\kappa$  er overgangskoeffisienten,  $\varepsilon_w$  er veggens strålingsevne (satt til 0,75) og  $\varepsilon_{rg}$  er gassens strålingsevne. Den effektive strålingsevnen,  $\varepsilon_{eff}$ , representerer strålingsevnen med tilstedeværelsen av partikler, hvor sotkonsentrasjonen,  $C_s$ , er satt til  $1,5 \cdot 10^{-4}D$  for gassaktig brensel, og  $7,5 \cdot 10^{-4}D$  for flytende brensel (Næss, 2006). I en situasjon hvor en overflate blir utsatt for stråling, og det på veien er partikler av ujevn fordeling, er det åpenlyst at en andel av fluksen vil bli plukket opp av partiklene, som da blir oppvarmet, og den totale mengden av varme mottatt av overflaten blir redusert. Dette indikerer at modeller for stråling uten hensyn til partiklene er ekstremt forenklet, og et korreksjonsuttrykk må derfor benyttes (Vakkilainen and Hyppänen, 2008).

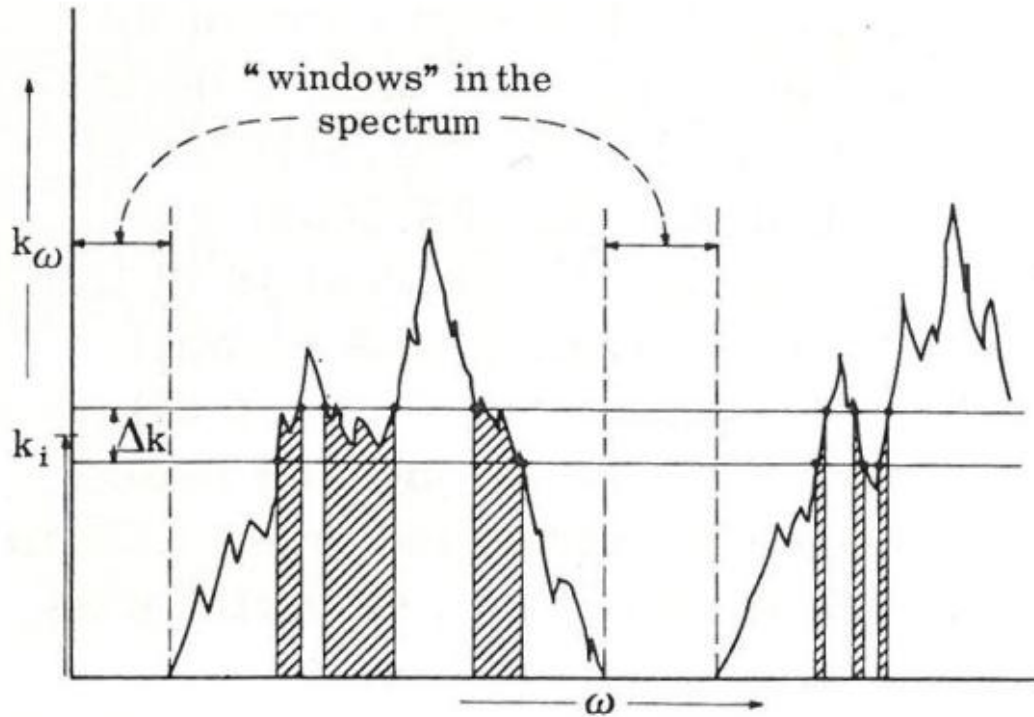
$$h_{rad} = \kappa \cdot \sigma \cdot (T_{rg,m} + T_{w,i}) \cdot (T_{rg,m}^2 + T_{w,i}^2)$$

$$\kappa = \frac{\varepsilon_w \cdot \varepsilon_{eff}}{\varepsilon_w + (1 - \varepsilon_{eff}) \cdot \varepsilon_w} \tag{2.2}$$

$$\varepsilon_{eff} = 1 - e^{-C_s \cdot T_{rg}} \cdot (1 - \varepsilon_{rg})$$



Gassens strålingsevne,  $\varepsilon_{rg}$ , beregnes ut ifra prosedyren beskrevet i Siegel og Howell (1992) og finnes ved likningssett (2.3) og tabellen i Vedlegg A. Den spektrale energidistribusjonen, vist i Figur 2, representerer parameteren,  $a_i$ , som utgjør fraksjonen av energien fra et svart legeme i den bølgenummerregionen,  $\Delta\omega_i$ , som assosieres med absorpsjonskoeffisienten,  $k_i$ . De skraverte feltene på figuren markerer  $a_i$  (Hottel and Sarofim, 1967).



Figur 2: Representasjon av parameteren,  $a_i$ , i spekteret (Hottel and Sarofim, 1967)

Den gjennomsnittlige strålingslengden,  $L$ , for et flukterende og forsatt rørarrangement finnes i henhold til Taler et al. (2009), hvor faktoren  $C$  blir diskutert og anbefalt til en verdi lik 3,6.

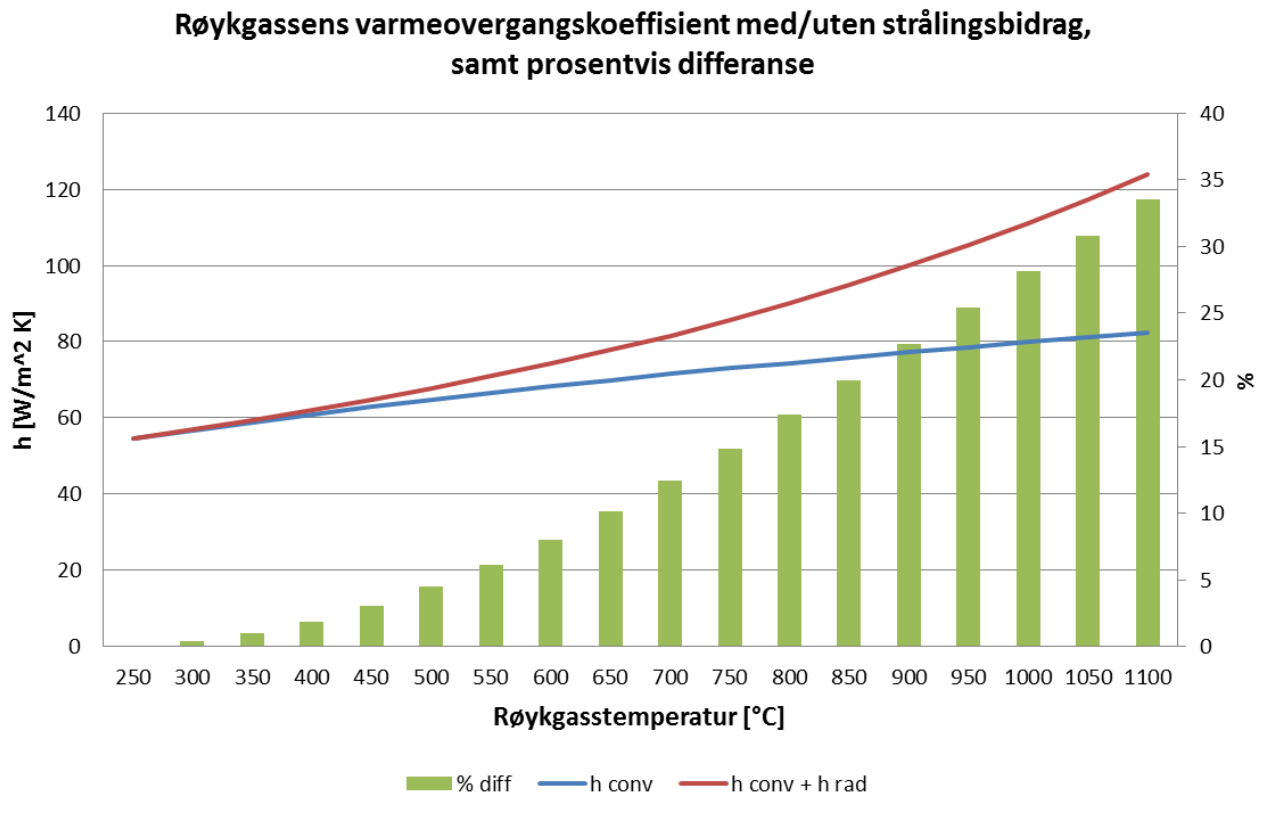
$$\varepsilon_{rg} = \sum_{i=1}^n a_i - \sum_{i=1}^n a_i \cdot e^{-k_i \cdot p \cdot L} \quad (2.3)$$

$$L = C \cdot \frac{d_o}{4} \left[ \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P_l \cdot P_t}{d_o^2} - 1 \right]$$

### 2.3.3 Betydning av stråling

For å undersøke betydningen av røygassens strålingsbidrag i dampkjelen, er det gjennomført en enkel varmeovergangsberegning med utgangspunkt i beregningsgrunnlaget for varmeovergang gjennom en fordamperspakkegeometri brukt i fallkammeret. Kalkulasjonene er utført under et operasjonsforhold hvor rørenes veggtemperatur er lik 220 °C, og med et totalt varmeovergangskoeffisientspenn mellom 50 – 110  $W/m^2K$ .

Verdiene som er hentet fra beregningsprogrammet viser røygassens varmeovergangskoeffisient med og uten strålingsbidraget, og er plottet som en funksjon av røygass-temperaturen, vist i Figur 3. Grafen viser samtidig den prosentvise differansen mellom varmeovergangskoeffisientene med økende temperatur.



Figur 3: Betydning av røygassens strålingsbidrag

Fra Figur 3 kan det påpekes at strålingsbidraget har størst innvirkning ved røygass-temperaturen fra om lag 550 °C og oppover, hvor den prosentvise andelen av varmeovergangskoeffisienten for strålingen utgjør 5 % og blir eksponentielt større med stigende temperaturer. På grunnlag av dette kan røygassens strålingsbidrag neglisjeres i varmeovergangsberegningene der hvor temperaturene ikke overstiger denne terskelen. Det vil

si at strålingsbidraget kun implementeres for kalkulasjoner i Energos' fallkammer, hvor røykgasstemperaturene har en spredning fra 900 – 1000 °C i toppen, til rundt 500 °C i bunn.

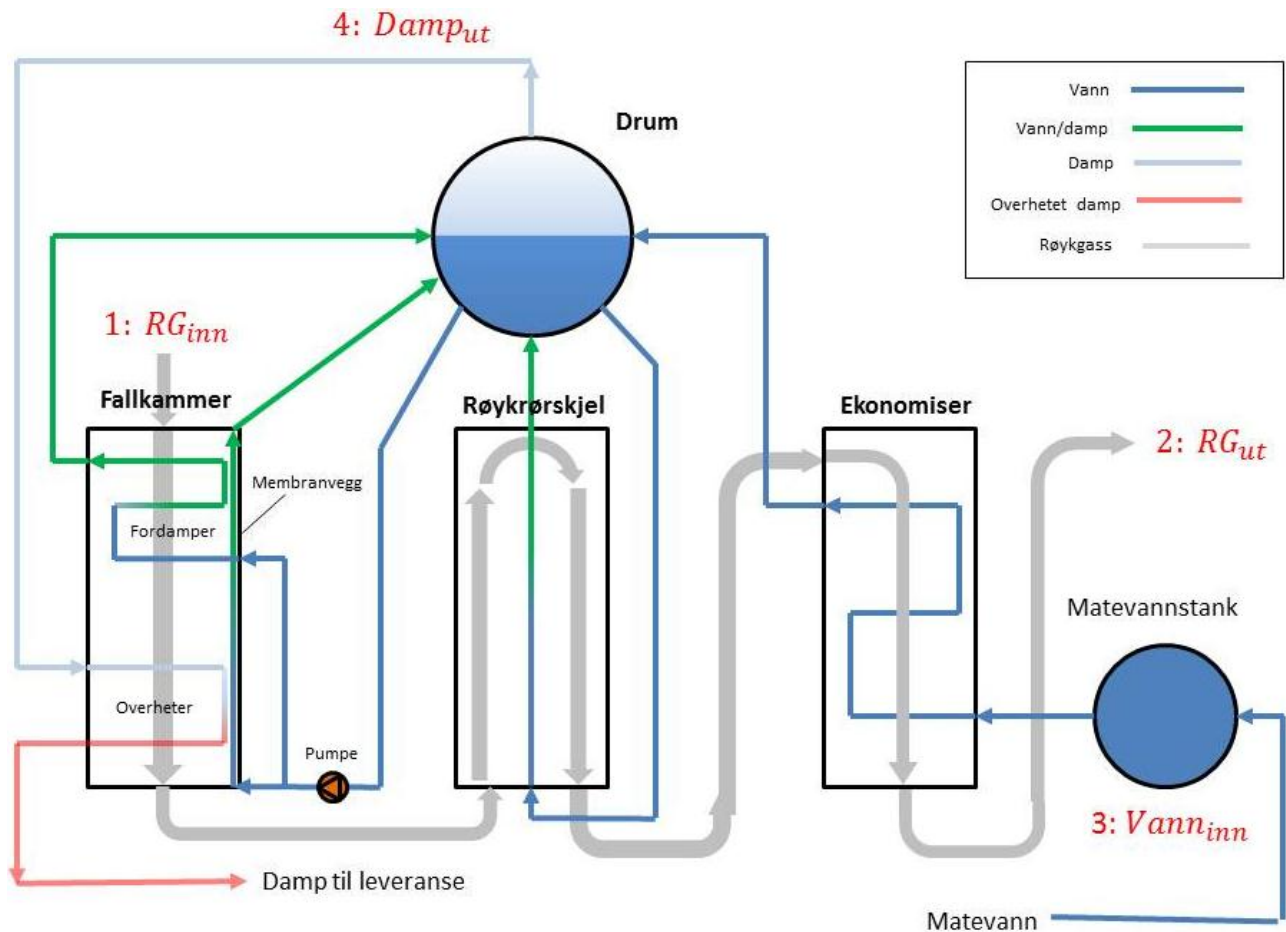
## 2.4 Trykktap i vann- og dampkretsen

Vann- og dampkretsen i den sammensatte dampkjelen er skjematiskert i Figur 4. Trykktapsberegningene i kretsen omfatter kun væskesiden i fallkammer og økonomiser, da det for røykrørskjelen finnes en naturlig sirkulasjon av vann og damp, og ikke inngår i oppgavens omfang. Likevel er røykrørskjelens funksjon kort forklart i Vedlegg B, slik at en bedre forståelse av enheten kan oppnås. Beregningsmodellene ble opprettet i prosjektoppgaven (Nesje, 2011), og er implementert direkte inn i beregningsprogrammet.

## 2.5 Konvergeringsstrategi

For at beregningsprogrammets resultater skal kunne regnes som gyldige, må alle energi- og massebalansene i hver av enhetene være utbalansert. Avgitt varme fra røykgassen må tilsvare mottatt varme til vannkretsen i dampkjelen. Vedlegg C viser en skjematisk oversikt over væskesidens tilstander gjennom den sammensatte dampkjelen, og inneholder et forslag til entalpi- og masseberegninger for systemets definerte kontrollgrense. Metodikken for disse energi- og massebalansene er hentet fra Mello (1991), og er ikke anvendt aktivt i denne oppgaven. I stedet er en forenklet fremgangsmåte for en gyldig konvergeringsstrategi utarbeidet for beregningsprogrammet.

Fra Figur 4 er temperatur, trykk og dermed entalpi kjente verdier for punkt 1, 3 og 4, siden tilstandene ved disse målepunktene er definert av operasjonsspesifikasjonene til anlegget. Røykgasstemperaturen i punkt 2 må derimot tippes, noe som gir en utløpsentalpi av røykgassen. Deretter utfører programmet beregninger gjennom iterasjonsløkker basert på den tippede verdien, inntil en balansert og fullt konvergent løsning er oppnådd. En trinnvis fremgangsmåte av strategien er beskrevet ved likningene (2.4) - (2.6).



Figur 4: Skjematisk oversikt av røygass-, vann-, og dampkretsen gjennom dampkjelen

### Trinn 1:

Tipper først en røygasstemperatur, som da gir den totale overførte varmen fra røygassen,  $q_{rg}$ , og er lik varmen tatt opp av vann- og dampkretsen.

$$\text{Tippet } T_{rg,ut} \rightarrow h_{rg,ut}$$

$$q_{rg} = \dot{m}_{rg} \cdot (h_{rg,inn} - h_{rg,ut}) \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_d = \frac{q_{rg}}{(h_{d,ut} - h_{v,inn})}$$

### Trinn 2:

Det antas at den utgående dampkvaliteten i hver fordamperspakke er 0,17 (1/6) ved designoperasjon, og da trengs seks deler vann per del produsert damp i fordamperspakkene. Dette resulterer i den totale vannmengde fra matevannstanken, og deretter en røykgasstemperatur ut.

$$\dot{m}_{v,inn} \approx 6 \cdot \dot{m}_d \quad (2.5)$$

Beregner kjel med vannmengde  $\dot{m}_{v,inn} \rightarrow T_{rg,ut}^*$

### Trinn 3:

Regner dermed gjennom dampkjelen med vannmengden tildelt, og balanserer varmebalansene for hver del av kjelen. Resulterende røykgasstemperatur ved utløpet skal sammenfalle med røykgasstemperaturen tippet, og først da er en ferdig konvergent løsning oppnådd.

$$T_{rg,ut}^* = T_{rg,ut} \quad (2.6)$$

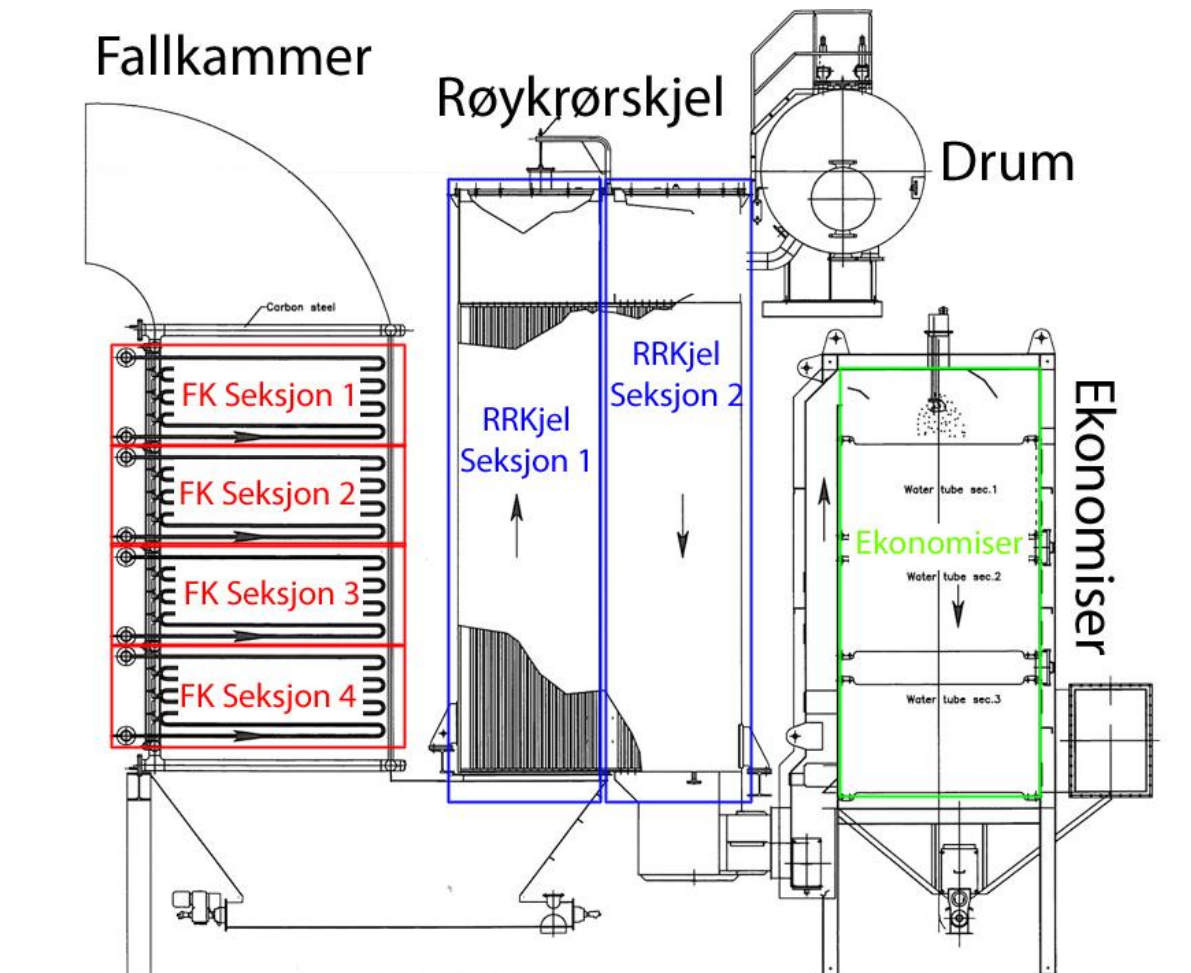
**JA/NEI?**

**JA:** Ferdig konvergent!

**NEI:** Tilbake til trinn 1, og finner  $T_{rg,ut}$  som gir korrekt  $h_{rg,ut}$  for konvergent løsning.

## 2.6 Ferdigstilt beregningsverktøy

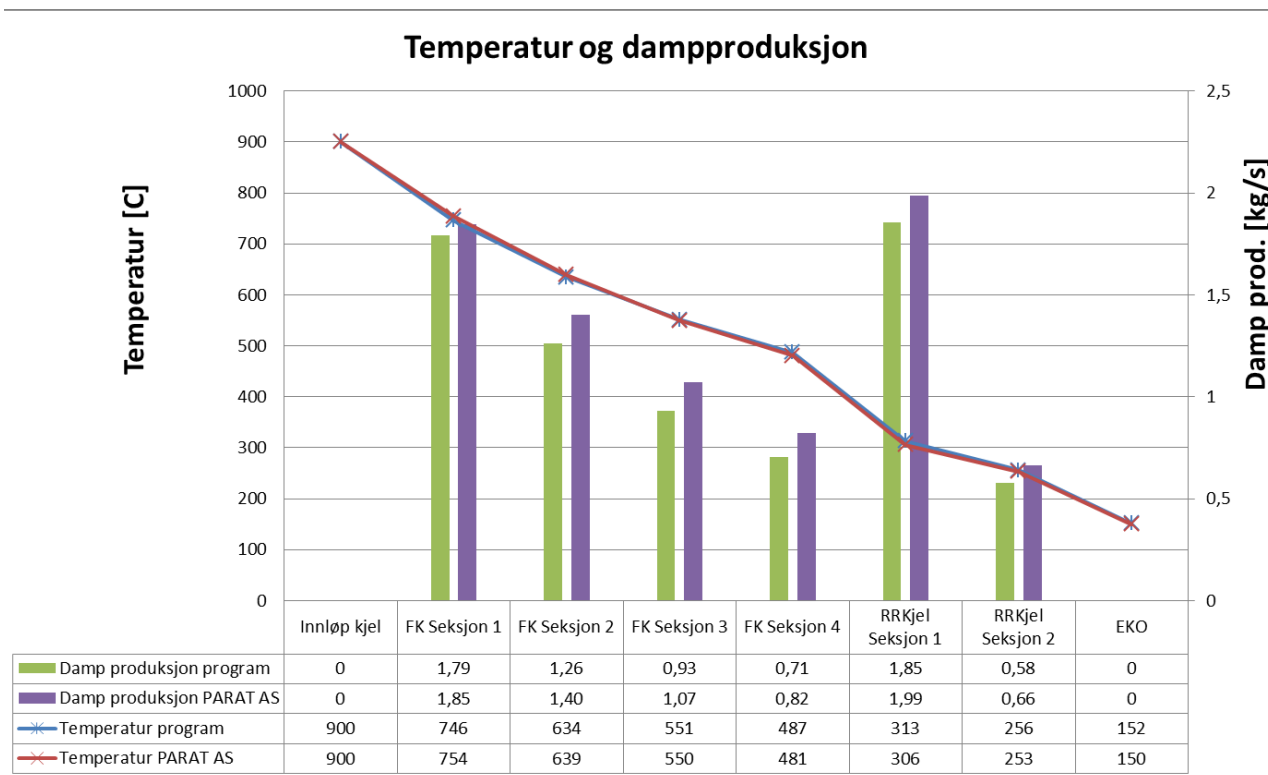
Det ferdigstilte beregningsverktøyet ligger som en tilhørende Excel-fil. Excel-filen består av diverse regneark som inneholder beregningsmodeller for den sammensatte dampkjelen, den spesifikke dampkjelkomponenten, caser for analyser, og modeller for beregning av røygassens strålingsbidrag, samt vannets- og røygassens fysiske egenskaper. Vedlegg D inneholder en oversikt over fargekodene brukt i beregningsprogrammet, sammen med en innholdsfortegnelse av regnearkene.



Figur 5: Inndeling av de ulike dampkjelseksjonene beregningene er basert på

På lik måte som i prosjektoppgaven (Nesje, 2011) er beregningsprogrammets resultater på nytt sammenliknet med tilsvarende beregningsresultater av dampkjelen, utført av Parat AS (Halvorsen, 2010). Side disse verdiene også er basert på beregningsmodeller, og ikke faktiske målinger av anlegget, kan ikke beregningsprogrammets gyldighet direkte anslås, men sammenlikningen gir likevel et visst uttrykk for korrektheten av programmet.

Figur 6 viser røygassens temperaturforløp gjennom den sammensatte dampkjelen, sammen med dampproduksjonen i hver dampkjelseksjon, definert i Figur 5. Det kan konkluderes med at begge beregningsresultatene har et nær identisk temperaturforløp, noe som ikke var tilfellet i prosjektoppgavens sammenlikning. Grunnen til dette kan settes til inkluderingen av røygassens strålingsbidrag i fallkammeret, samt at en fullt konvergent løsning med utbalanserte energi- og masselikninger er oppnådd. Dampproduksjonen i seksjonene er enda noe avvikende, selv om verdiene viser atskillig bedre trendlikheter sammenliknet med verdiene oppdrevet i beregnings-programmets tidlige fase fra prosjektoppgaven.



**Figur 6: Sammenlikning mellom beregningsresultater og tilsvarende beregningsresultater utført av Parat AS (Halvorsen, 2010). Dampkjelseksjonene er definert i Figur 5.**





## 3 Kritisk varmekraft (CHF)

---

### 3.1 Pool boiling & Strømningskoking

Innen koking finnes det hovedsakelig to geometriske situasjoner og forholde seg til, nemlig pool boiling og strømningskoking. Pool boiling er når kokingen skjer på en opphetet overflate, og fluidet befinner seg mer eller mindre som et stillestående basseng. I strømningskoking blir fluidet pumpet gjennom opphetede kanaler, typisk et rør.

I begge kokesituasjonene kan det oppstå en såkalt kokekrise når varmekraften påført systemet blir økt til et såpass høyt nivå at oppvarmningsflaten ikke lenger klarer å opprettholde en kontinuerlig væskekontakt. Denne varmekraften er vanligvis referert til som den kritiske varmekraften, eller CHF (Critical Heat Flux) i forkortet form.

Hvis CHF blir nådd, karakteriseres det ved at varmeovergangskoeffisienten i kokeprosessen plutselig synker og veggtemperaturen raskt stiger. En uttørring og mulig nedsmelting av overflaten kan inntreffe straks CHF blir overskredet.

I litteraturen blir fenomenet omtalt med mange forskjellige betegnelser; burnout (kortslutning), dryout (uttørring), DNB (Departure from Nucleate Boiling), boiling crisis (kokekrise), og CHF (kritisk varmekraft). Gjennom historien har det vært diskusjoner om det mest korrekte beskrivende uttrykket for fenomenet. Innen pool boiling blir "burnout" ofte brukt, side det i de tidligste eksperimentene førte til en kortslutning av testutstyret. Innen strømningskoking blir ofte "uttørring" brukt, siden rørveggenes væskegrensesjikt forsvinner, og røret blir "tørt". Som et universelt uttrykk, hvor alle betegnelsene inngår, benyttes som regel CHF.

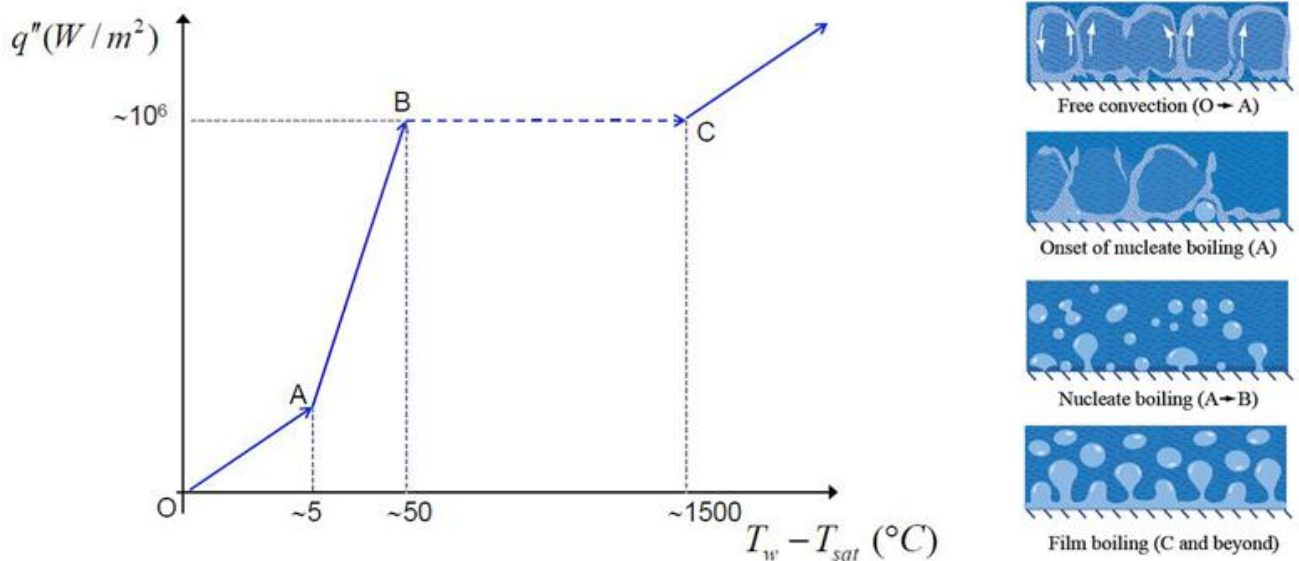
Videre i kapitlet vil det gis en grunnleggende introduksjon av de to koketyperne, og hvordan CHF oppstår i dem. Resten av kapitlet omhandler problemer med CHF i tilknytning til Energos' dampkjel, effekten av strømningskoking i horisontale rør, og eksisterende modeller for CHF ved fordampning i slike rør.

### 3.1.1 Pool boiling

Betrakt et simpelt eksperiment hvor vann koker på overflaten av en flat plate. Denne situasjonen refereres til som pool boiling, siden fluidet på oppvarmingsflaten er stillestående, og en bulk væskestrømning er fraværende og det kun er en væskebevegelse grunnet naturlig konveksjon. Platen er koblet til en elektrisk strømforsyning, og overflatefluksen  $q''$  blir kontrollert via denne. Ved å måle veggtemperaturen kan det konstrueres en kokekurve ved hjelp av Newtons kjølelov, sett av likning (3.1), hvor  $\Delta T_e$  er overskuddstemperaturen.

$$q'' = h \cdot (T_w - T_{sat}) = h \cdot \Delta T_e \quad (3.1)$$

Kokekurven og de forskjellige kokeregimene i intervallene kan sees i Figur 7. Kurven er konstruert for vann ved atmosfærisk trykk ( $T_{sat} = 100^\circ\text{C}$ ) på en flat plate.



Figur 7: Kokekurve og kokeregimer (Buongiorno, 2010)

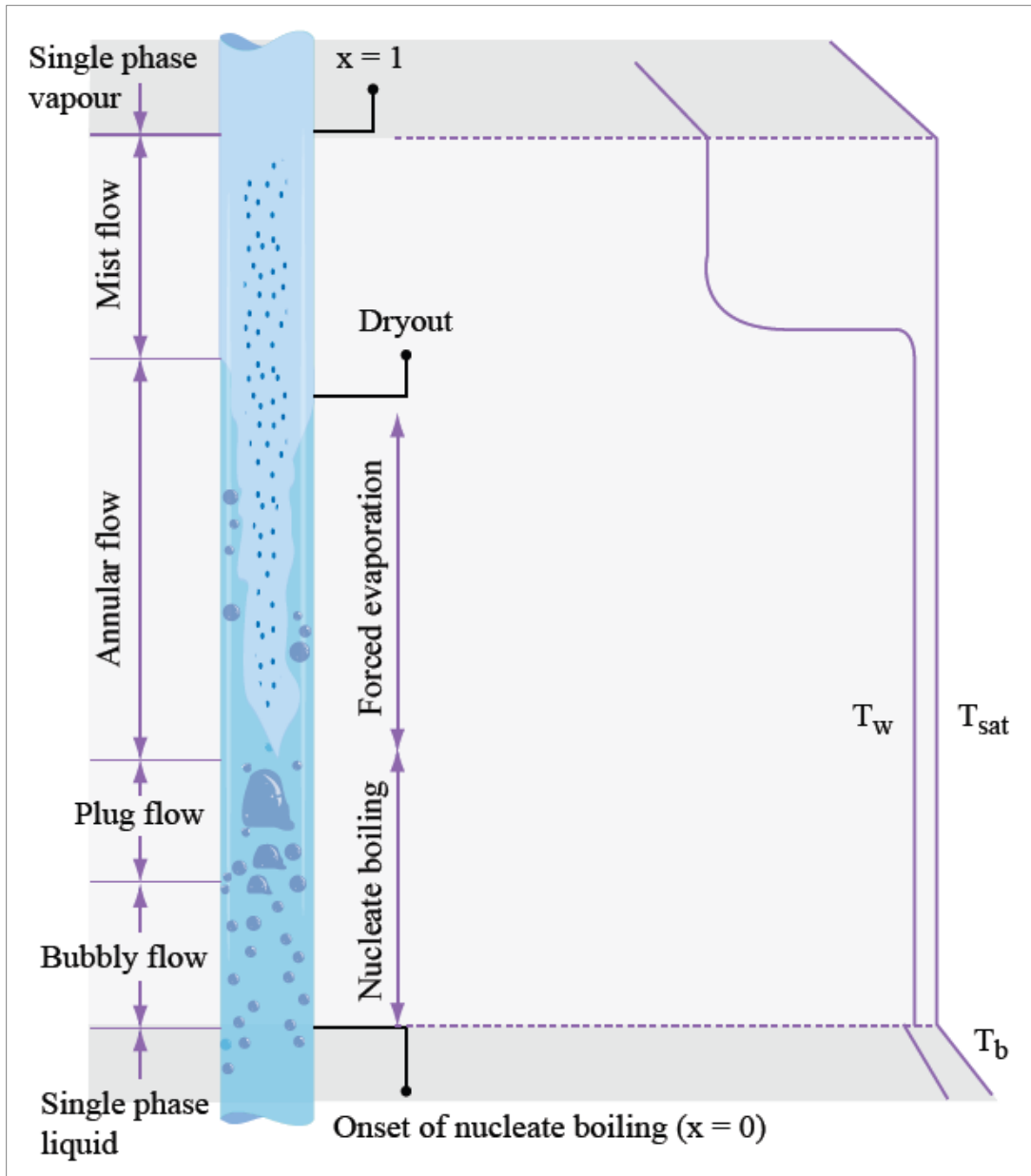
Hvis varmekraften økes over punkt B, vil det fremkalle et plutselig temperaturhopp fra B til C. Dette skjer hvis heteflaten blir dekt med dampbobler som sammen former en barriere for den innkommende væsken. Varmetransporten blir betydelig dårligere, og temperaturen på flaten stiger kontinuerlig dersom varmeovergangen er varmekraftskontrollert. Det er dette punktet som kan kalles CHF, eller maksimal varmekraft  $q''_{max}$ . Omslaget fra boblekoking til denne kritiske tilstanden antas å oppstå på følgende måte:

Ettersom varmekraften økes i boblekokingsregimet, vil fjerning av damp fra heteflaten gradvis endres fra bobler til kontinuerlige dampstøyer som sigr opp. Ved videre økning av varmekraften vil dampstøylene oppta et større og større areal, hvilket gir mindre areal til væsken som strømmer til heteflaten for å erstatte dampen. Maksimal varmekraft nås når relativhastigheten mellom damp og væske er så stor at en videre økning vil medføre at dampkolonnene drar med seg væsken vekk fra heteflaten, eller at væskestrømmen vil drive dampen tilbake til heteflaten. I begge tilfeller vil man få en uttørring av heteflaten med dertil økt heteflatetemperatur som resultat. Det er dette som kan kalles CHF.

Det er ofte av stor interesse å fastslå den maksimale varmekraften man kan overføre før boblekokingsregimet bryter sammen. Spesielt gjelder dette for varmekraftskontrollerte systemer hvor overskridelse av CHF vil føre til filmkoking med drastisk økning av heteflatetemperaturen, og med dette en mulig nedsmelting av heteflaten (Næss, 2010c).

### 3.1.2 Strømningskoking

I en industriell sammenheng er det situasjoner med strømningskoking som er av størst interesse. Denne formen for koking er mer komplisert enn pool boiling grunnet koblingen mellom hydrodynamikk og varmeovergangsprosessene. Strømningskoking karakteriseres med en tvungen bulk fluidstrømning gjennom en opphetet kanal. Figur 8 viser et vertikalt rør som utsettes for en uniform varmekraft. Etter hvert som fluidet strømmer oppover vil mer og mer damp produseres, og som et resultat vil strømningsregimene endres. Omsider vil væskefilmen langs veggen fordampe bort, og veggen bli uttørret. Dette fenomenet kalles en uttørring, og definerer systemets CHF.



Figur 8: Varmeovergang og strømningsregimer i et vertikalt opphetet rør (Buongiorno, 2010)

I et system med fordampning av et strømmende medium er energien assosiert med boblekokingen og den effektive varmeovergangen grunnet væskekonveksjon ved veggen. Det er disse mekanismene som leder til en høy varmeovergangskoeffisient, og en fjerning av væske ved heteflaten vil derfor medføre en plutselig degradasjon i varmeovergangsraten. Collier (1983a) identifiserte de fem viktige systemvariabler som påvirker CHF i underkjølt strømningskoking i rør, og som sammen danner funksjonsvariablene som definerer den kritiske varmekraften, likning (3.2):

- Trykk
- Gjennomsnittstemperatur
- Hastighet i form av massefluks
- Rørlengde
- Hydraulisk diameter

$$CHF = q''_{cr} = f(P, \Delta T_{mean}, \dot{m}, L, d_H) \quad (3.2)$$

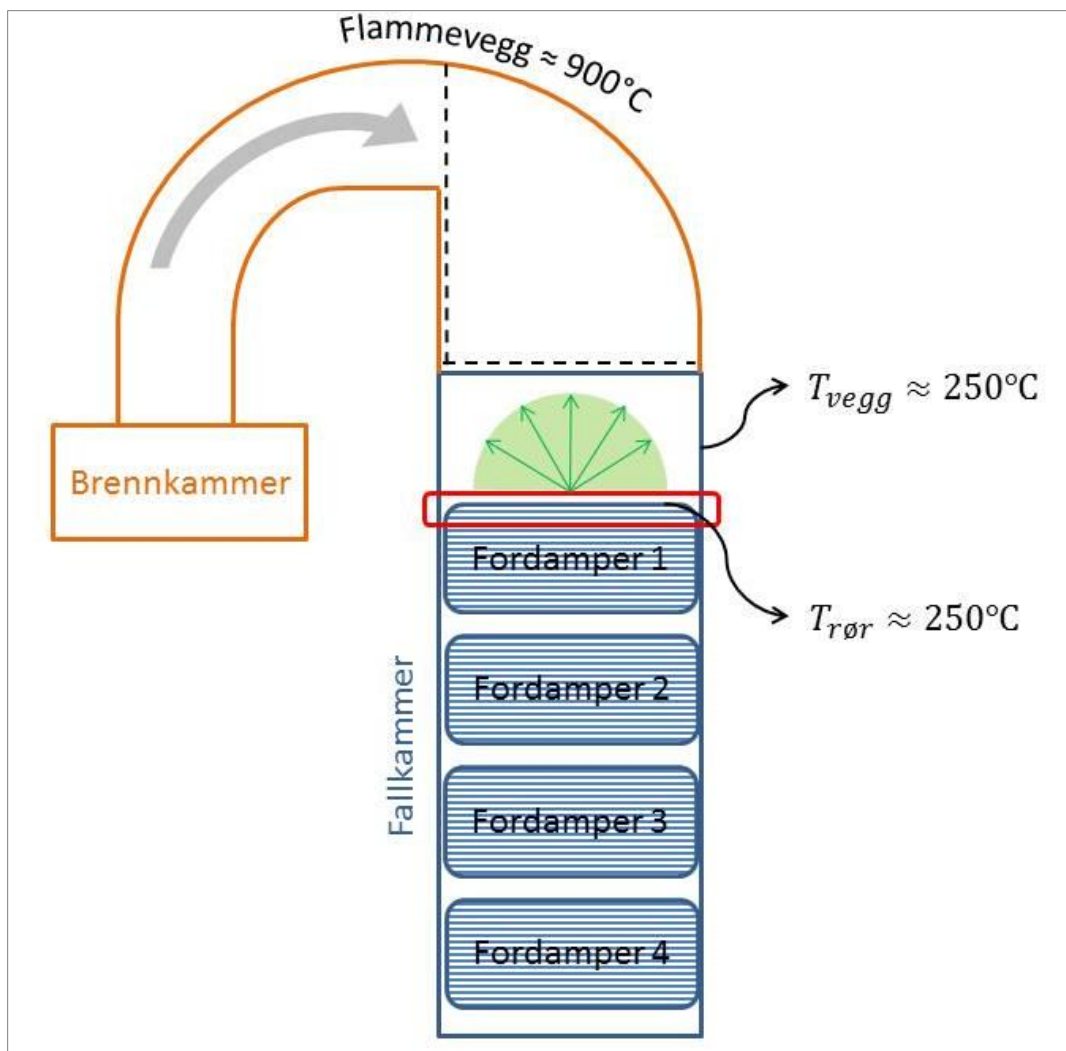
En fullstendig forståelse av basismekanismene til CHF i en underkjølt strømningskoking ved høye væskehastigheter er enda ikke oppnådd. Som følge av dette er de eksisterende modellene bygd opp av empiriske korrelasjoner og parametere utledet fra en beste tilpassingsprosedyre gjennom tilgjengelige datasett.

Basismekanismene for CHF i en underkjølt strømningskoking blir vanligvis studert ved optiske teknikker. Gjennom fotografier og andre hjelpemidler har følgende blitt observert av Celata et al. (1994):

- Tilstedeværelsen av dampplugg eller tynne dampsjikt nær veggen er tydelig.
- Veggtemperatursvingninger i forkant av at CHF oppdages i uniformt opphetede kanaler.
- Ingen plutselig synlig endring i væskens bulk strømningsmønster ved CHF.
- De største boblene eller damppluggene blir generert ved foreningen av mindre bobler innen det tofasede grensesjiktet nær veggen.

### 3.2 Problemer tilknyttet CHF i Energos' dampkjel

Figur 9 viser en skjematisk figur av koblingen mellom brennkammeret og fallkammeret med de tilhørende fordamperpakkene. Røykgassen fra brennkammeret føres gjennom en kanal, hvor kanalens vegger, såkalt flammevegg, blir opphetet og holder en temperatur ca. lik røykgassens ( $\approx 900 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Den høye røykgasstemperaturen sammen med det økte strålingsbidraget fra flammeveggen, tilsier at det mest kritiske området i dampkjelen (med hensyn på CHF) er i toppen av den første fordamperpakken. Området er markert med rødt i Figur 9. Her vil varmefluksen og fordampningsraten være størst. I tillegg foregår kokingen i horisontale rør, noe som senker kokeprosessens CHF-verdi, og øker risikoen for uttørring i rørene. CHF i horisontale rør utforskes grundig i Kapittel 3.3.

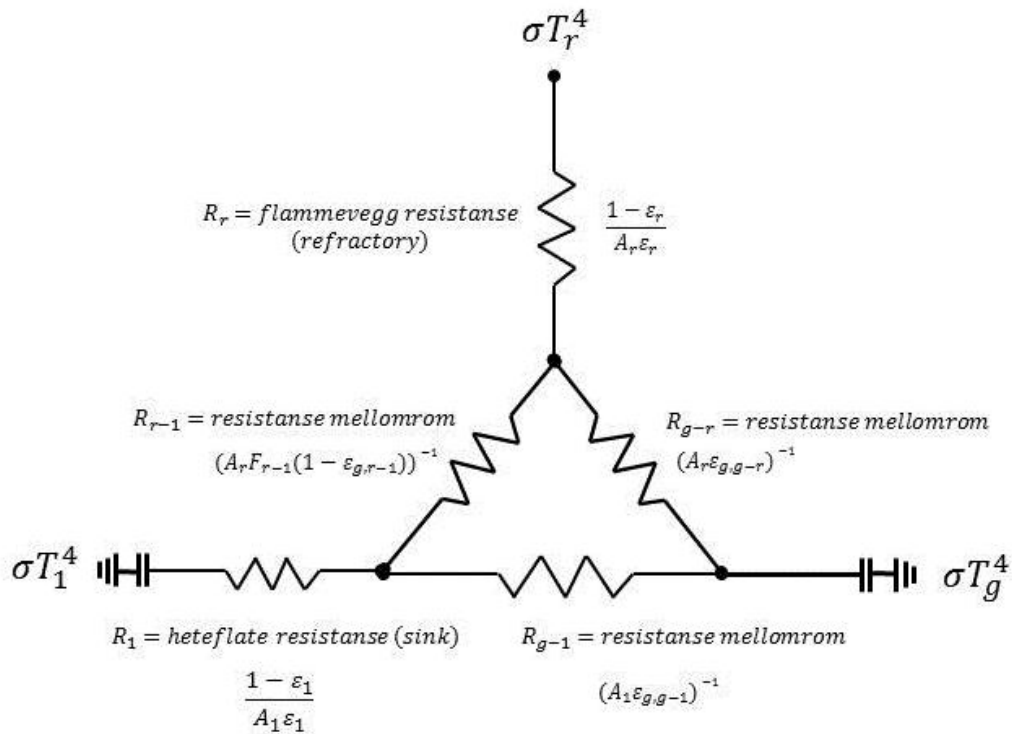


Figur 9: Skjematisk figur av fallkammer med antydnet formfaktor for første rørrad

### 3.2.1 Økt strålingsbidrag i topp av fallkammer

I tillegg til det konvekative bidraget og strålingsbidraget fra røykgassen, vil de første rørradene i første fordamperpakke være utsatt for et ekstra stort strålingsbidrag i form overflate-refleksjoner og gjenutstrålinger fra flammeveggen. En modell for varmeovergangsberegninger fra røykgassen til rørenes heteflate i dette området er foreslått:

Behandler flammeveggen som en grå og ugjennomskinnelig overflate, såkalt diffus overflate, hvor den spektrale absorberingsevnen og strålingsevnen er uavhengig av bølgelengden over de spektrale regionene av overflatens bestråling og emisjon,  $\varepsilon = \alpha$ . At veggen er ugjennomskinnelig antyder at transmisjonsevnen er lik null,  $\tau = 0$ . Flammeveggens strålingsbidrag kan uttrykkes som beskrevet i Vedlegg E.



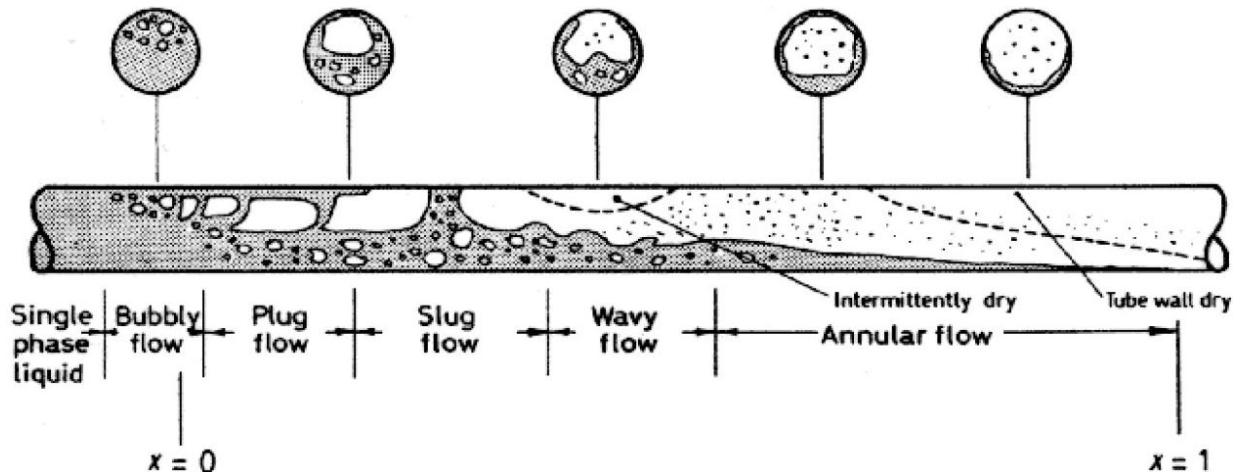
Figur 10: Strålingsnettverk for første rørrad i fallkammer

Figur 10 viser et strålingsnettverk for det kritiske området. Nettverket bygges opp ved først å identifisere elementene (nodene) og deres radiositet som inngår i det lukkede systemet, for så å påføre de termiske resistansene mellom nodene og overflateresistansene. Metoden gir et praktisk redskap for å visualisere strålingsutvekslingen i systemet, og en basis for å kunne forutsi overgangen. Nettverket kan brukes til å beregne varmeovergangen fra røykgassen til rørenes heteflate ved "stirred-reactor"-modellen beskrevet i Vedlegg F.

### 3.3 CHF i horisontale rør

#### 3.3.1 Strømningskarakteristikk for koking i horisontale rør

Figur 11 viser at en horisontal strømning preges av en asymmetrisk fordeling av vann- og dampfasen grunnet gravitasjonseffekten, kontra en vertikal strømning vist i Figur 8.



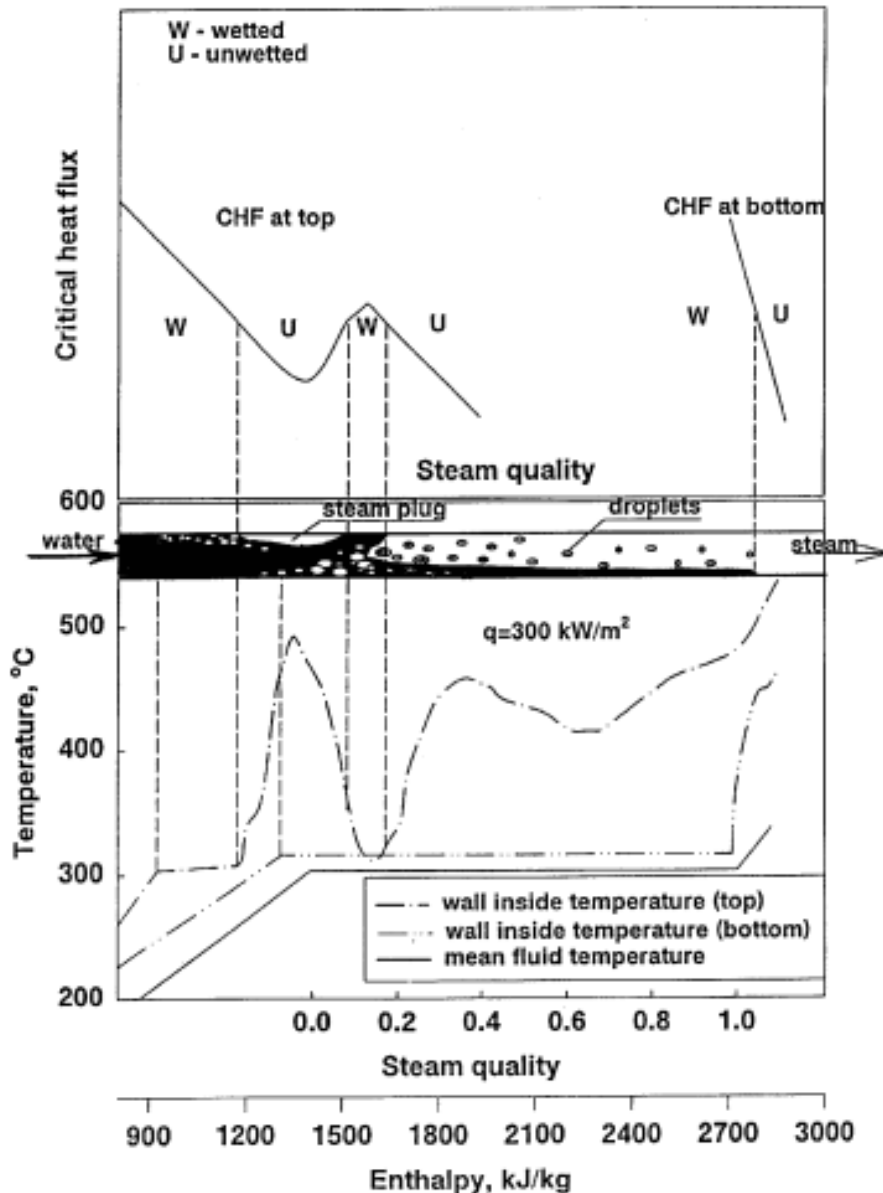
Figur 11: Tofase strømningsregimer ved fordampning i horisontalt rør (Thome, 2007)

Uttøringsprosessen i horisontale rør kontra vertikale rør er forskjellige av to grunner (Collier, 1983b):

- 1) Lagdeling av strømmen kan oppstå ved lave hastigheter for både strømningsforhold med lave dampkvaliteter og underkjølte forhold. Dette kan føre til overoppheting av rørets overside ved forholdsvis lave varmeflukser.
- 2) Uttørringen begynner ved toppen av røret hvor væskefilmen og massestrømmen er lavest, og ender opp med den siste fordampningen av den "lille bekken" som renner langs bunnen av røret.

Figur 12 viser hvordan den kritiske varmefluksen og veggtemperaturen endrer seg med dampkvaliteten ved rørets underside og rørets overside.





Figur 12: CHF- og veggtemperaturforløp topp og bunn i horisontalt rør (Piro et al., 2002)

Kunnskap om CHF og uttøringsfenomenet i horisontale rør er viktig grunnet dets bruk i mange industrielle applikasjoner innenfor dampproduksjon, horisontale fordampere, kjernereaktorer, horisontale dampkjeler med tvungen sirkulasjon, kjøleanlegg, luftavkjølingssystemer, og varmepumper. Til tross for nødvendigheten av denne kunnskapen, finns det begrenset litteratur om hvordan orienteringseffekten til strømningskoking i horisontale rør påvirker systemets CHF (Piro et al., 2002).

### 3.3.2 CHF: Lokalt fenomen, eller påvirket av historikk?

De grunnleggende studiene av CHF understreker kompleksiteten av strømningskokingsmekanismene, og uthever følgende fenomener som særlig kompliserer forutsigelsen av CHF for et system (Saha, 2005):

- Boblevestene og den fravikende atferden i strømningsfeltet for en tofasert blanding.
- Distribusjonen av de to fasene relativt til hverandre og rørveggen (strømningsmønstre og innblandingseffekter).
- Avviket fra en termisk likevekt ved lokale forhold.
- Karakteristikken av varmeovergangsoverflaten.
- Effekten av fluidegenskapene.

Det kan diskuteres om CHF er et rent lokalt fenomen, som tar utgangspunkt i at CHF vil forekomme hvis de lokale parameterne samsvarer med de kritiske verdiene. En annen antagelse er at CHF-verdien er et resultat av en helhetlig prosess som inkluderer kokelengden i sin funksjon, som igjen innehar informasjon om strømmingens historie (Whalley, 1987).

#### 3.3.2.1 Basis for korrelasjoner

Det finnes et stort antall korrelasjoner for strømningskoking i litteraturen som blir brukt til å beregne systemets CHF, hvorav mesteparten av dem omhandler vertikale rør. Av disse skilles det mellom empiriske og halvempiriske korrelasjoner, og er hovedsakelig basert på tre forskjellige antagelser, som beskrevet i Ghiaasiaan (2008):

##### 1) Lokale forhold:

Korrelasjoner basert på at CHF er kun kontrollert av de lokale parameterne. Denne antagelsen er den vanligste i forutsigelsen av CHF, og flertallet av de empiriske korrelasjonene tar utgangspunkt i denne. Dette grunnet metodens lettvinne beregningsgrunnlag som avhenger av færre parametere enn i de andre metodene. Den store ulempe finnes i korrelasjonenes begrensede bruksområde. Innen denne gruppen av antagelser finnes "Table Look-up Method" (Groeneveld et al., 1986), som er den letteste og mest pålitelige metoden for CHF i runde, vertikale og uniformt opphetede rør med vann.

##### 2) Innløpsforhold:

Korrelasjoner basert på innløpsforholdet. For en gitt geometri og innløpsforhold blir den første opptreden av den korresponderende kritiske varmefluksen anslått.

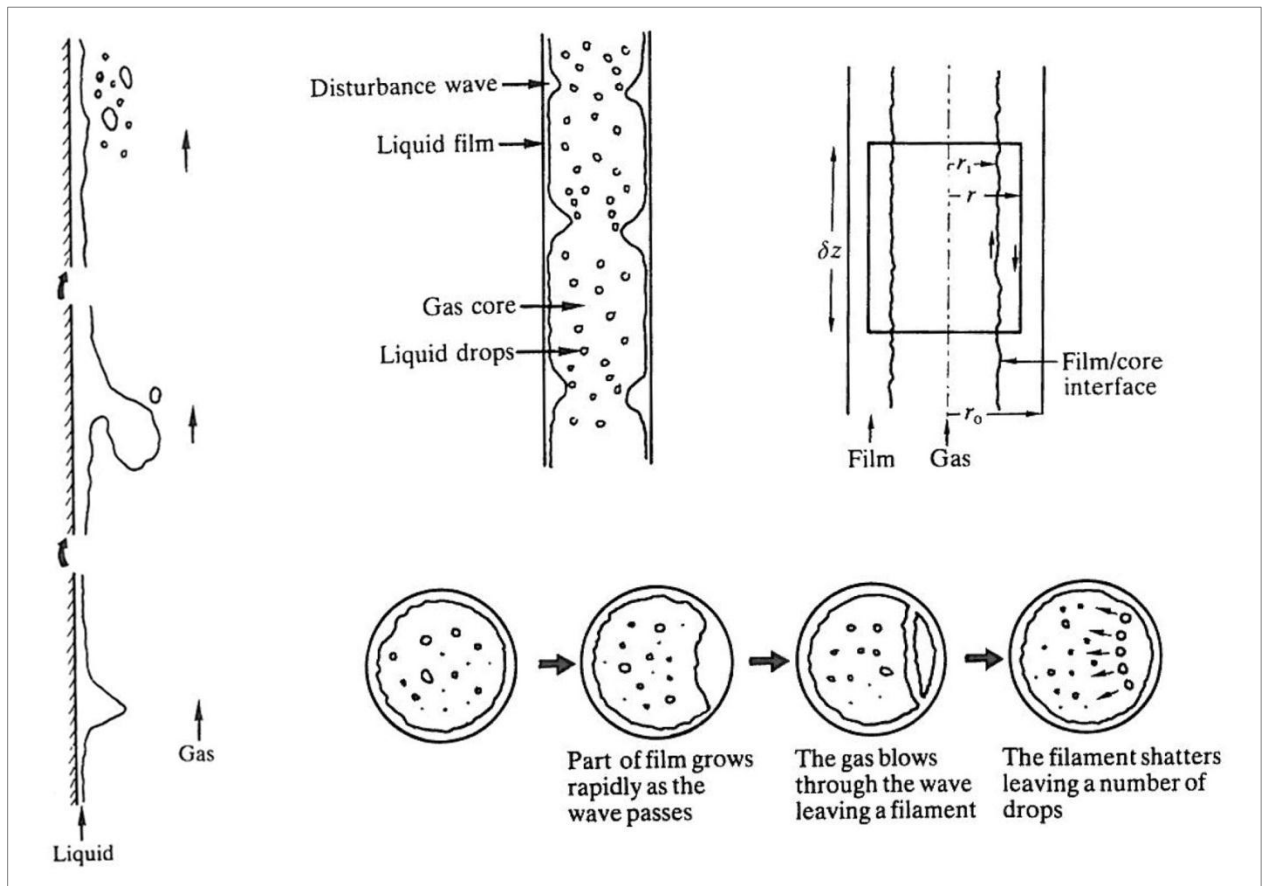
##### 3) Globale forhold (kritisk kvalitet og kokelengde):

Korrelasjoner som spår forekomsten av CHF basert på den globale karakteristikken av kokefluidet.

Flere detaljerte studier foreslår at CHF oppstår når en kombinasjon av innblandingseffekten, utfellingseffekten og fordampningseffekten av væskefilmen inntreffer, og filmens strømningsrate gradvis går mot null. Det er ikke tatt direkte stilling til hvilken form for antagelse som gir de beste beregningsgrunnlagene. I stedet for belyses forskjellige effekter av strømningshistorikken oppstrøms i rør, og påvirkningen disse kan ha på CHF.

### 3.3.2 Effekten av bølgeforstyrrelser i annulær strøm

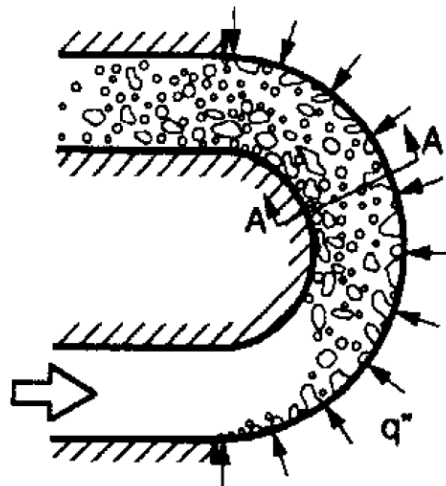
Et av særpregene til en annulær strøm er tilstedeværelsen av bølgeforstyrrelser. Som Figur 13 viser, vil gasskjernen bygge opp bølger, eller amplituder, fra væskefilmen. Det er observert at en vanlig amplitudetykkelse sammenliknet med filmtykkelsen er om lag 5:1. Bølgene blir gradvis blåst i stykker av gassen, og etterlater et visst antall dråper i kjernen. Denne prosessen fremstår som hovedkilden til dråpeinnblandingen i strømmen. Forståelsen av bølgeoppførselen er veldig mangelfull, og det er derfor ikke overraskende at også forståelsen av innblandingsprosessen er ufullstendig (Whalley, 1987).



Figur 13: Kontaktflate mellom væske og gass i en annulær strøm (Whalley, 1987)

### 3.3.2.3 Effekten av oppstrøms svinger

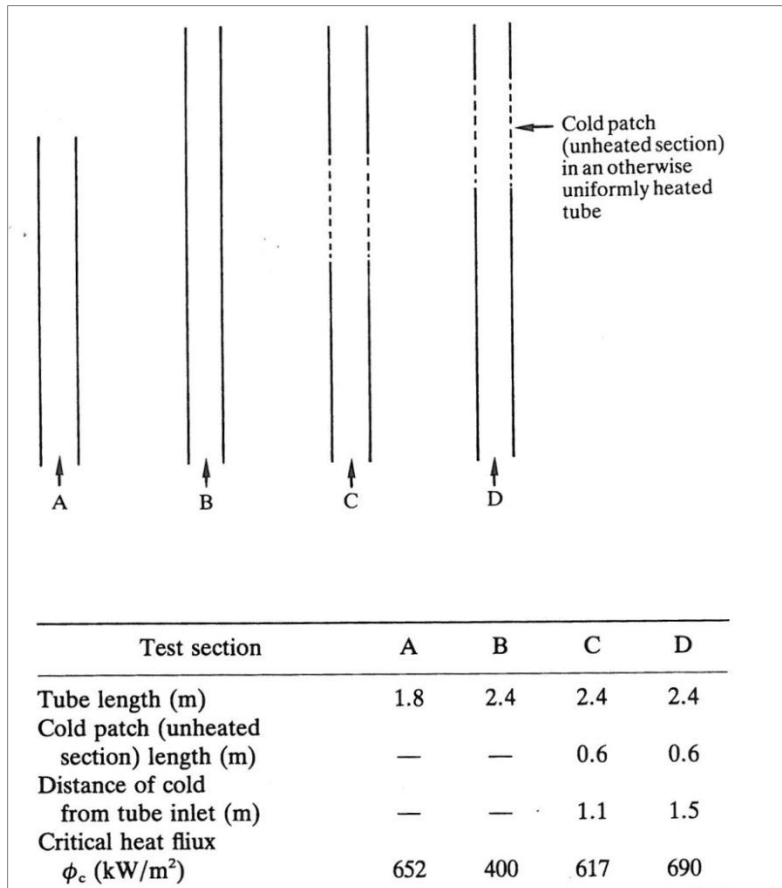
Hittil er CHF-fenomenet kun beskrevet for rette rørstrømninger, men det er ikke unormalt at strømmingen er blitt utsatt for oppstrøms svingninger. Forskning på hva effekten av en slik sving har på den kritiske varmekraften for systemet har blitt utført av Lis og Strickland (1970) og Robertson (1973). Lis og Strickland (1970) fant at for et 41 mm diameter horisontalt rør, ble CHF betydelig redusert når vann og damp ble sendt gjennom en 180° sving i en oppadgående strøm. Robertson (1973) klarte ikke gjenskape en slik reduksjon for et 19 mm rør, og ut ifra databanken med indre diametere fra 5-25 mm ble det konkludert at oppstrøms svingninger har ingen betydelig effekt på CHF i horisontale rør med indre diameter lik 25 mm eller mindre (ESDU, 1989).



Figur 14: 180° oppstrøms sving (Kandlikar, 2001)

### 3.3.2.4 Effekten av ujevn varmekraft – "kalde seksjoner"

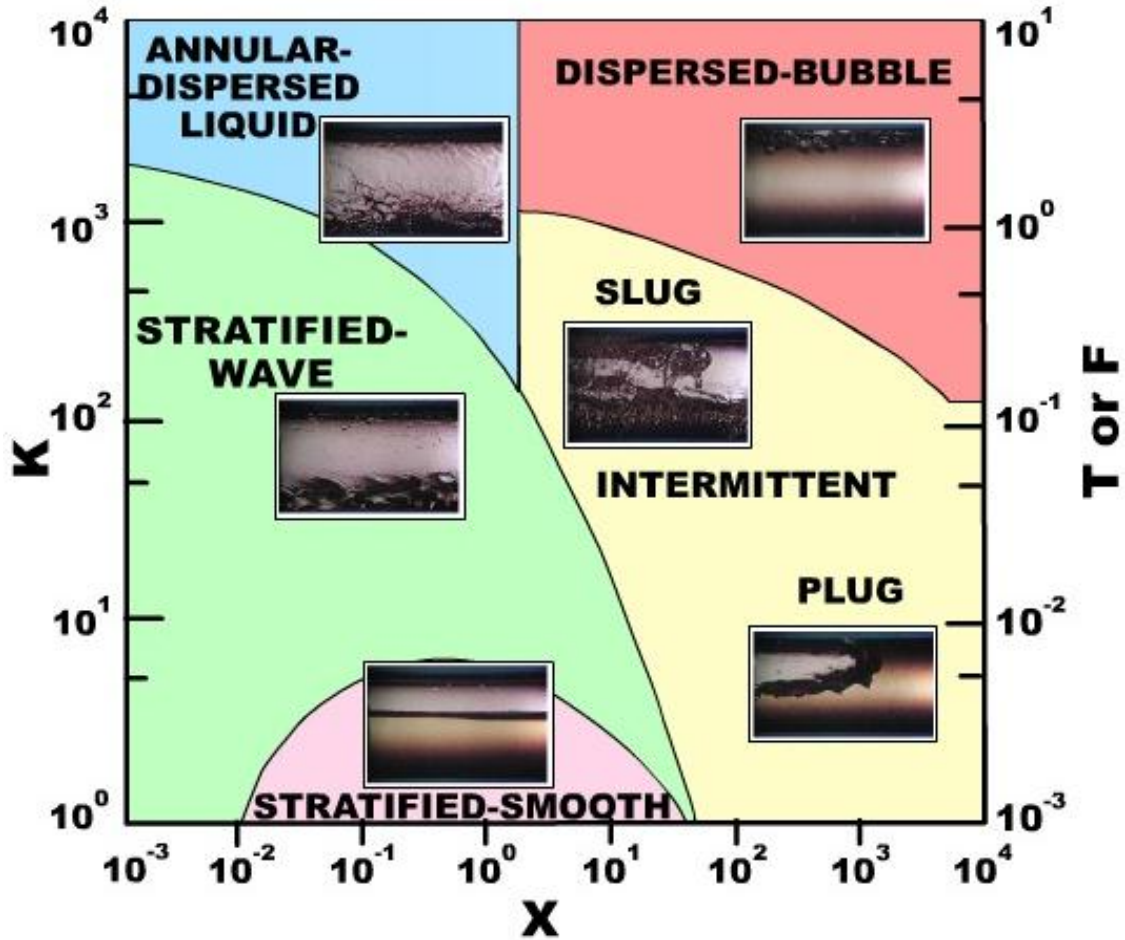
I et eksperiment gjort for et vertikalt rør med en vann-damp strømning, ble det undersøkt hvilken effekt "kalde seksjon", altså seksjoner hvor røret ikke blir utsatt for varmekraft, ville ha for den kritiske varmekraften. Fire forskjellige testoppsett ble analysert, sett fra Figur 15, hvor resultatene for CHF ble definert som den kritiske tilførte effekten delt på det opphetede overflatearealet til røret. Testoppsett A, C og D er direkte sammenliknbare siden disse har en tilsvarende opphetingsflate, bare med forskjellige posisjoner av den "kalde seksjonen". Resultatene viser at CHF økes eller reduseres ettersom hvor den "kalde seksjonen" er plassert i rørforløpet. Forklaringen ligger innenfor detaljene av den annulære strømmingen, og variasjonen av væskeinnblandingen gjennom rørforløpet (Whalley, 1987).



Figur 15: Resultater fra eksperiment med "kalde seksjoner" (Whalley, 1987)

### 3.3.3 Forutsigelse av rørets orienteringseffekt

Som nevnt innehar gravitasjonseffekten en stor betydning i bestemmelsen av CHF i et horisontalt rør. Ved lave massestrømmer vil strømmingen være spesielt utsatt for lagdeling og resulterende væskefravær i toppen av røret. Forutsigelsen av overgangene mellom de forskjellige strømningsregimene i horisontale rør er derfor av stor viktighet i bestemmelsen av CHF. Taitel og Dukler (1986) presenterte en fremgangsmåte for en fysikalsk modellering av disse regimeovergangene. Her presenteres også et generalisert strømningskart, vist i Figur 16, hvor X beregnes ut ifra fluidhastigheten, fluidtettheten, rørdiameteren og hellingsvinkelen. Parameterne F, T og K blir dermed bestemt, og posisjonen av den resulterende koordinaten angir strømningsregimet. De dimensjonsløse parameterne finnes fra likningssett (3.3) og (3.4).



Figur 16: Generalisert strømningskart for en horisontal strømning (Hewitt, 2011)

$$X^2 = \frac{(dp_F/dz)_L}{(dp_F/dz)_G}$$

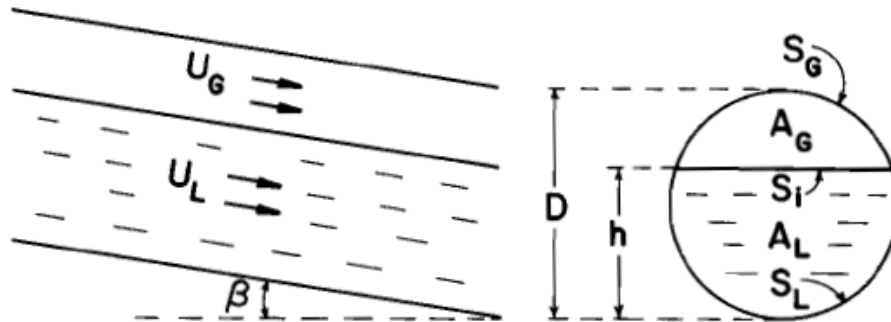
$$F = \sqrt{\frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G}} \cdot \frac{U_G}{\sqrt{D_G \cdot \cos\beta}}$$

(3.3)

$$K^2 = F^2 Re_L = \frac{\rho_G U_G^2}{(\rho_L - \rho_G) D_G \cdot \cos\beta} \frac{DU_L}{\nu_L}$$

$$T = \left[ \frac{(dp_F/dz)_L}{(\rho_L - \rho_G) g \cdot \cos\beta} \right]^{1/2}$$

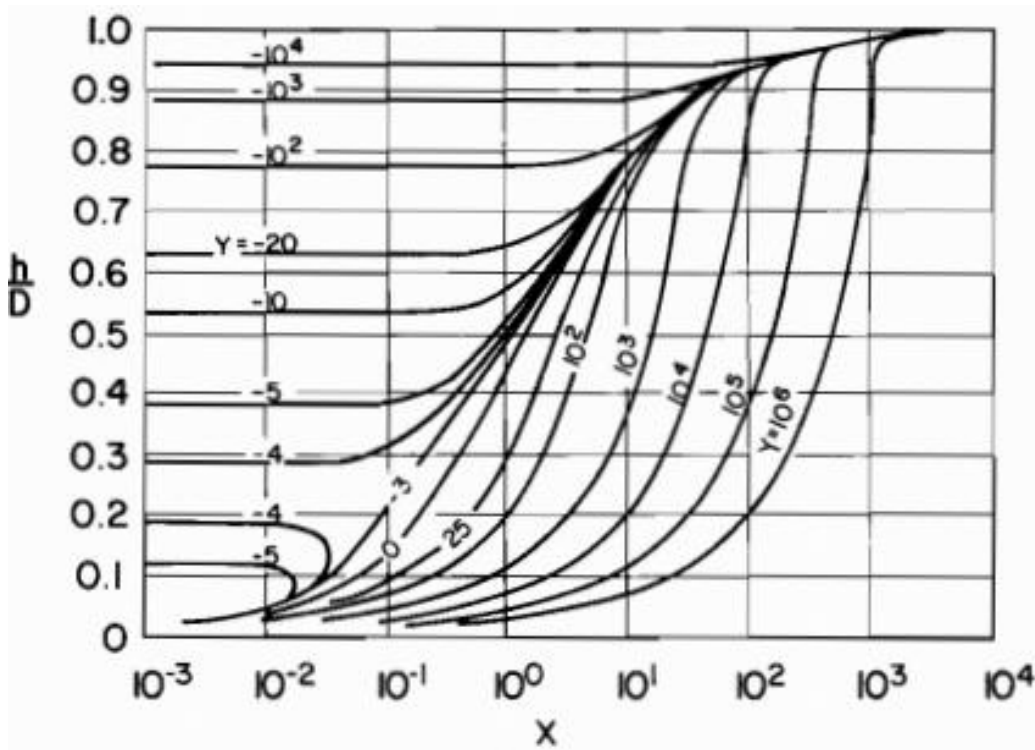
Hvor  $(dp_F/dz)_L$  og  $(dp_F/dz)_G$  er trykkgradientene for væske- og gassfase,  $U_L$  og  $U_G$  er overflatehastighetene,  $D$  er rørdiameteren,  $\nu_L$  er kinematisk viskositet til væsken,  $g$  er gravitasjonsakselerasjonen, og  $\beta$  er vinkelen til stigningen til røret.



Figur 17: Parameterdefinisjoner for røret (Taitel and Dukler, 1986)

Verdien  $X$ , kjent som Lockhart-Martinelli-parameteren, kan også finnes fra Figur 18, hvor forholdet  $h/D$  er definert som i Figur 17. Merk at  $Y$  er null for horisontale rør, og representerer den relative kraften som virker på fluidet i strømretningen grunnet tyngdekraft og trykktap.

$$Y = \frac{(\rho_L - \rho_G)g \cdot \sin\beta}{(dp_F/dx)_G} \quad (3.4)$$



Figur 18: Likevekt av væskeniå (Taitel and Dukler, 1986)

### 3.3.4 CHF data for horisontal strømningskoking

Betrakt et simpelt eksperimentelt oppsett, hvor et uniformt opphetet rør blir kjølt innvendig av et fluid som strømmer vertikalt oppover i en stasjonær tilstand. Tross enkelheten av oppsettet, finnes det over 400 korrelasjoner for CHF i røret. Den store spredningen av korrelasjoner for CHF-fenomenet, selv for en enkel geometri med stasjonære forhold, illustrerer hvor komplekst fenomenet er for et sammensatt system av et høyt teknisk nivå (Pioro et al., 2002).

Det er utført en rekke slike eksperimentelle studier av CHF i strømningskoking med et bredt spekter av strømningsparametere og operasjonsforhold. Resultatene er brukt til å utvikle hundrevis av ad hoc beregningsmodeller til å kunne forutse CHF for vertikale rør. Men de fleste er kun gyldige for et begrenset utvalg av strømningsforhold.

Når det er sagt, er ikke modelleringsteknikkene som er utviklet for en vertikal strømning anvendelig for en horisontal strømning ved forhold der lagdelingseffekten er betydelig. Siden den tverrgående gravitasjonskraften er til stede i en tofasert horisontal strømning, vil massetetthetsratioen mellom fasene spille en stor rolle for resultatgrunnlagets gyldighet. Atferden til en tofasert horisontal rørstrømning er altså sterkt påvirket av forholdet mellom oppdrifts- og blandingskreftene. De nyeste studiene har vist at orienteringseffekten vil ha liten betydning for et rørs CHF ved masseflukser over  $3500 - 4000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  (Pioro et al., 2002).

Noen av varmeovergangslaboratoriene benytter kjølemedium (Freon-12 og R134a) for å modellere CHF i vann for både vertikale og horisontale rør. En såkalt fluid-til-fluid modellering. Dette er akseptabelt for horisontale strømmer ved høye masseflukser hvor oppdriftskraften ikke er viktig, da det enda ikke finnes en tilfredsstillende fluid-til-fluid modelleringmetode ved lave masseflukser (Pioro et al., 2002).

Metoder til å kunne forutse CHF i en horisontal strømning er altså knapp og unøyaktig i forhold til de vertikale. Hovedgrunnen til det dårlige utvalget av CHF korrelasjoner er mangelen på horisontal CHF data. I utviklingen av en databank for CHF i horisontale rør er det samlet forsøksresultater fra en rekke eksperimentelle studier. En komplett tabellarisk oversikt over eksperimentene utført, sammen med deres eksperimentelle oppsett og operasjonsspenn, kan finnes i ESDU (1989).



### 3.3.4.1 Eksperimenter utført

De tidligste eksperimentelle forsøkene indikerte liten forskjell av CHF mellom en vertikal og horisontal strøm, og kan betraktes som "ugyldige" for systemer med lave masseflukser og/eller oppdriftskrefter tilstede. Årsaken til disse resultatene kan skyldes på forholdene som målingene ble tatt under.

Schmidt (1960) utførte forsøk av CHF i rør med små diametere og høye trykk, noe som resulterer i små oppdriftskrefter. Waters et al. (1964) gjennomførte alle sine CHF målinger med masseflukser over  $6800 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Hesson et al. (1964) sammenliknet CHF for en vertikal og horisontal rørbunt med 19 rør. Han fant svært liten forskjell ved masseflukser helt ned til  $1400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Det avvikende resultatet begrunnes med at rørbunten var omspunnet med ståltråder, noe som forsterket de turbulente blandingskreftene.

De mer nylige eksperimentene har derimot vist at orienteringseffekten kan ha betydelig påvirkning på CHF. Becker (1971) identifiserte de ulike strømningsregimene under strømningskoking gjennom rørlengden til et horisontalt rør, og konkluderte med at en oppstrøms uttørring på rørets overside kan oppstå ved begynnelsen av det bølgede strømningsmønsteret. Robertson (1973) sammenliknet Beckers horisontale CHF data med vertikal data med de eksakt samme rørdimensjonene og forholdene. Sammenlikningen viste en betydelig degradasjon av CHF for det horisontale røret.

Merilo (1977) gjennomførte forsøk ved bruk av både Freon-12 og vann som kjølemedium. Han observerte en oppstrøms uttørring in horisontale rør for en stor bredde av masseflukser. Det ble også konstatert at skaleringslovene for CHF i vertikale rør ikke kan anvendes på horisontale rør, forutenom ved høye masseflukser. I Merilo (1979) ble det foreslått nye kriterier for fluid-til-fluid modelleringsteknikken i horisontale rør. Det ble konkludert med at intet universelt kriterium vil være representativt for hele variasjonsbredden av kritiske kvaliteter og masseflukser grunnet tilstedeværelsen av de forskjellige CHF mekanismene.

Merilo og Ahmad (1979) undersøkte diameter- og orienteringseffekten på CHF i rør ved bruk av Freon-12 som kjølemedium. Det ble funnet at ved masseflukser på  $4000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  og over, var de resulterende CHF-verdiene nærmest identiske for er vertikalt og horisontalt rør.

## 3.4 Beregningsmodeller

### 3.4.1 Merilos beregningsmodell

Merilo fant det nødvendig å videreutvikle de matematiske beskrivelsene av annulære horisontale strømmer for å oppnå et fullstendig tilfredsstillende forutsigelsesverktøy for CHF i slike systemer. Det var da nødvendig å innhente målinger for slike systemer, og da spesielt for vann- og dampsystemer. Han lagde en modell av det fysiske systemet for å innhente kvantitativ informasjon rundt oppførselen til det originale systemet (prototypen), og utførte en dimensjonsanalyse for å oppnå skaleringsloven som relaterte til systemet (Wong et al., 1990). Basert på de eksperimentelle resultatene for vann og Freon-12, ble følgende korrelasjon utviklet i Merilo (1979):

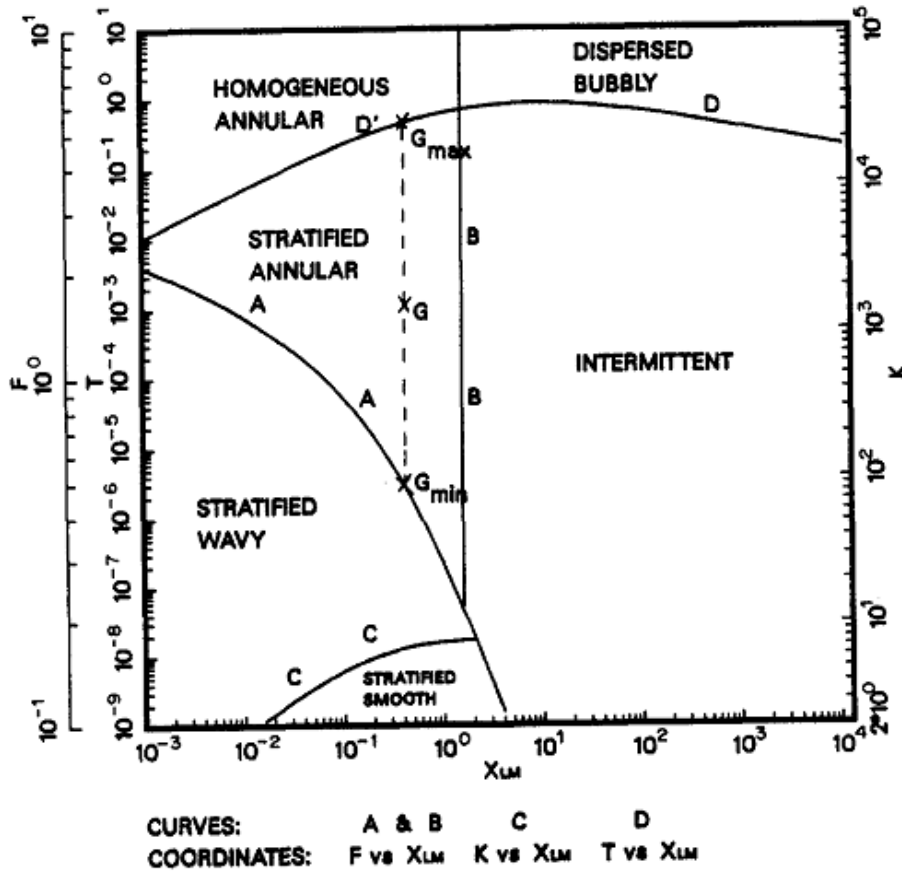
$$\frac{q''_{cr}}{Gh_{LG}} = 575Re^{-0,340}(Z^3Bd)^{0,358}\left(\frac{\mu_L}{\mu_G}\right)^{-2,18}\left(\frac{L}{D}\right)^{-0,511}\left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1\right)^{1,27}(1 - x_{imm})^{1,64} \quad (3.5)$$
$$Z = \frac{\mu_L}{\sqrt{\sigma D \rho_L}}$$

### 3.4.2 Groenevelds beregningsmodell

En annen empirisk korrelasjon for CHF i horisontale rør ble foreslått av Groeneveld et al. (1986). Korrelasjonen tar utgangspunkt i beregning av CHF for røret i vertikal posisjon, for så å multiplisere resultateten med en korreksjonsfaktor, som i likning (3.6).

$$q''_{cr,hor} = K_{hor} \cdot q''_{cr,ver} \quad (3.6)$$

Korreksjonsfaktoren,  $K_{hor}$ , er naturligvis sterkt avhengig av strømningsforholdet. Figur 19 antyder at ved masseflukser under  $G_{min}$  betraktes strømmingen som fullstendig lagdelt, som gir en CHF for horisontale rør lik null, altså  $K_{hor} = 0$ . På den andre siden, hvor hastigheten i en horisontal strømming er betydelig høy ( $G > G_{max}$ ), vil rørets orienteringseffekt på CHF-verdien være ubetydelig, og  $q''_{cr,hor}$  er lik  $q''_{cr,ver}$ , altså  $K_{hor} = 1$ . En videreutvikling fra Taitel og Dukler (1986) sine kriterier utført av Wong et al. (1990) beregnes grenseverdiene  $G_{min}$  og  $G_{max}$  ut ifra formelverket presentert i Vedlegg G.



Figur 19: Grenseverdier for massefluks  $G$ , i Groenevelds Khor-uttrykk (Wong et al., 1990)

For strømningsforhold mellom de to massefluksgrensene varierer  $K_{hor}$  og er avhengig av parameterne  $G$ ,  $x$ ,  $p$  og  $D$ . Et forenklet uttrykk for korreksjonsfaktoren ble foreslått av Groeneveld et al. (1986) som antok et lineært forhold mellom  $K_{hor}$  og massefluksen. En sammenlikning med CHF data viste at uttrykket ikke var tilfredsstillende, og det ble gjort en enkel modifikasjon som inkluderte et ikke-lineært forhold. Sammen med en minste kvadraters kurvetilpasning, ble en optimalisert form av uttrykket funnet, sett i likning (3.7).

$$K_{hor} = \left( \frac{G - G_{min}}{G_{max} - G_{min}} \right)^{0,62} \quad (3.7)$$

En mer mekanistisk fremgangsmåte for estimeringen av korreksjonsfaktoren ble utarbeidet basert på en kraftbalanse, og en analyse av transittidratioen. For en utfyllende fremgangsmåte og beskrivelse av arbeidet se Wong et al. (1990). Det resulterende uttrykket er gitt i likningssett (3.8).

$$K_{hor} = 1 - \exp \left[ - \left( \frac{T_1}{3} \right)^{0,5} \right] \quad (3.8)$$

$$T_1 = \frac{F_{turbulent}}{F_{buoyancy}}$$

Parameteren  $T_1$  er brukt som et mål på dominansen av den turbulente kraften over oppdriftskraften, og er definert i tabellen i Vedlegg H. I boken Ghiaasiaan (2008) anbefales en verdi  $C = 0,046$  for konstantleddet bruk i  $T_1$ -uttrykket, noe som resulterer i likning (3.9).

$$K_{hor} = 1 - \exp \left[ - \sqrt{0,0153 Re_L^{-0,2} \left( \frac{1-x}{1-\psi} \right)^2 \frac{G^2}{gD\rho_L(\rho_L - \rho_G)\sqrt{\psi}}} \right] \quad (3.9)$$

### 3.4.3 Sammenlikning av de ulike beregningsmodellene

Tabell 1 og Tabell 2 viser en sammenlikning av de ulike korrelasjonene presentert. Sammenlikningen er basert på differansen mellom verdiene som er forutsatt av beregningsmodellen og verdiene som faktisk er observert, hentet fra eksperimentell CHF data. Tabell 1 inneholder en sammenlikning ved bruk av vann, og Tabell 2 inneholder en sammenlikning ved bruk av Freon-12. RMS (Root Mean Square)- feil er en verdi som gir et godt mål på nøyaktighet av modellene.

Modell	Likning	Gjennomsnittsfeil <sup>a</sup>	RMS-feil	Standardavvik	Fraksjon av data <sup>b</sup> innenfor en forutsigende nøyaktighet av:		
					10 %	20 %	50 %
Groenevelds	(3.7)	-0,021	0,160	0,159	0,3677	0,7973	1,0000
Groenevelds*	(3.9)	-0,031	0,156	0,153	0,4296	0,7938	1,0000
Merilos	(3.5)	0,331	0,822	0,632	0,3368	0,5395	0,6838
<sup>a</sup> Gjennomsnitt av $\frac{CHF_{predicted} - CHF_{experiment}}{CHF_{experiment}}$							
<sup>b</sup> Antall datapunkter = 291							

Tabell 1: Sammenlikning av CHF data for vann i horisontale rør (Wong et al., 1990) med forskjellige korrelasjoner for konstant innløpsforhold

Modell	Likning	Gjennomsnittsfel <sup>a</sup>	RMS-feil	Standardavvik	Fraksjon av data <sup>b</sup> innenfor en forutsigende nøyaktighet av:		
					10 %	20 %	50 %
Groenevelds	(3.7)	+0,097	0,175	0,111	0,4729	0,8473	1,0000
Groenevelds*	(3.9)	+0,045	0,154	0,147	0,4532	0,8177	1,0000
Merilos	(3.5)	-0,052	0,115	0,104	0,5616	0,9310	1,0000
<sup>a</sup> Gjennomsnitt av $\frac{CHF_{predicted} - CHF_{experiment}}{CHF_{experiment}}$							
<sup>b</sup> Antall datapunkter = 203							

**Tabell 2: Sammenlikning av CHF data for Freon-12 i horisontale rør (Wong et al., 1990) med forskjellige korrelasjoner for konstant innløpsforhold**

### 3.5 Anbefaling for videre implementering

I dette kapittelet har fenomenet CHF blitt forklart, og problemer tilknyttet CHF i Energos sin dampkjel blitt kartlagt. Et litteraturstudie vedrørende CHF ved koking i horisontale rør er gjennomført, tilsvarende fordamperrørene i Energos' dampkjel hvor det kritiske området er lokalisert.

På grunnlag av sammenlikningen mellom de presenterte beregningsmodellenes nøyaktighet (Tabell 1), er Groenevelds korrelasjon (3.9) anbefalt for en videre implementering. Siden det er vann som blir fordampet i Energos sine fordamperrør, er det naturlig å basere anbefalingen på resultater hvor vann er forsøksfluidet i de eksperimentelle CHF dataene.

Groenevelds likning (3.9) har en bedre generell forutsigelsesnøyaktighet med en RMS-feilverdi på 0,156, sammenliknet med Groenevelds likning (3.7) og Merilos likning (3.5). Likning (3.7) innehar en RMS-feilverdi på 0,160, mens Merilos likning (3.5) viser betydelig dårligere resultater med en RMS-feilverdi på hele 0,822. Det skal nevnes at Merilos likning (3.5) viser de desidert beste verdiene når korrelasjonene er sammenliknet med CHF data ved bruk av Freon-12.



## 4 Strømningsfordeling i fordamperpakker

---

### 4.1 Definisjon av problemstilling

Energos sine fordamperpakker er plassert i et fallkammer utstyrt med et rensesystem, et såkalt "shot cleaning system". Systemet består av små jernkuler som kontinuerlig blir distribuert fra toppen av kammeret, og har som funksjon å slå løs røykgassens utfelling på heteflatene under operasjon. Rensesystemet kan til tider lide av redusert renskapasitet, og i verste fall svikte totalt. Dette resulterer i høye beleggdannelser og fortetninger i rørpakkene. Den delvise isolasjonen av visse rørseksjoner i pakken tilsier at andre rørseksjoner blir utsatt for ekstra høye varmeklukser. Siden røykgassens strømningsareal i tillegg blir redusert, og høyere hastigheter oppnås, øker også varmekluksen ytterligere.

Bakgrunnen for kapitlets tema er å kartlegge innflytelsen av skjevfordelt strømning av vann i Energos sitt fallkammer. På grunn av den til tider store forekomsten av beleggdannelser i fallkammeret, vil dette være med å bidra til en skjevfordeling av vann mellom rørene internt i en fordamperpakke, samt skjevfordeling av vann mellom de ulike fordamperseksjonene.

De høye røykgasstemperaturene krever at en tilstrekkelig vannmengde tilføres fordamper-rørene for å opprettholde en kontinuerlig kjøling av rørmaterialet, slik at en mulig nedsmelting unngås. Som belyst i Kapittel 3 om CHF, vil en for lav massefluks i rørene resultere i en redusert CHF-verdi og sjansen for en mulig burnout.

Fallkammeret består av et antall fordamperpakker, samt en membranvegg med vertikal rørstrømning, sett av Figur 1 hvor membranveggen er markert blå. Av disse enhetene er det fordamperpakkene, med de horisontalliggende rørene, som er mest utsatt for gjengroing og skjevfordeling, og som dermed vil bli behandlet i dette kapitlet.

Siden fordamperpakkene er plassert på forskjellige høydenivåer, i tillegg til å ha forskjellige fordampningsrater og trykktapsdifferanser innad, vil dette medføre en skjevfordeling av massestrøm mellom pakkene grunnet forskjeller av det statiske væsketrykket.

### 4.2 Beleggdannelse

Beleggdannelse, eller fouling, er definert som uønsket avsetning av isolerende materiale på en heteflate. Den isolerende effekten reduserer varmevekslerens effektivitet, samt reduserer strømningstverrsnittet og gir høyere trykkfall. I tillegg kan belegget føre til lokal overoppheting i enheter med høy varmeklukse da CHF-verdien kan overgå (Næss, 2010b).

I dampkjelen vil den dominerende beleggdannelsen komme fra røykgassen siden rent vann eller damp ikke er medier med høyt utfellingspotensiale. Dersom røykgassen inneholder organiske salter, kan disse bli skilt ut som krystaller. Krystallene fester seg til heteflaten og danner et utfellingsbelegg. Partikler i røykgassen har også tendens til å avsettes på heteflaten og danne et partikkelbelegg. Felles for begge beleggtypene er at klebrigheten, og dermed beleggdannelsen, øker proporsjonalt med temperaturen. Dannelseshastigheten vil være svært liten i starten, men øker hurtig på det tidspunktet hele heteflaten er dekket (Næss, 2010b).

Tabell 3 viser resultater fra en belegganalyse gjort i et av Energos sine fallkammer. Resultatene viser at kalsiumsulfat er den dominerende beleggingrediensen. Dette er et stoff som er mindre løselig med økende temperaturer, og vil dominere i nettopp de høye røykgasstemperatur-områdene i kjelen (Einungbrekke, 2010).

Belegginnhold	Kjemisk komposisjon
Kalsiumsulfat (dominerende fase)	$CaSO_4$
Natrium-Kalsium-Aluminium-silikat-sulfat	$Na_6Ca_2(Al_6Si_6O_{24})(SO_4)_2$

Tabell 3: Resultat belegganalyser fallkammer (Einungbrekke, 2010)

### 4.3 Robustifisering

Ordet robustifisering brukes i denne sammenhengen som et uttrykk for å gjøre et system mer robust, i form av forebyggende tiltak som bedrer systemets driftssikkerhet og reduserer anleggets sjanse for driftsavbrudd.

Robustifisering av Energos sitt fallkammer innebærer altså tiltak som kan utføres for å unngå en potensiell skjevfordeling av vann til rørene i fordamperspakkene, og rørpakkene seg i mellom. En situasjon som kan forekomme hvis fallkammeret lider av høye beleggdannelser på røykgassiden.



## 5 Analysen

---

Problemstillingen, og dermed analysen, er delt inn i to deler:

- Del 1 tar for seg skjevfordelingen mellom rørene i én fordamperpakke grunnet ujevn beleggdannelse.
- Del 2 tar for seg skjevfordelingen mellom de forskjellige fordamperpakkene i fallkammeret, hovedsakelig grunnet høydeforskjellen mellom dem.

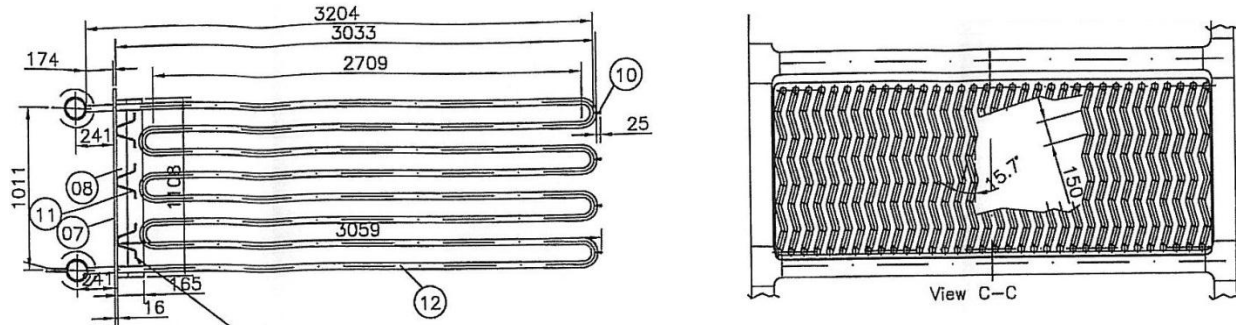
Det ikke utført en fullstendig analyse for Del 2, i form av å utarbeide modeller og håndfaste beregningsresultater som kan brukes i en detaljert diskusjon av problemet. Tross dette, er problemet presentert, diskutert og en anbefaling for en robustifiserings-strategi er gitt.

Forslag for å gjøre systemet mer driftssikkert er lagt frem for begge analysedelene separat, sammen med en samlet anbefaling for robustifisering av hele systemet til slutt.

### 5.1 Del 1: Skjevfordeling i parallelle rør i en fordamperpakke

#### 5.1.1 Bakgrunn

Figur 20 viser en fordamperpakke som hovedsakelig består av to manifolder og 34 horisontalliggende rør. En manifold er en vanlig metode å fordele en strømning på i en varmeveksler. Et typisk arrangement inkluderer en fordelende manifold, ett sett parallelle rør hvor varmeovergangen finner sted, og en kombinerende manifold hvor strømmene blir samlet igjen. Generelt yter en varmeveksler bedre hvis massefluksen blir uniformt fordelt gjennom de mellomliggende rørene. I en fordamper med ujevn strømningsfordeling vil varmeovergangen variere fra rør til rør avhengig av både rørets strømningsforhold og den eksterne varmefluksen. Denne situasjonen kan lede til framtoningen av uttørringsfenomenet (CHF) på et tidligere stadium enn forventet for noen rør. Konsekvensen vil være en kraftig nedgang i varmeovergangen for disse rørene, sammen med en nedgang i den totale varmeovergangsyttelsen (Ablanque et al., 2010).



Figur 20: Typisk fordamperpakke brukt i Energos' fallkammer (ENERGOS, 2008b)

Strømmende væsker som utsettes for koking i parallelle rør finnes blant annet i varmevekslere, dampkjeler, kjølesystemer og i kjernekraftindustrien. Det er en vanlig kunnskap at skjevfordeling kan oppstå i kokende fluider som strømmer i parallelle rør med felles innløps- og utløpsmanifolder.

Hovedgrunnen til ustabiliteten i kokende fluider er tillagt den karakteristiske oppførselen til trykktapet kontra massestrømmen. Men det finnes i tillegg andre varianter av ustabiliteter som en tofase strøm kan utsettes for, som videre utdypes i Vedlegg I. Skjevfordelingen i tofasestrømmer ble primært undersøkt for parallelle vertikale rør, siden hovedinteressen dreide seg om dampproduksjon og strømning i kjernereaktorer. Med økt fokus på fornybar energi og da spesielt solkraft, oppstod lignende problemer med skjevfordeling i horisontale rør.

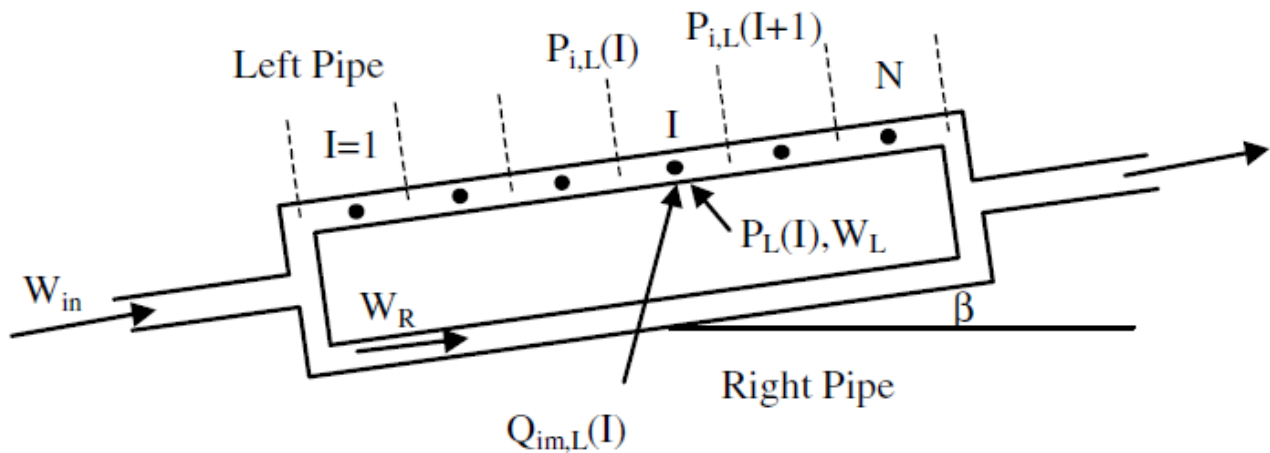
En teknologi innen solenergien er å samle solstråling ved en rekke parallelle rør lokalisert i brennpunktsenteret til lange paraboliske speil, som da fokuserer solstrålene på rørene for så å produsere damp, kalt "Direct Steam Generation" (DSG). Dette er en fordampningsprosess som direkte kan overføres til det som skjer i rørene til en fordamperpakke. Ettersom rørene i solkraftverk vanligvis er horisontale, eller litt skråstilte, og det har blitt utført flere eksperimenter og teoretiske analyser av slike systemer, kan disse anvendes i utarbeidelsen av en beregningsmodell for skjevfordelingen i en fordamperpakke (Baikin et al., 2010).

## 5.1.2 Beregningsmodeller

### 5.1.2.1 Elementmetoden

Natan et al. (2003) utførte en teoretisk analyse av et system med to parallelle rør med en felles innløps- og utløpsmanifold, både horisontale og oppadgående skrå, som ble utsatt for oppheting og fordamping. Analysen tok utgangspunkt i DSG innen solkraft og fokuserte på effekten av forskjellige varmeflukser på rørene, noe som kan oppstå grunnet lokale skydekker eller en forskjell i solstrålekvalitetene. Det ble funnet at vannet strømmet i røret som absorberte minst varme. Dette er en uheldig konklusjon fra et praktisk operasjons synspunkt.

I forbindelse med analysen ble det utviklet en beregningsmodell for et enkelt rør ved stasjonær tilstand. Ved å dele røret inn i  $N$  elementer og anvende moment- og varmebalanser på hvert av dem, kunne trykktapet for hvert element beregnes basert på det lokale strømningsmønsteret til elementet. Elementmetodens metodikk er illustrert i Figur 21.

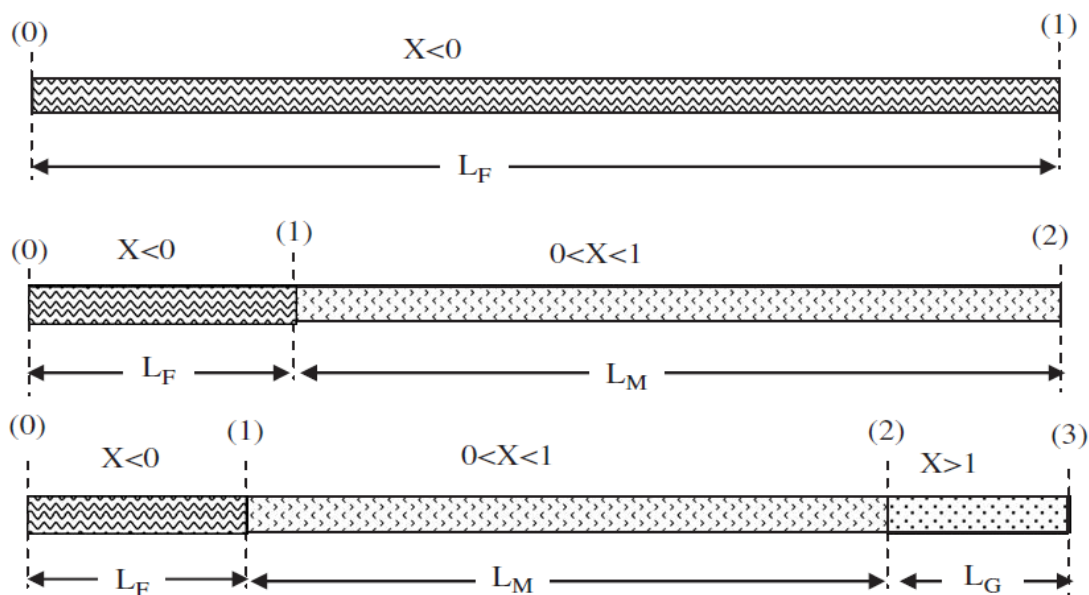


Figur 21: Elementmetodens metodikk (Natan et al., 2003)

### 5.1.2.2 Seksjonsmetoden

Minzer et al. (2006) presenterte en forenklet modell med grunnlag i analyser og eksperimentresultater av DSG innen solkraft, hvor ytelsen av trykktapet kontra massestrømmen i et enkelt rør ble utviklet. Denne modellen er basisen for beregninger av løsninger ved stasjonære tilstander, en stabilitetsanalyse og transiente simuleringer for to eller flere parallelle rør. Hovedformålet av arbeidet var å bestemme når skjevfordeling oppstår for kokende fluider i horisontale eller litt skråstilte parallelle rør, med felles innløps- og utløpsmanifolder.

I motsetning til Natan et al. (2003) sitt arbeid, ble strømmingen i røret fordelt inn i 1, 2, eller 3 strømningsseksjoner: En seksjon hvor innløpsfluidet varmes opp, en seksjon hvor fluidet fordamper (tofaseseksjonen), og en seksjon hvor fluidet er fullstendig fordampet og strømmer som en overhettet damp. Seksjonsmetodens metodikk er illustrert i Figur 22, og beregningsgrunnlaget for modellen finnes i Vedlegg J.



Figur 22: Seksjonsmetodens metodikk (Minzer et al., 2006)

### 5.1.3 Caser: Beregningsgrunnlag og metodikk

Tar utgangspunkt i seksjonsmetoden til Minzer et al. (2006) for å lage en beregningsmodell for skjevfordelingen i et regneark. Den ferdigprogrammerte beregningsmodellen finns som en separat del i den tilhørende Excel-filen til beregningsprogrammet. Beregningsmodellens funksjon er å gi et uttrykk for hvilken innflytelse gjengroingen i en fordamperspakk vil ha på skjevfordelingen av vann til rørene.

Sammenlikner to rør med forskjellige grader av beleggdannelse, og dermed forskjellig varmefluks, fordampningsrate og da trykktapskarakteristikk gjennom rørene. Siden alle rørene har felles innløps- og utløpsmanifold, tilsier det at trykktapet over røret med lav, eller ingen, varmefluks må uansett være lik trykktapet over røret med høy varmefluks.

$$\Delta p_{hi,Rf} = \Delta p_{lo,Rf} \quad (5.1)$$

For å kompensere for den naturlige trykktapsforskjellen, og gjøre den lik null, vil det sendes mer vann til røret med lavest trykktap og strømningsmotstand, og en automatisk skjevfordeling av massestrømmen oppstår. Resultatet av den naturlige trykktapsdifferansen, nemlig ujevn massestrømdistribusjonen i pakken, finnes fra beregningsprogrammet når en løsning av likning (5.1) er oppfylt, ved å endre på  $\dot{m}_{hi,Rf,rør}$  og  $\dot{m}_{lo,Rf,rør}$  fra likning (5.2), hvor  $Rf$  representerer beleggmotstanden på utsiden av rørene.

$$\Delta p_{i,Rf}(\dot{m}_{i,Rf,rør}) = (\Delta p)_{frik} + (\Delta p)_{grav} + (\Delta p)_{aks} \quad (5.2)$$

$$(\Delta p)_{aks} = \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 (B_{ut} - B_{inn})$$

Ved å pålegge et tilstrekkelig stort trykktap på alle rørene vil de naturlige trykktapsdifferansene mellom rørene til en viss grad forsvinne, og det kan oppnås en bedre massestrømdistribusjon. Denne robustifiseringen av systemet kan gjøres ved å sette inn, eller borre, innsnevringer i form av dyser for rørutløpene i manifolden. Det pålagte dysetrykktapet beregnes ut i fra likning (5.3).

$$(\Delta p)_{dyse} = (\Delta p)_{dyse, reversibel} + (\Delta p)_{dyse, irreversibel} \quad (5.3)$$

Det kompletterende formelverket som er benyttet i skjevfordelingskalkulasjonene kan sees fra Vedlegg J.

### 5.1.4 Caser: Oppsett

Det er utført 16 caser som har til hensikt å avdekke graden av skjevfordeling i en fordamperpakke med ulike scenarier av fouling i fallkammeret. Casene er delt opp i fire hovedgrupper som sammen inneholder to ulike foulingsscenarioer ved to ulike røykgasstemperaturer. Temperaturene 900 og 500 °C er valgt for å representere en fordamperpakke øverst og nederst i fallkammeret, da disse temperaturene dominerer i disse områdene.

- *Gruppe 1 (Case 1 – 5):* Skjevfordeling ved en moderat foulingdifferanse ( $R_{f,lo}/R_{f,hi} = 0,5$ ) og røykgasstemperatur 900 °C.
- *Gruppe 2 (Case 6 – 8):* Skjevfordeling ved ekstremtilfelle ( $R_{f,lo}/R_{f,hi} = 0$ ) og røykgasstemperatur 900 °C.
- *Gruppe 3 (Case 9 – 13):* Skjevfordeling ved en moderat foulingdifferanse ( $R_{f,lo}/R_{f,hi} = 0,5$ ) og røykgasstemperatur 500 °C.
- *Gruppe 4 (Case 14 – 16):* Skjevfordeling ved ekstremtilfelle ( $R_{f,lo}/R_{f,hi} = 0$ ) og røykgasstemperatur 500 °C.

For alle casene er det sett på robustifiseringsmulighetene i form av innsetting av forskjellige dysediametere for rørtløpene fra manifolden, og dermed observert i hvilken grad massestrømdistribusjonen til rørene forbedrer seg med det pålagte dysetrykktapet. Det er blitt gjennomført analyser av rør uten dyser (28 mm), med dyse 1 (19 mm), med dyse 2 (9 mm) og med dyse 3 (5 mm). En fullstendig oversikt over casene som er utført kan sees fra tabellen i Vedlegg K.

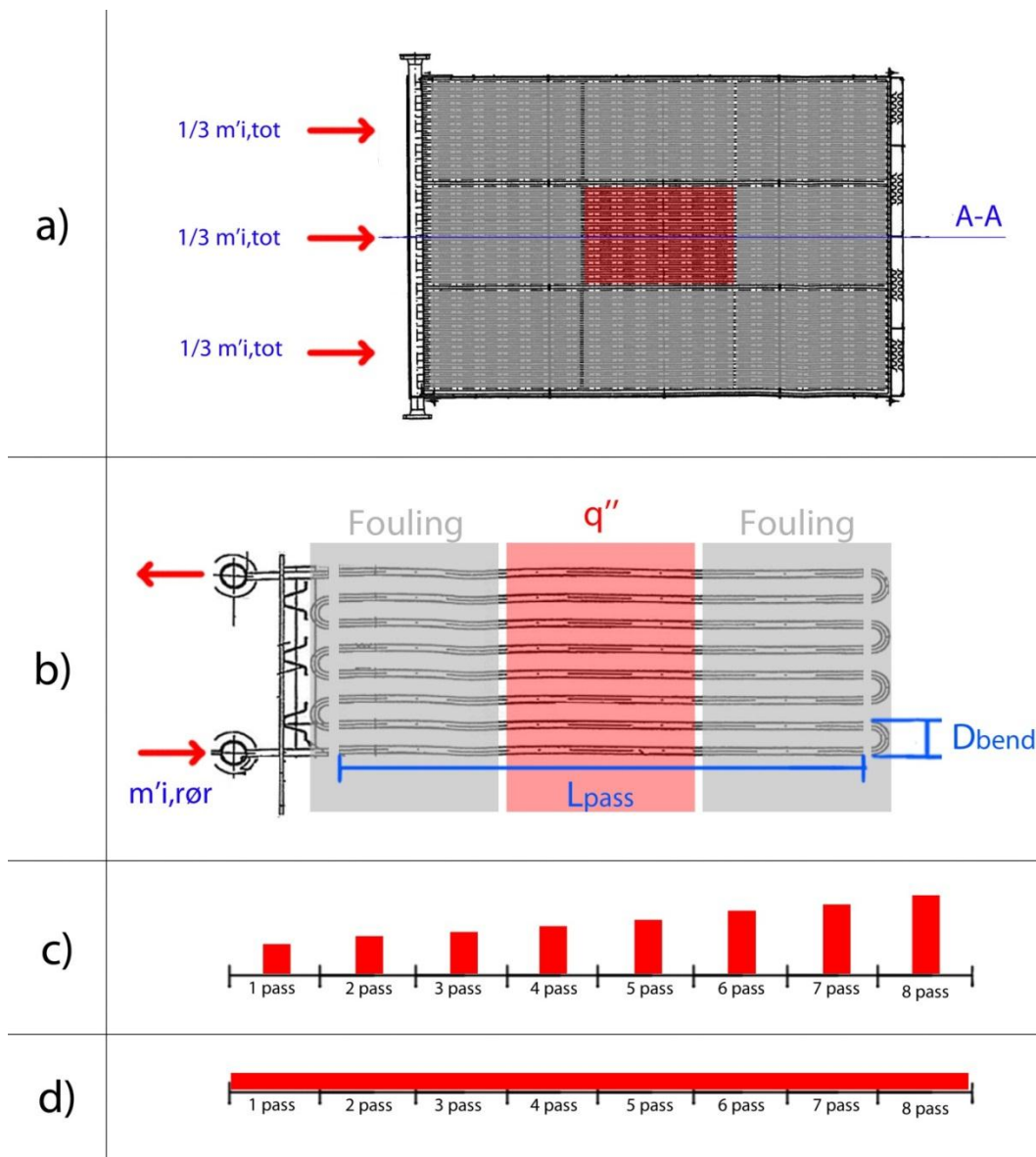
#### 5.1.4.1 Foulingsscenario: Moderat foulingdifferanse

Deler opp rørpakken i 2 seksjoner som sammen utgjør tverrsnittarealet av fallkammeret sett ovenfra. Halvparten av rørpakken (17 rør) er pålagt en lav beleggmodstand,  $R_{f,lo} = 0,005$ , og den andre halvparten (17 rør) pålegges en noe høyere beleggmodstand,  $R_{f,hi} = 0,01$ . Tverrsnittarealet til røykgassen er ikke påvirket av den moderate gjengroingen i fallkammeret og sprer sin varmefluks uniformt på den totale røroverflaten i pakken.

#### 5.1.4.2 Foulingsscenario: Ekstremtilfelle

Deler opp rørpakken i 9 seksjoner som sammen utgjør tverrsnittarealet av fallkammeret sett ovenfra, vist i Figur 23 a). Den totale massestrømmen til pakken skal fordeles på de 3 mulige seksjonsinnløpene, som alle inneholder 1/3 av rørene i pakken (11 rør). Merk at antall rør i rørpakken er satt til 34 for de moderate foulingcasene, og 33 for ekstremtilfellene. Dette grunnet dets hendighet med tanke på seksjonsinndelingene.

Ekstremtilfellet bygger på et ekstremt foulingscenario, hvor 8 av de 9 seksjonene er fullstendig gjengrodd og dermed helt isolert for røykgassens varmefluks. Dette tilsier at 2/3 av rørene vil inneholde vann i enfase, mens varmefluksen på den midtre seksjonen fordeles på 1/3 av rørene. Måten dette er modellert på illustreres i Figur 23 b), c) og d). Tverrsnittarealet til røykgassen vil i dette tilfellet minskes betydelig, noe som vil øke røykgasshastigheten og dermed gassens varmeovergangskoeffisient.



Figur 23: Fordeling av varmefluks ved et ekstremt foulingscenario.

A) Viser en fordamperpakke sett ovenfra, hvor 8 av 9 seksjoner er gjengrodd av fouling.

B) Viser tverrsnittet A-A i pakken, hvor røret er delvis gjengrodd, og kun har varmefluks i midtre seksjon.

C) Viser den reelle varmefluksdistribusjonen for en rørlengde gjennom pakken.

D) Viser at det i beregningsmodellen antydes en jevn fordeling av varmefluksen utover hele rørlengden.

### 5.1.5 Caser: Resultater og diskusjon

Alle beregningene er utført med en total massestrøm 9 kg/s til fordamperpakken, som skal fordeles på 33/34 rør i innløpsmanifolden. I casene er det tatt for seg to parallelle rør i denne rørpakken, som begge har utløp fra en felles innløpsmanifold, og innløp til en felles utløpsmanifold. Dette tilsier at trykktapet over begge rørene til enhver tid må være likt.

For hver av de fire casegrupperingene presenteres resultatene ved hjelp av to forskjellige grafer. Den ene grafen viser hvilken effekt den ulike beleggmodstanden vil ha for massestrømdistribusjonen til de to rørene. Den andre grafen viser hvor stort friksjon-, akselerasjon- og gravitasjonstrykktapsbidraget er av det totale trykktapet for hvert rør. Disse refereres til som de "naturlige" trykktapene i røret, og kan fortelle mye vedrørende årsaken til den eventuelle skjevfordelingen. Friksjonstrykktapets størrelse blir primært påvirket av hastighetsgradienten ved faseendringer under kokingen. Akselerasjonstrykktapet blir primært påvirket av varierende strømningsstørrelser og fluidtemperatur, noe som ikke dominerer i dette systemet. Gravitasjonstrykktaps størrelse er en direkte funksjon av vann- og dampblandingens høydeforløp og massetetthet gjennom fordamperpakken.

Trykktapskarakteristikkgrafene viser trykktapsfordelingen i begge rørene *etter* at skjevfordelingen av massestrømmen har inntruffet, og det totale trykktapet gjennom rørene er balansert ut. Skjevfordelingen benevnes ofte som prosent masseenheter, av den totale massestrømmen til fordamperpakken, som sendes til rørseksjonen med lav fouling (høy varmekraft), og rørseksjonen med høy fouling (lav eller ingen varmekraft), henholdsvis

$$\left[ \frac{\dot{m}_{lo \text{ fouling seksjon}}}{\dot{m}_{tot \text{ rørpakke}}} \right] / \left[ \frac{\dot{m}_{hi \text{ fouling seksjon}}}{\dot{m}_{tot \text{ rørpakke}}} \right] \%$$

Robustifisering ved hjelp av innsetting av forskjellige dysediametere er analysert, og resulterende utjevning av skjevfordelingen er vist. Dysetrykktapet vil være ulikt for begge rør siden trykktapet er en direkte funksjon av massestrømmen tilført røret. Ved å addere dysetrykktapet med de "naturlige" trykktapene vil det resulterende totale trykktapet over begge rørene gi en utjevningseffekt på massestrømfordeling. Dysetrykktapet er ikke presentert i grafene over trykktapskarakteristikken i rørene, siden dette er irrelevant for grafens bruk.



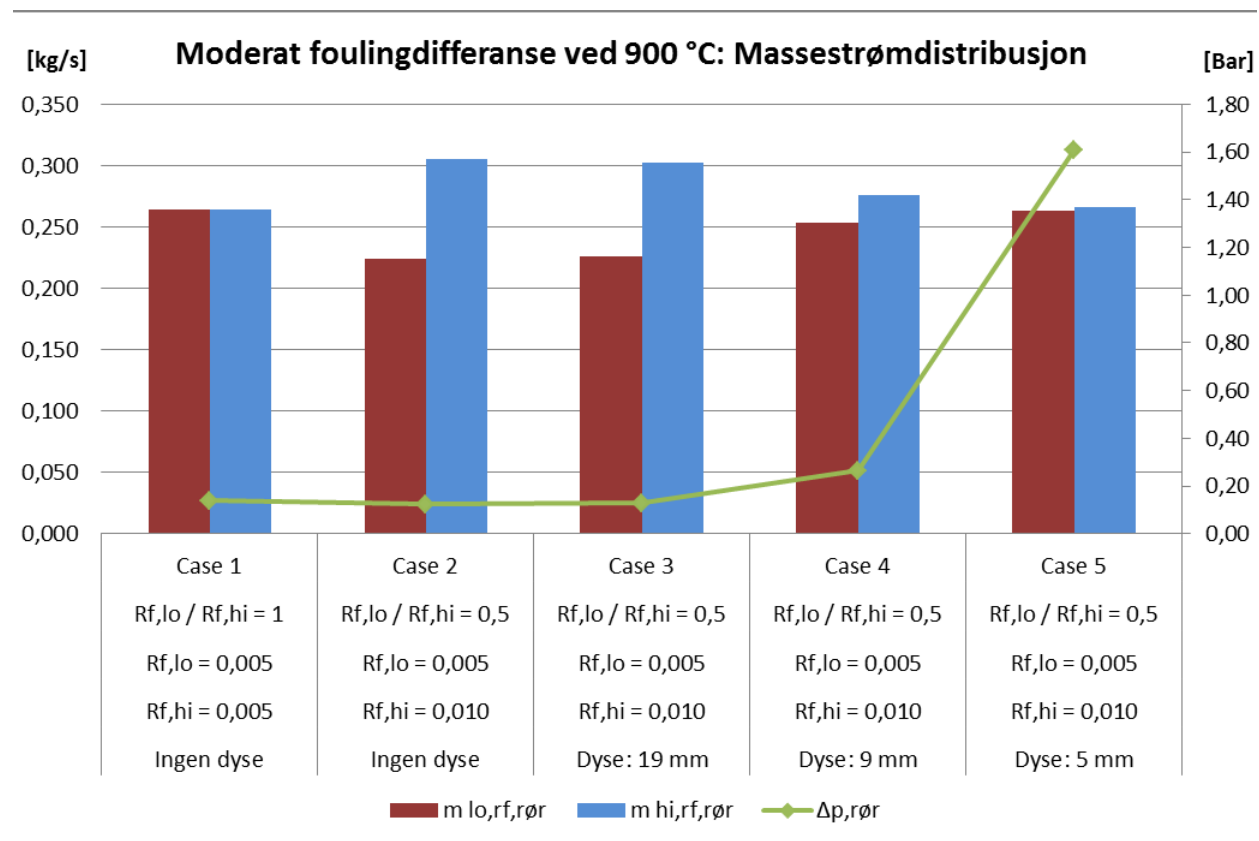
### 5.1.5.1 Gruppe 1 (Case 1-5)

Beregningsresultatene er vist i Figur 24 og Figur 25 for henholdsvis massestrømdistribusjonen mellom rørene, og den resulterende trykktapsfordelingen i rørene.

Case 1 er gjennomført for å vise hvordan vannfordelingen mellom rørene vil være ved en perfekt fordeling, hvor begge rørene er blitt utsatt for en lik  $R_f$ . Dette for å ha et referansepunkt til sammenlikning med de andre casene.

Case 2 viser at det uten innsatte dyser vil føre til en skjevfordeling av massestrømmen med en fordeling på ca. 40/60 % mellom røret med lav- og høy beleggmotstand.

Case 3 – 5 viser utjevningen av skjevfordelingen med funksjon av innsatt dysediameter. Massestrømdistribusjonen utjevnes til 43/57 % med en dysediameter lik 19 mm, 48/52 % med 9 mm, og nærmest 50/50 % med 5 mm. Det resulterende trykktapet for den forbedrede distribusjonen, inkludert dysetrykktapet, øker drastisk (ca. 0,2 – 1,6 bar) fra case 4 til case 5 grunnet en betydelig reduksjon av tverrsnittetarealet for vannstrømmen med en dyse på 5 mm.

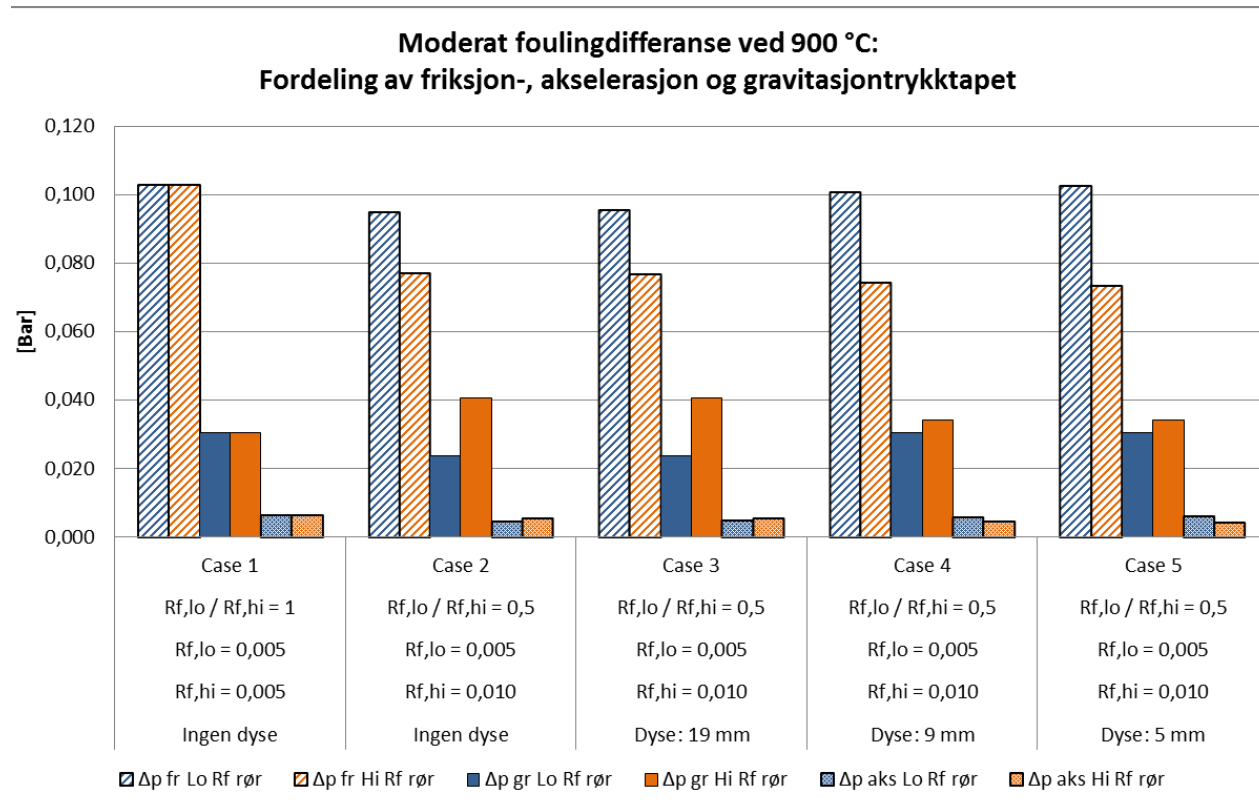


**Figur 24: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 900°C moderat tilfelle, hvor rørene er utsatt for forskjellig beleggmotstand, og dermed varmeflukt, samt det påfølgende trykktapet i rørene ved robustifisering med dyser.**

Årsaken til skjevfordelingen sett i Figur 24, kan sees fra trykktapskarakteristikken i Figur 25. Grafen viser at friksjonstrykktapet er det dominerende bidraget i begge rørene, sammen med gravitasjonsbidraget som en god nummer to.

Et dominerende friksjonstrykktap tilsier en betydelig forekomst av dampproduksjon i begge rørene, noe som er naturlig med en røykgasstemperatur ved 900 °C. Siden et rør er utsatt for noe høyere varmekraft vil det inneholde mer damp enn det andre røret, som dermed innehar et noe høyere gravitasjonstrykktap grunnet en høyere massetetthet av vann/damp-blandingen.

Skjevfordelingen oppstår siden avdampingsmengden i  $R_{f,lo}$ -røret er såpass stor at friksjonstrykktap er høyere sammenliknet med det noe høyere gravitasjonstrykktapet i  $R_{f,hi}$ -røret.



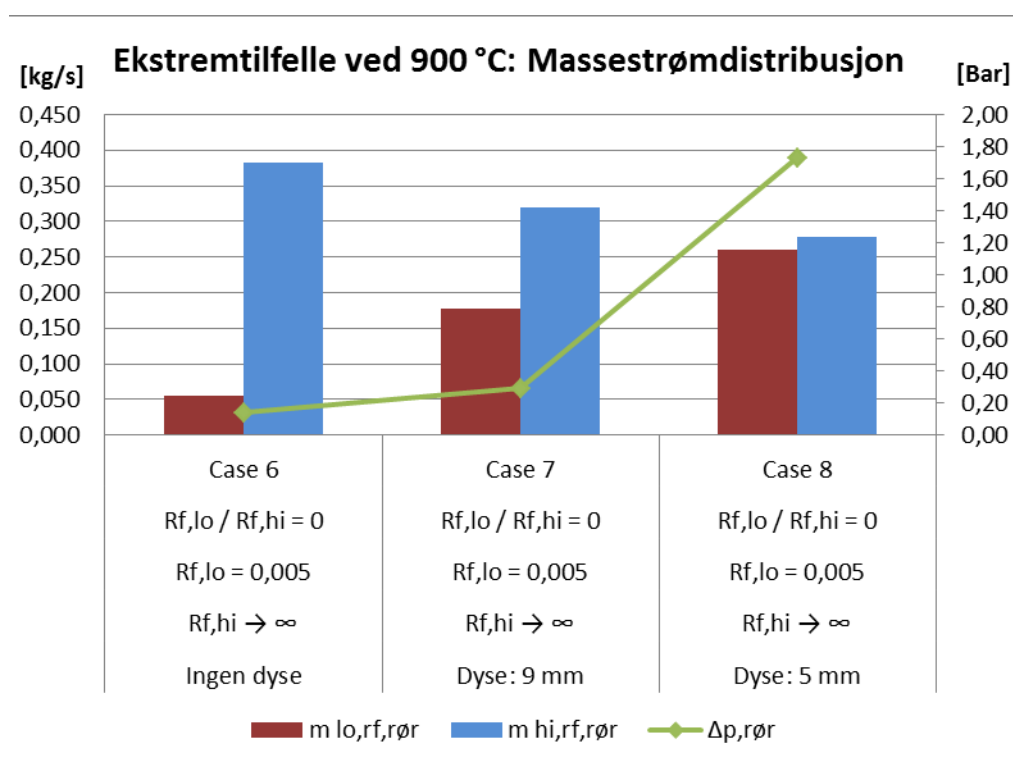
**Figur 25: Frik-, aks- og gravtrykktapet for to parallelle rør ved 900°C moderat tilfelle, hvor rørene er utsatt for forskjellig beleggmodstand, og dermed varmekraft. Fordelingen viser trykktapene med resulterende skjevfordelt massestrøm (Figur 24), og dysetrykktapet pålagt er ikke representert.**

### 5.1.5.2 Gruppe 2 (Case 6-8)

Beregningsresultatene er vist i Figur 26 og Figur 27 for henholdsvis massestrømdistribusjonen mellom rørene, og den resulterende trykktapsfordelingen i rørene.

Grafene representerer skjevfordelingsresultatene i et ekstremt foulingscenario ved en røykgass-temperatur lik 900 °C. Det vil si at røret med høy beleggmotstand er fullstendig gjengrodd og isolert for varmekraft, og vil inneholde en fase vann gjennom hele rørforløpet.

Case 6 viser at skjevfordelingen mellom røret med lav- og høy beleggmotstand er på ca. 10/90 % uten at dyser er innsatt. Det må merkes at casens resultat er påvirket av de underlagte begrensningene benyttet i beregningsprosedyren til utbalanseringen, hvor et minimumskrav på 0,5 kg/s ble satt til fordamperspakkeseksjonen med lav beleggmotstand. Tross dette ble ikke en fullstendig løsning funnet, hvor trykktapsdifferansen mellom rørene ble lik null. Dette tilsier at skjevfordelingen i casen trolig kan være noe større enn antatt.

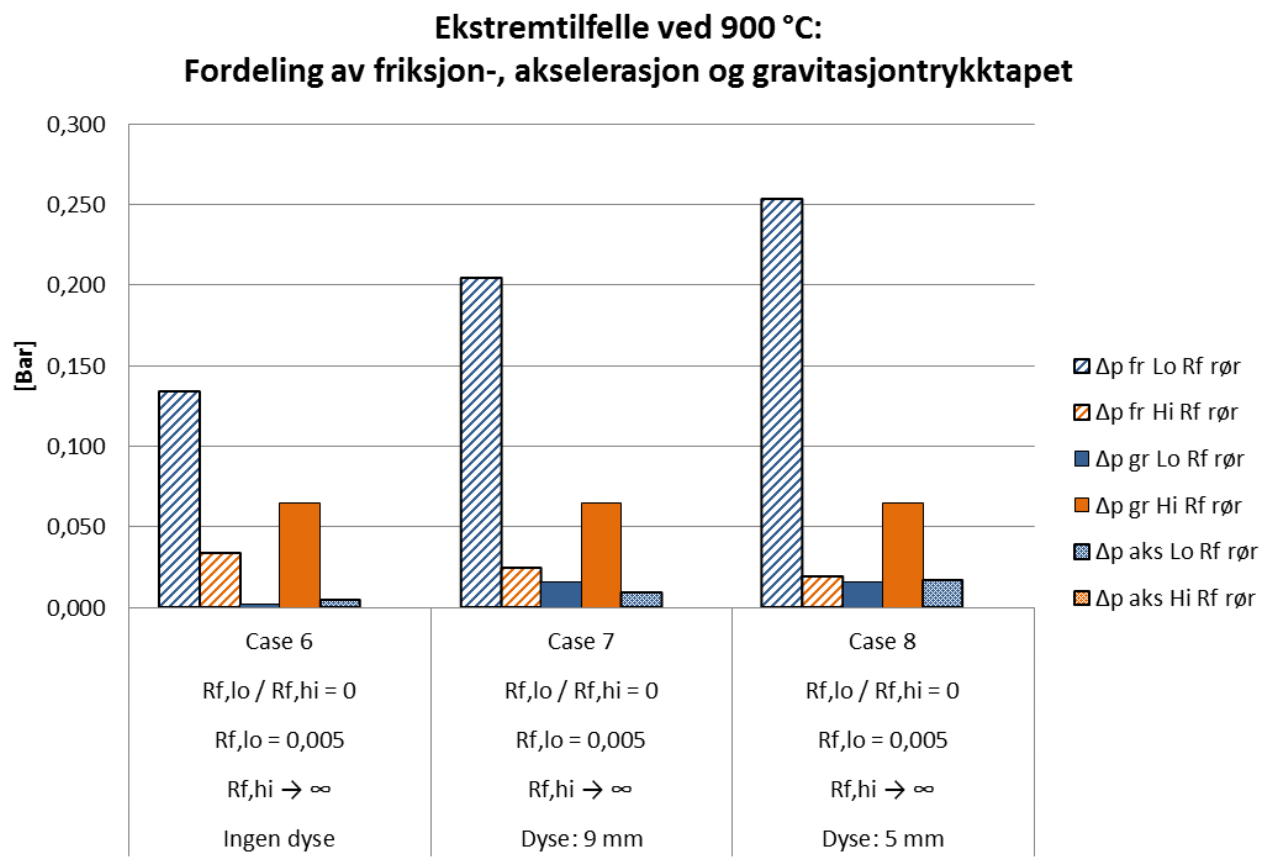


**Figur 26: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 900°C ekstremtilfelle, hvor det ene røret er utsatt for en fullstendig gjengroing, samt det påfølgende trykktapet i rørene ved robustifisering med dyser.**

Case 7 og 8 viser utjevningen av skjevfordelingen med funksjon av innsatt dysediameter. Det er kun sett på bruk av dyser på 9 og 5 mm, der en dyse på 19 mm er blitt utelukket å inneha et tilstrekkelig utjevningspotensial for en slik ekstrem skjevfordeling. Massestrømdistribusjonen utjevnes til 35/65 % i case 7 og 48/52 % i case 8. Tross den ekstreme skjevfordelingen kan altså en dysediameter på 5 mm resultere i en nærmest jevn vannfordeling, men dette vil i tillegg resultere i betydelig økning av trykktapet over rørene.

Figur 27 viser at  $R_{f,lo}$ -røret domineres av et skyhøyt friksjonstrykktap sammenliknet med det relativt moderate gravitasjonstrykktapet til  $R_{f,hi}$ -røret. Dette siden det ene røret ikke er utsatt for varmekraft og vannet vil strømme som en fase gjennom hele røret, mens det andre røret blir utsatt for en ekstrem varmekraft, og da vil ha en høy dampproduksjon.

Figur 27 viser tydelig at det totale trykktapet for rørene ulikt, noe som ikke er tilfellet. Dette fremstår slik siden dysetrykktapet, som da utjevner forskjellen, ikke er representert i denne grafen.



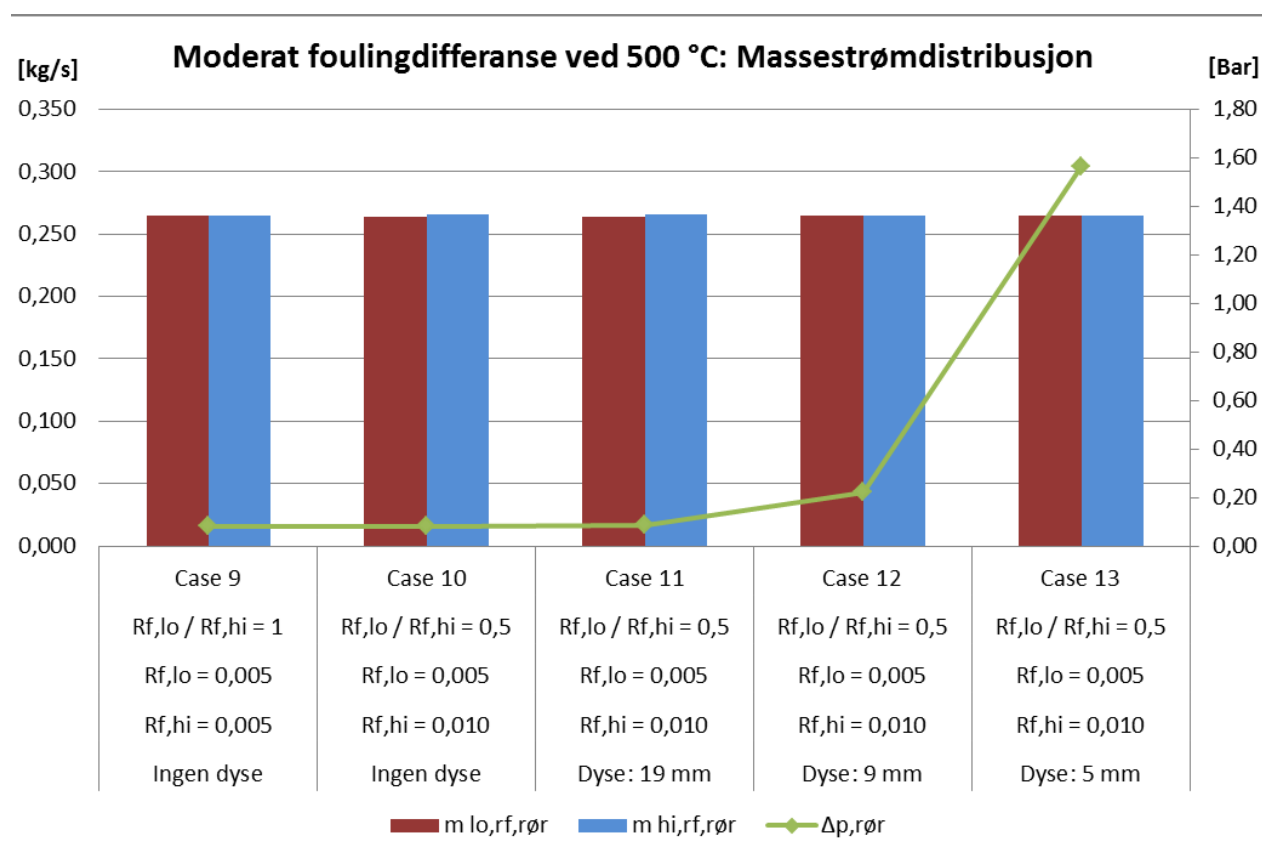
**Figur 27: Frik-, aks- og gravtrykktapet for to parallelle rør ved 900°C ekstremtilfelle, hvor det ene røret er utsatt for en fullstendig gjengroing. Fordelingen viser trykktapene med resulterende skjevfordelt massestrøm (Figur 26), og dysetrykktapet pålagt er ikke representert.**

### 5.1.5.3 Gruppe 3 (Case 9-13)

Beregningsresultatene er vist i Figur 28 og Figur 29 for henholdsvis massestrømdistribusjonen mellom rørene, og den resulterende trykktapsfordelingen i rørene.

Case 9 er gjennomført for å vise hvordan vannfordelingen mellom rørene vil være ved en perfekt fordeling, hvor begge rørene er blitt utsatt for en lik  $R_f$ . Dette for å ha et referansepunkt til sammenlikning med de andre casene.

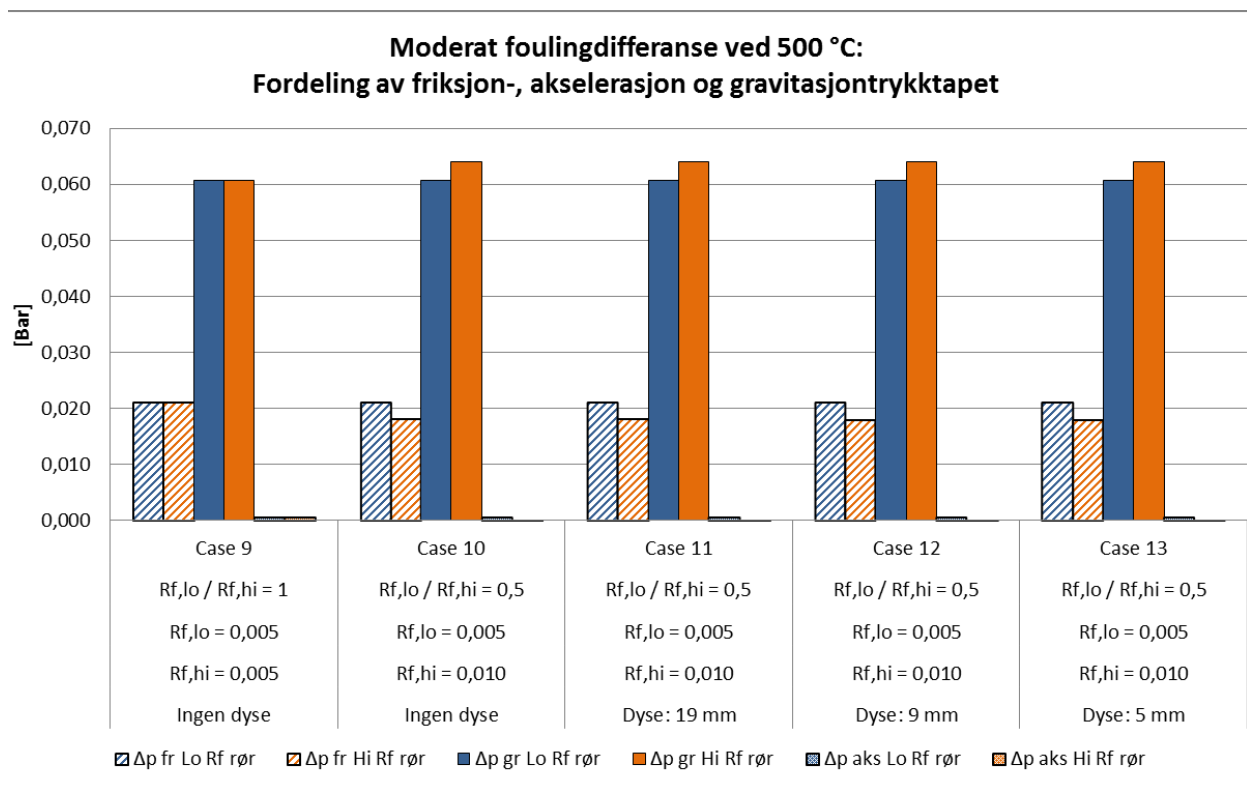
Case 10 viser at det uten innsatte dyser ikke vil føre til en merkverdig skjevfordeling av massestrømmen mellom  $R_{f,lo}$ - og  $R_{f,hi}$ -røret. Resultatet kan begrunnes med den lave røykgasstemperaturen og varmefluksen påført begge rør. Likevel er det gjennomført caser angående effekten av dyser (Case 11 – 13 ), for å kunne gi et likt sammenlikningsgrunnlag som for tilsvarende operasjonssituasjoner ved 900 °C.



**Figur 28: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 500°C moderat tilfelle, hvor rørene er utsatt for forskjellig beleggmotstand, og dermed varmefluks, samt det påfølgende trykktapet i rørene ved robustifisering med dyser.**

Figur 29 viser at gravitasjonstrykktapet er det dominerende trykktapsbidraget i begge rørene. Dette fordi den lave røykgasstemperatur gir en lav dampproduksjon, og dermed et lavt friksjonstrykktap i forhold til gravitasjonstrykktapet. Siden da dampproduksjonen i det røret med høy varmefluks er såpass lav i utgangspunktet, vil ikke trykktapsforskjellen mellom rørene bli betydelig stor, da begge hovedsakelig inneholder en tilnærmet lik mengde enfaset vann.

Innsetting av dyser i en fordamperpakke ved såpass lave røykgasstemperaturen vil med andre ord være unødvendig for å opprettholde en god massestrømdistribusjon ved dette operasjonstilfellet.



**Figur 29: Frik-, aks- og gravtrykktapet for to parallelle rør ved 500°C moderat tilfelle, hvor rørene er utsatt for forskjellig beleggmodstand, og dermed varmefluks. Fordelingen viser trykktapene med resulterende skjevfordelt massestrøm (Figur 28), og dysetrykktapet pålagt er ikke representert.**

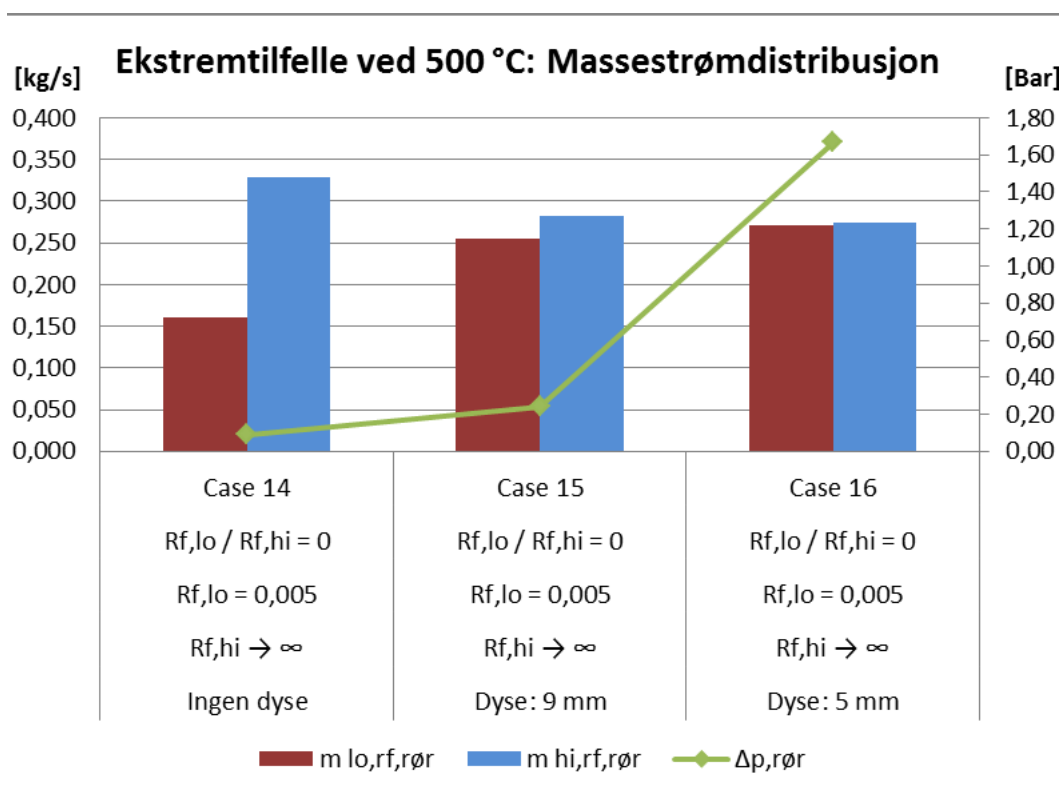
#### 5.1.5.4 Gruppe 4 (Case 14-16)

Beregningsresultatene er vist i Figur 30 og Figur 31 for henholdsvis massestrømdistribusjonen mellom rørene, og den resulterende trykktapsfordelingen i rørene.

Grafene representerer skjevfordelingsresultatene i et ekstremt foulingscenario ved en røykgass-temperatur lik 500 °C. Det vil si at røret med høy beleggmodstand er fullstendig gjengrodd og isolert for varmemfluks, og vil inneholde en fase vann gjennom hele rørforløpet.

Case 14 viser at skjevfordelingen mellom røret med lav- og høy beleggmodstand er på ca. 35/65 %. Dette er en betydelig mindre grad av skjevfordeling sammenliknet med et likt foulingscenario ved 900 °C.

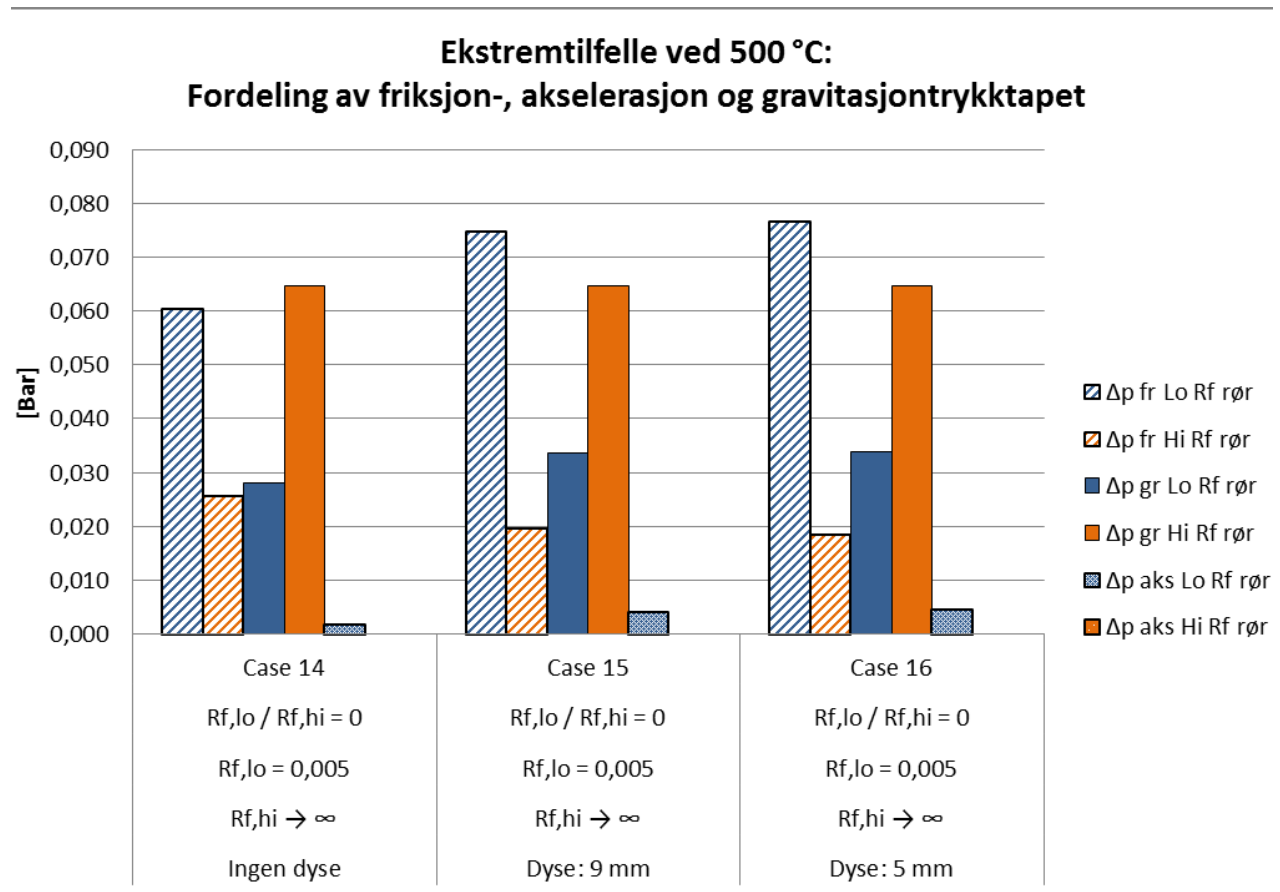
Case 15 og 16 viser utjevningen av skjevfordelingen med funksjon av innsatt dysediameter. Det er kun sett på bruk av dyser på 9 og 5 mm, for å gi et likt vurderingsgrunnlag som for tilsvarende operasjonssituasjon ved 900 °C (case 6 – 8). Fra resultatgrafene observeres det at det kunne vært interessant å se effekten ved bruk av en 19 mm dyse, da massestrømdistribusjonen utjevnes til hele 47/53 % med 9 mm, og 50/50 % med en dysediameter på 5 mm.



**Figur 30: Massestrømdistribusjon mellom to parallelle rør ved 500°C ekstremtilfelle, hvor det ene røret er utsatt for en fullstendig gjengroing, samt det påfølgende trykktapet i rørene ved robustifisering med dyser.**

Figur 31 viser at  $R_{f,lo}$ -røret domineres av et høyt friksjonstrykktap. Siden det avdampes betydelig mindre ved dette ekstremtilfellet, kontra ekstremtilfellet ved 900 °C, vil ikke friksjonstrykktapet være betydelig mye høyere sammenliknet med gravitasjonstrykktapet til  $R_{f,hi}$ -røret. Dette resulterer i en mindre kritisk skjevfordeling av massestrøm.

For case 9 – 13, som tar utgangspunkt i en lik røykgasstemperatur men med en moderat foulingdifferanse, ble det kommentert at dampproduksjonen, og dermed friksjonstrykktapsbidraget, var svært lav i  $R_{f,lo}$ -røret, grunnet den lave temperaturen på 500 °C. Dette stemmer ikke i like stor grad i dette ekstremtilfellet, hvor røykgassens strømningsvernsnitt er kraftig redusert, noe som resulterer i høyere varmekraft, og dermed dampproduksjon og friksjonstrykktap.



**Figur 31: Frik-, aks- og gravtrykktapet for to parallelle rør ved 500°C ekstremtilfelle, hvor det ene røret er utsatt for en fullstendig gjengroing. Fordelingen viser trykktapene med resulterende skjevfordelt massestrøm (Figur 30), og dysetrykktapet pålagt er ikke representert.**



### 5.1.6 Robustifisering

For å kunne foreslå den optimale dysediameteren i en robustifisering av systemet er følgende argumentasjoner lagt til grunn:

- *CHF – Kapittel 5.1.6.1:*  
Tilstrekkelig vannmengde må tilføres det røret som er utsatt for den høyeste varmekraften, slik at strømningsforholdet i røret er langt ifra å nå systemets CHF-verdi.
- *Trykktap og pumpearbeid – Kapittel 5.1.6.2:*  
En avveining mellom graden av skjevfordeling tillat og økt trykktap i fordamperspakken, og dermed ekstra pumpearbeid påført, må vurderes.

Baserer argumentasjonen på skjevfordelingsresultatene fra casene som er gjennomført for et ekstremt foulingsscenario, sammen med CHF-beregninger for røret med lav beleggmotstand i disse casene, henholdsvis case 6 – 8. Dette siden disse casene representerer en ekstrem tilstand i dampkjelens mest kritiske område (Figur 9).

Det er i tillegg utført CHF-beregninger for case 2, hvor fordamperspakken kun er utsatt for et moderat foulingsscenario. Dette for å ha et referansepunkt for CHF-verdien sammenliknet med CHF-verdien i det ekstreme foulingsscenarioet.

#### 5.1.6.1 CHF for $R_{f,lo}$ – rør ved 900 °C

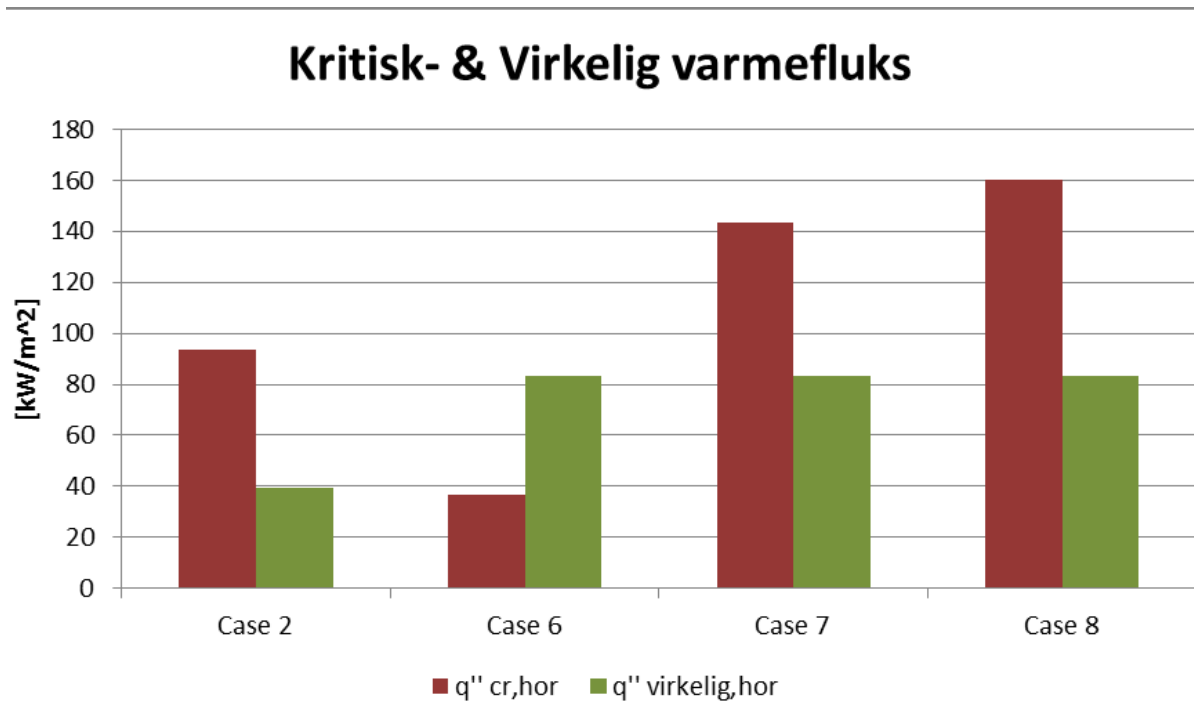
Benytter Groenevelds beregningmetode for CHF i horisontale rør beskrevet i Kapittel 3.4.2, hvor likning (3.9) anvendes for korreksjonsfaktoren etter å ha vist de laveste RMS-feilverdiene når nettopp vann er kokemediet.

For beregning av  $q''_{cr,ver}$  i den generelle likningen (3.6) er Groeneveld sin "1995 Table Look-up Method" brukt. Denne gir CHF-verdien for røret med de gitte strømningsforholdene som om røret hadde vært vertikalt (Groeneveld et al., 1986). Modellen tar utgangspunkt i de lokale forholdene i røret, og er en lett anvendelig modell som i tillegg er pålitelig, som nevnt i Kapittel 3.3.2.1.

Det er kalkulert en CHF-verdi for det utsatte røret i de aktuelle casene, og sammenlikner den kritiske varmekraften med den virkelige varmekraften som røykgassen utsetter røret for. Resultatene sees i Figur 32.

Kalkulasjonen av den virkelige varmekraften påført røret inneholder ikke strålingsbidraget fra flammeverggen, da kun røykgassens konvektive bidrag og strålingsbidrag er medberegnet. Den virkelige varmekraften vil derfor være noe høyere en uttrykt i denne CHF-analysen i praksis. Se Kapittel 3.2.1 for begrunnelsen for den økte varmeovergangen i topp av fallkammer.

Siden både beregningene av CHF-verdien og påført varmekraft er noe grove og ufullstendige, antas en usikkerhetsmargin på 30 % i vurderingen av verdiene  $q''_{cr,hor}$  og  $q''_{virkelig,hor}$ .



Figur 32: CHF ( $q''_{cr,hor}$ ) og virkelig varmekraft ( $q''_{act,hor}$ ) påført  $R_{f,lo}$  – rør

Figur 32 viser at den virkelige varmekraften i case 2 ligger langt ifra CHF-verdien til systemet. I case 6 derimot, vil systemet være svært utsatt for en mulig burnout, der CHF-verdien er svært lav grunnet den ekstreme skjevfordelingen av vann til røret, som vist av Figur 26 i Kapittel 5.1.5.2. Ved å sette inn en dyse med diameter 9 mm (Case 7), vil CHF-verdien økes betraktelig grunnet et forbedret strømningsforhold i røret. Med en  $q''_{virkelig,hor}$  som utgjør ca. 60 % av  $q''_{cr,hor}$ , kan denne casen sees på som rimelig motstandsdyktig for en mulig oppnåelse av CHF i rørene, selv med den antatte usikkerhetsmargin på  $\pm 30$  %. Innsettelsen av 5 mm dyser i case 8 resulterer i en reduisering av  $q''_{virkelig,hor}/q''_{cr,hor}$ -forholdet til ca. 50 %.

### 5.1.6.2 Trykktap og pumpearbeid

Ulike innsnevringdiametere tilsier ulike trykktap påført fordamperspaken, og dermed det totale trykktapet i fallkammerets vannkrets. Sirkulasjonspumpen som står på bakkenivå av fallkammeret, illustrert i Figur 4, har i oppgave å sørge for en tilstrekkelig pumpekraft av vann gjennom kretsen. Den prosentvise forskjellen av nødvendig energi tilført pumpen for hvert av de presenterte dysealternativene, vil være av interesse i en vurdering og anbefaling for en endelig robustifisering av systemet. Størrelsesordenen til det ekstra arbeidet påført pumpen i forhold til resten av pumpekraften som er i bruk, vil si noe om betydeligheten av dysediameternes bidrag til det totale trykktapet i kretsen.

Pumpekraften til vannpumpen,  $P$ , finnes fra likning (5.4), og er en funksjon av volumstrømmen, pumpens virkningsgrad, og trykktapet gjennom kretsen. I beregningene er en typisk pumpevirkningsgrad på 63 % brukt.

$$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{pump}} [W] \quad (5.4)$$

$$\eta_{pump} = \eta_{hydraulisk} \cdot \eta_{motor} = 0,70 \cdot 0,90 = 0,63$$

Det er tatt utgangspunkt i en lik pumpe som prosjektert for i Energos' dampkjeldesign for Forus-anlegget. Pumpens design data er vist i Figur 33, med en total volumstrøm  $82 \text{ m}^3/\text{h}$  og differensstrykk  $3,2 \text{ bar}$  over pumpen (ENERGOS, 2008a).

EQUIPMENT NUMBER: 20-PB-001A/001B		
SERVICE	CIRCULATION PUMP	HOLD 1
CAPACITY	82	$\text{m}^3/\text{h}$
DELIVERY PRESSURE	25,2	bar
DIFF. PRESSURE	3,2	bar
DUTY @ RPM	11	kW @ 2900
REQUIRED NPSH	3	m
INSULATION (YES) (NO)	NO	mm

Figur 33: Sirkulasjonspumpe for vannkrets i fallkammer (ENERGOS, 2008a)

Bruker dysetrykktapsverdiene fra case 7 og 8 for å illustrere den ekstra pumpekraften som påføres. Tabell 4 viser at en dysediameter på 9 mm resulterer i en 6 % økning, mens en dysediameter på 5 mm resulterer i et ekstra pumpearbeid på 47 %.

Det skal merkes at pumpens differensstrykk fra Figur 33 sannsynligvis inkluderer trykktap forbundet med bruk av 9 mm dyser i fordamperspakkene. Men siden dette kun er en sammenlikningscase, som tar utgangspunkt å vise en generell effekt av pålagt trykktap i kretsen, antas det at ingen dysetrykktap inngår i denne differensstrykkverdien.

		Design	Case 7	Case 8
Dyse	-	-	9 mm	5 mm
Volumstrøm	m <sup>3</sup> /h	82	82	82
Dysetrykktap	bar	0	0,2	1,5
Differensstrykk	bar	3,2	3,4	4,7
Virkningsgrad	-	0,63	0,63	0,63
Pumpekraft	kW	11,6	12,3	17,0
Ekstra pumpekraft	kW	-	0,7	5,4
Ekstra pumpekraft	%	-	6,3	46,9

**Tabell 4: Ekstra pumpekraft påført i case 7 og 8**

Betydningen av et ekstra påført pumpearbeid på 5,4 kW (47 %) må sees i sammenheng med det totale energibehovet til hele forbrenningsanlegget, inkludert brennkammer, avfallskvern, vifter etc. Siden pumpen har et generelt lavt energibruk, antas det at denne spesifikke pumpen er nokså neglisjerbar i en virkningsgradskalkulasjon av hele anlegget. Dermed vil den påførte pumpekraften ved en økning av trykktapet i fordamperspakkene for å sikre en god massestrømdistribusjon, mest sannsynlig være en fornuftig avveining.

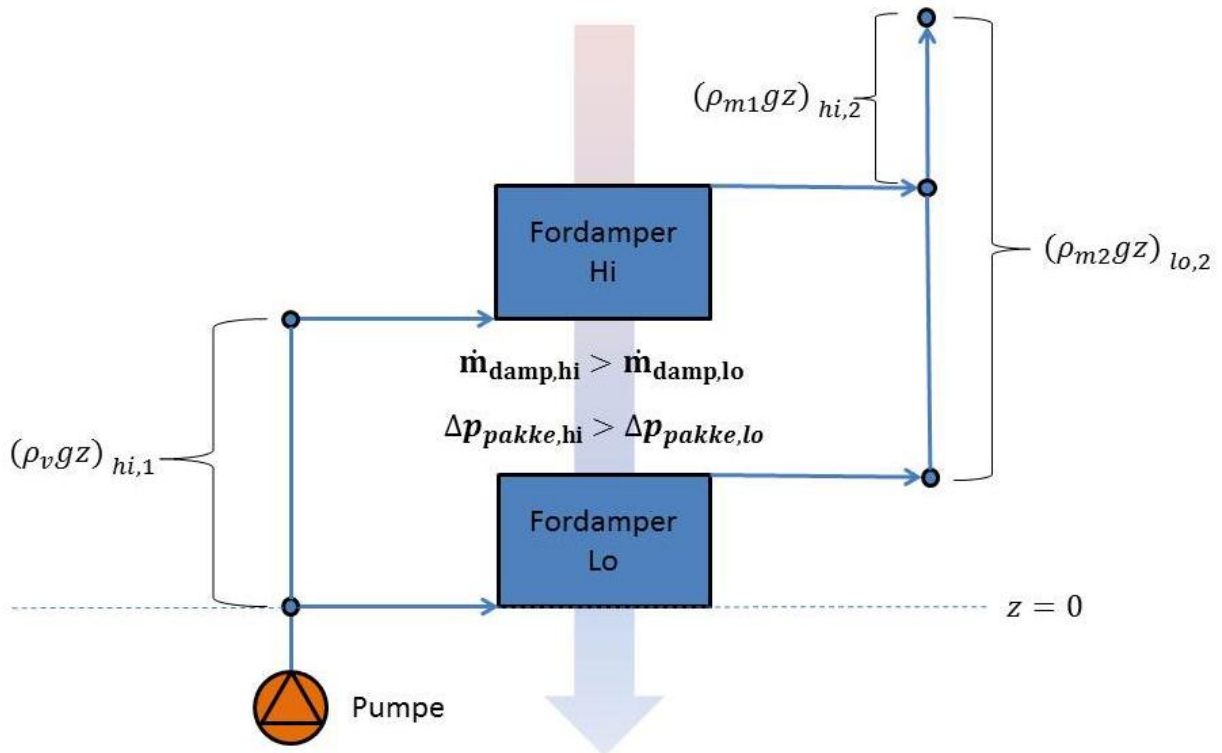
## 5.2 Del 2: Skjevfordeling mellom fordamperspaker i et fallkammer

### 5.2.1 Bakgrunn

I fallkammeret er fordamperspakkene plassert over hverandre ved ulike høydenivåer, som vist i Figur 34. Kammeret kan ha en høyde opptil 6 meter og inneholde alt fra 2 – 4 fordamperspaker (Nesje, 2011). Høydeforskjellen mellom pakkene kan altså variere fra 1 – 3 meter.

I et scenario hvor vannet flyter fritt fra pumpeutløpet, uten hindringer, vil det alltid velge minste motstands utvei. Siden fordamperspakkene som er plassert i øvre del av fallkammeret både har en høyere fordampningsrate og et høyere statisk væsketrykk grunnet gravitasjonstrykktapet av vannet i stigerøret, vil vannet velge å strømme til en lavere plassert rørpakke.

Det er altså to hovedfaktorer som spiller inn for den naturlige skjevfordelingen, nemlig den økte røykgasstemperaturen og varmeovergangen i toppen av fallkammeret, samt høydeforskjellen.



Figur 34: Trykkdifferansen mellom to fordamperspaker i fallkammer

### 5.2.2 Trykktapsforskjell i fordamperpakker

I Kapittel 3.2 ble problemer tilknyttet høye varmeflukser og CHF i toppen av fallkammer belyst. Figur 9 viser en simpel illustrasjon av et fallkammer med fire fordamperpakker. Røygassen fra brennkammeret føres inn på fallkammerets topp, og utsetter den første fordamperpakken for de høyeste temperaturene, som dermed avtar med fallende høyde. Dette tilsier at varmeovergangen og dampproduksjonen i de øvre pakkene er høyere enn i de lavere pakkene, og dermed utsettes for et høyere trykktap grunnet en kraftigere fordampningsprosess.

### 5.2.3 Høydeforskjell mellom fordamperpakker

Som Figur 34 viser, vil det være en statisk væsketrykkdifferanse mellom to fordamperpakker ved ulik høyde. Vannet er i en fase fra pumpeutløpet, gjennom stigerøret, og inn på rørpakkens innløpsmanifold. Vannet fordampes dermed gjennom rørpakkene, og ender opp som tofase i utløpsmanifolden og videre opp et annet stigerør. Forskjellen av dampproduksjonen, og da vann- og dampblandingens massetetthet ut av de ulike fordamperpakkene, er med på å øke trykktapsdifferansen over dem.

Likningssett (5.5) og Figur 34 viser en fremstilling av nettopp dette. Vann- og dampblandingens massetetthet i stigerøret som påvirker den nedre pakken,  $\rho_{m2}$ , vil være større sammenliknet med massetettheten som påvirker den øvre pakken,  $\rho_{m1}$ , siden dampinnholdet i blandingene er forskjellig. Men sammen med vannets massetetthet i stigerøret til den øvre pakken,  $\rho_v$ , vil den totale massetettheten som påvirker pakken være større. Denne massetetthetsdifferanse, sammen med stigerørens høydeforskjell inn og ut av fordamperpakkene, utgjør trykkdifferansen og dermed den naturlige skjevfordelingen av massestrøm mellom enhetene.

$$\Delta p_{hi} = p_{hi,1} + p_{hi,2} = (\rho_v g z)_{hi,1} + (\rho_{m1} g z)_{hi,2}$$
$$\Delta p_{lo} = p_{lo,1} + p_{lo,2} = 0 + (\rho_{m2} g z)_{lo,2} \quad (5.5)$$

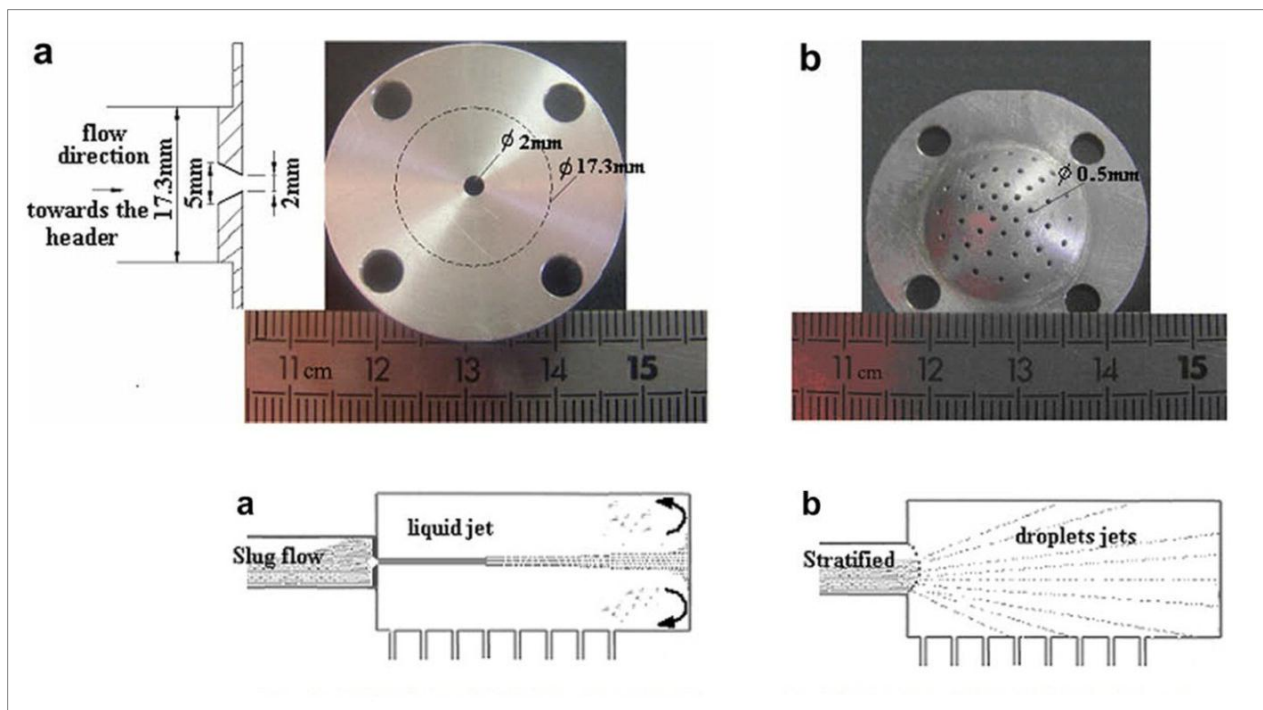
$$\Delta p_{hi} > \Delta p_{lo}$$

### 5.2.4 Robustifisering

Det er bevist at systemet vil lide av en naturlig skjevfordeling av massestrømmen mellom de ulike fordamperpakkene ved de forskjellige høydeplassingene i fallkammeret. For å oppnå en jevn massestrømdistribusjon må det pålegges ytterligere trykktap over hver seksjon for å utjevne trykktapsdifferansen mellom pakkene, på lik måte som foreslått i robustifiseringen av skjevfordelingen i de parallelle rørene innad i pakkene beskrevet i Kapittel 5.1.6.

Dette gjøres ved og innsette innsnevringdyser i overgangen mellom stigerøret og innløpet til hver av innløpsmanifoldene. Innsnevringene er utformet som metalledsker, og kan ha forskjellige geometrier. Figur 35 viser to eksempler på metalledsker hvorav variant A er den mest aktuelle i dette tilfellet.

Utformingen av disse metalledskene, sammen med effekten av valgt inntrengningsdybde for rørene, vil ha innflytelse på vanddistribusjonen fra manifolden og ut til de mange rørene. Mye litteratur er publisert innenfor skjevfordeling og optimalisering av massestrømmer i manifolde. Effekten av inntrengningsdybden for rørene inne i manifolden er diskutert i Lee og Lee (2004) og Kim og Sin (2006). En numerisk forutsigelse av strømningsfordelingen i et parallell og et revers manifoldsystem er utarbeidet i Datta og Majumdar (1980). Effekter av ulike strømningsforhold i manifolden er ikke lagt til grunn i denne rapporten, og det tas utgangspunkt i en uniform vanddistribusjon til alle rørene ut fra manifoldene.



Figur 35: Innsnevring for innløp til manifolde (Ahmad et al., 2009)

A) Metalledsk med ekspansjonsmunning

B) Metalledsk med sprutgitter

Avhengig av antall rørpakke installert i fallkammeret, den totale massestrømmen i vannkretsen, og påført varmekraft fra røykgassen, må det settes inn metalledsker med ulike diametere for hver fordamperspakke. Innsnevringens diameter må være minst på den øverste

pakken, og gradvis økes for hver pakke installert. De ulike dysetrykktapene vil da fungere som en fordelingsregulerer mellom fordamperpakkene, hvor pålagt trykktap er størst for den øverste og minst for den laveste fordamperpakken i fallkammeret.

Som nevnt innledningsvis i rapporten er det ikke utført en fullstendig analyse av dette systemet, hvor det er gjennomført beregninger som gir et tilstrekkelig beregningsgrunnlag for å kunne anbefale spesifikke dysediametere i en robustifiserings-strategi. Likevel følger en generell diskusjon av faktorer som vil spille inn i valget av dysediametere.

For å kunne foreslå den optimale dysediameteren i en robustifisering av systemet må følgende argumentasjoner legges til grunn:

- *CHF:*  
Tilstrekkelig vannmengde må tilføres fordamperpakken som er utsatt for den høyeste varmefluksen, slik at strømningsforholdene i pakkens rør er langt ifra å nå systemets CHF-verdi.
- *Trykktap og pumpearbeid:*  
En avveining mellom graden av skjevfordeling tillat og økt trykktap over fordamperpakken, og dermed ekstra pumpearbeid påført, må vurderes.

Videre anbefaling for robustifiseringen av fordamperpakkene er overført til diskusjonen for den samlede robustifiserings-strategien av systemet i Kapittel 5.3. Dette siden anbefalingen innebærer en kombinert vurdering med robustifiseringene foreslått for rørene inne i rørpakken.

### **5.3 Samlet anbefaling for robustifisering av systemet**

Igjennom kapittelet er det tatt for seg to ulike problemområder angående skjevfordelt strømning på vannsiden i Energos sine fordamperpakker. Selv om begge aspektene er diskutert separat, og forebyggende tiltak er anbefalt uavhengig av hverandre, vil den endelige robustifiserings-strategien for hele fordamperpakken avhenge sterkt av hva som blir gjort i hvert område i rørpakken.

En optimal balanse mellom pålagt trykktap i manifoldinnløpet og pålagt trykktap i hvert enkelt rør internt i fordamperpakken må innstilles, slik at det samlede trykktapet over rørpakken er tilstrekkelig for en akseptabel skjevfordeling mellom de mellomliggende rørene i pakken. En avveining mellom forsikringsgraden mot CHF ved betydelige beleggdannelser i fallkammeret, og det påfølgende ekstra pumpearbeidet systemet blir utsatt for, vil være hovedgrunlaget for anbefalingen.



Siden det ikke er utført spesifikke trykktapsberegninger ved implementering av metalledsker med forskjellige innsnevringdiameterer, kan ikke en tallfestet anbefaling for den totale fordamperspakkens gis. Likevel kan det gjennomføres en generell argumentasjon angående økning av det samlede trykktapet over pakken kontra den ekstra pumpekraft nødvendig.

Som nevnt i Kapittel 5.1.6.2 er ikke vannpumpen betraktet som stor (11 kW) sammenliknet med det antatte totale energiforbruket for anlegget. Innvirkningen av en trykktapsøkning på 2 -3 bar (ca. 6 kW økt pumpeeffekt) i fallkammerets vannkrets, vil altså ikke være merkverdig stor for anleggets totale virkningsgrad. Dermed vil aspektet av en potensiell økning av nødvendig pumpekraft for å sikre en god massestrømdistribusjon, ikke være en avgjørende faktor for anbefalingen. Likevel finnes en gylden middelvei mellom å overbeskytte seg, i form av unødvendige store trykktap og utgifter med store pumpeeffekter, og å finne en robustifiseringsstrategi som gir akseptable massestrømdistribusjoner ved moderate pumpeeffekter.

Som belyst i Kapittel 5.1.6.1, og grafisk vist i Figur 32, vil en dysediameter på både 9 og 5 mm inn på rørene være tilstrekkelig for gode strømningsforhold og fravær av CHF i alle rør, selv ved ekstreme beleggdannelse i fallkammeret.

Figur 26 viser at bruk av en dyse på 5 mm, kontra en på 9 mm, innebærer en trykktapsdifferanse på ca. 1,4 bar. Siden vannfordelingen er tilstrekkelig god allerede ved bruk av en dyse på 9 mm, vil ikke den ekstra energistraffen ved bruk av en dyse på 5 mm være nødvendig uansett hvor liten den måtte være.



## 6 Rør med serraterte finner

---

### 6.1 Bakgrunn

For å øke effektiviteten til en dampkjel kan finnedede rør benyttes for økt varmeovergang. Varmeovergangen mellom røykgassen og den finnedede rørveggen har en betydelig påvirkning på varmefluksen, og brukes derfor som varmeoverflate i rørbuntene hvor en kompakt design ønskes. Rørbuntene kan arrangeres og anvendes som en overheter, fordampner, eller økonomiser.

Det er blitt gjennomført mange eksperimenter av finnedede rørbunter i krysstrøm med gass, men det er kun et fåtall resultater av nettopp rør med serraterte finner. For design av kompakte heteflater av denne typen er altså datagrunnlaget for eksisterende korrelasjoner delvis mangelfullt (Ponweiser, 2009).

Det er derfor ønskelig å gjennomføre et litteraturstudie av eksperimentelle- og numeriske studier utført for varmeovergang og trykktap ved krysstrøm over serraterte finnerør, for så å systematisere den innsamlede forsøksdata i en database.

Med bakgrunn i databasen kan det utvikles nye og bedre korrelasjoner for trykktap og varmeovergang ved krysstrøm over serraterte finnerør. Gyldigheten til de nyutviklede korrelasjonene kan dermed vurderes opp mot ytterligere forsøksdata i litteraturen.

I dette kapittelet vil forsøksdata *etter* 1995 bli behandlet, samt en databasestruktur er utviklet. Databasestrukturen tar utgangspunkt i et lignende arbeid utført av Kaspersen (1995), hvor forsøksdata *før* 1995 er gjennomgått.

Databasestrukturen bygges opp slik at all relevant informasjon vedrørende geometri, materialer og strømningsforhold, i tillegg til varmeovergangs- og trykktapsdata kan implementeres. Informasjonen skal på en enkel måte kunne hentes ut av databasen for videre prosessering.

### 6.2 Geometri

Det er vanlig å skille mellom glatte og finnedede rør. Finner benyttes i tilfeller hvor varmeovergangen er vesentlig dårligere for mediet som strømmer på finnesiden/mantelsiden enn for mediet på rørsiden. Dette vil for eksempel være tilfelle i en økonomiser hvor vann strømmer inne i rørene, og gass på utsiden. Finnene kan være serraterte, også kaldt segmenterte, eller flate. Dette kapittelet tar for seg rør med serraterte finner.

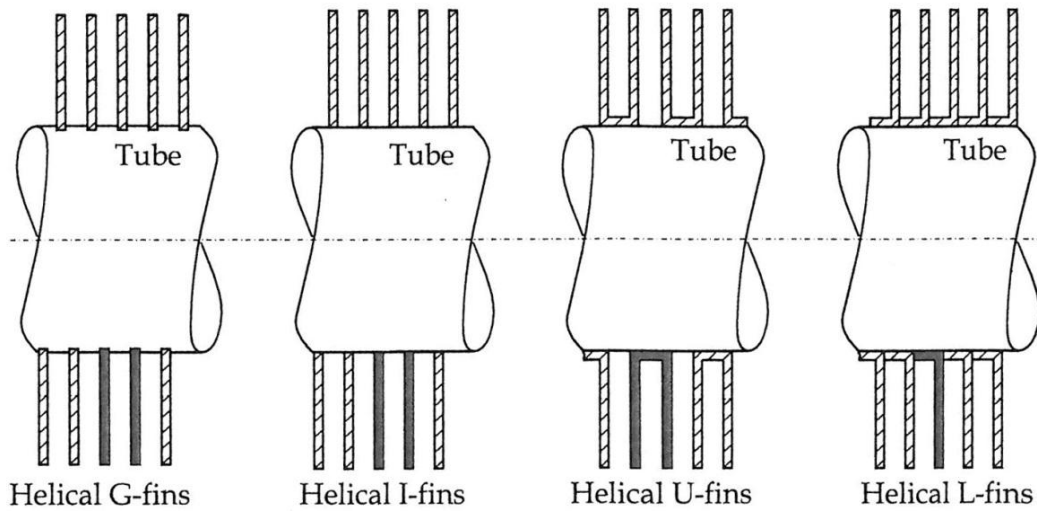


**Figur 36: Venstre: Rør med serraterte finner. Høyre: Rør med flate finner (DelfineTube, 2012)**

For et rør med lik rør- og finnedimensjoner innehar flate finner et større varmeovergangsareal enn serraterte finner per enhet rørlengde. Tross dette vil finner med serraterringe resultere i en høyere varmeovergangskoeffisient siden kuttgeometrien fører til en hyppig oppbrytning av strømmingens grensesjikt, og en potensiell bedre strømningsinntrenging til finnerroten. I tillegg vil serraterringen av finnene minske varmepåkjeningen slik at finnehøyden kan lages høyere enn ved bruk av flate finner (Næss, 2010a).

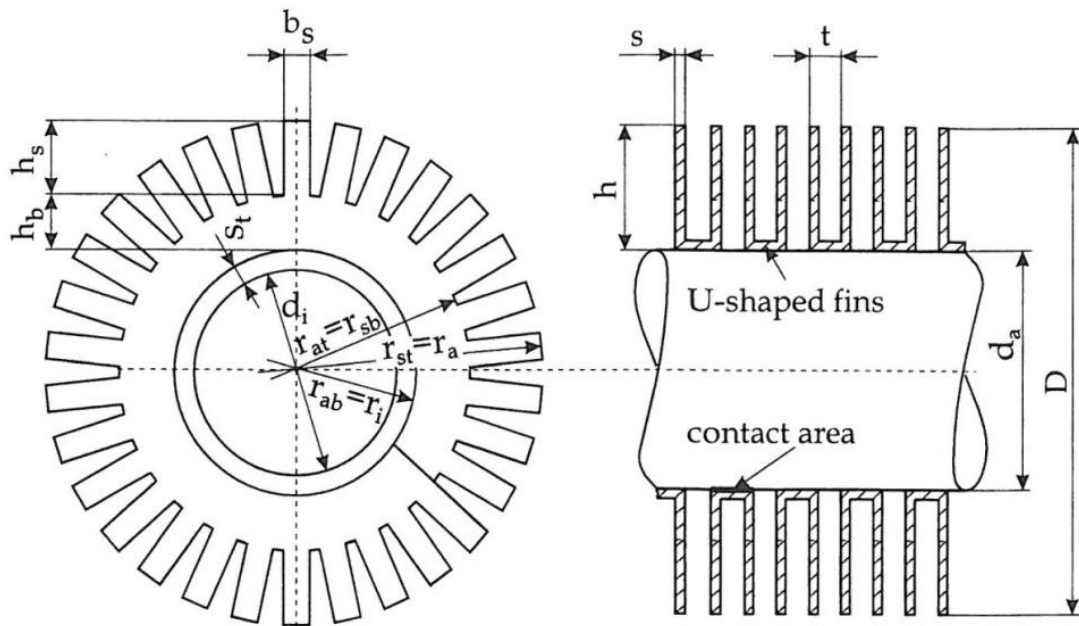
Korrelasjonene for varmeovergang og trykktap i en rørbunt er funksjoner av det som på den ene siden avhenger av geometriske parametere (finnehøyde, finnepitch, finnetykkelse, finnevidde, rørlayout, rørpitch), og på andre siden avhenger av fluidegenskapene sammen med tilstanden til fluidet.

Figur 37 viser de forskjellige typene av serraterte finner. For den L- og U-formede finnetypen eksisterer det et optimalt kontaktareal mellom finnen og røret, som dermed tilsier at disse finnetypene kan designes for en maksimering av varmeovergangsegenskapene. Alle disse finnetypene representeres i litteraturen, men tilsynelatende er mesteparten av varmeovergangs- og trykktapskorrelasjonene evaluert for rør med L- og I-formede finner (Ponweiser, 2009).



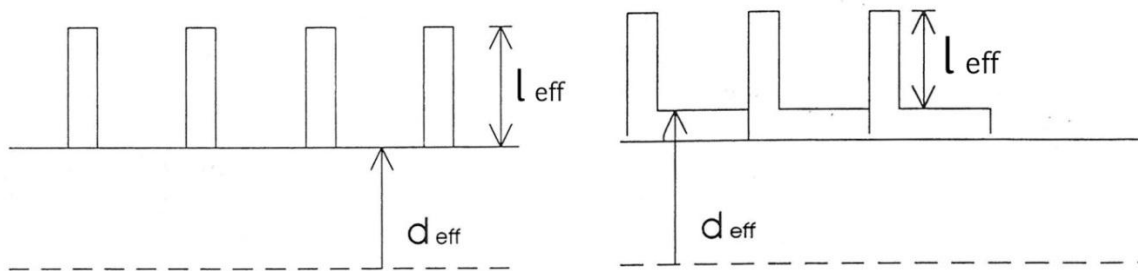
Figur 37: Utvalg av serraterbaserte finner (Ponweiser, 2009)

Figur 38 viser rør- og finnegeometrien med tilhørende notasjoner som blir anvendt for de geometriske parameterne i databasestrukturen.



Figur 38: Rør- og finnegeometri med notasjoner (Ponweiser, 2009)

For å kunne sammenligne et rør med I- eller G- finner og et rør med U- eller L-finner, er det nødvendig å innføre en effektiv finnehøyde og effektiv rørdiameter, som vist i Figur 39. Verdiene beregnes ut ifra Tabell 5 for den respektive finnetypen.

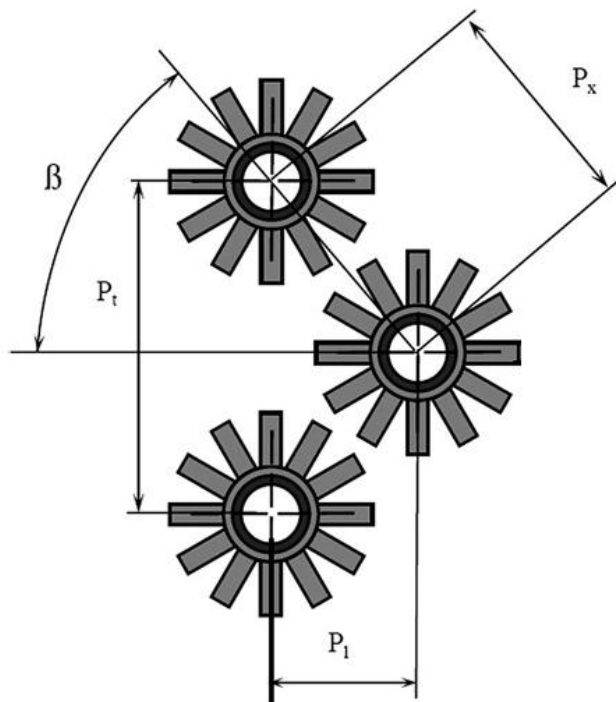


Figur 39: Effektiv finnehøyde og rørdiameter for I-finne og L-finne (Kaspersen, 1995)

	$d_{eff}$	$l_{eff}$	$D$
U- og L-finner	$d_a + 2s$	$h - s$	$d_{eff} + 2l_{eff}$
I- og G-finner	$d_a$	$h$	$d_{eff} + 2l_{eff}$

Tabell 5: Effektiv finnehøyde og rørdiameter, samt finnediameter for rør med finner

De serraterte rørene i en rørbunt kan enten arrangeres i et flukterende arrangement, det vil si rørradene ligger parallelt på linje med hverandre, eller i et forsatt arrangement, som vist i Figur 40. Et forsatt arrangement er blitt anbefalt etter et studie utført av Weiermann et al. (1978), hvor effekten av rørrangementet for den termiske ytelsen ble undersøkt. Et flukterende arrangement viste betydelig dårlige varmeovergangspotensiale, og er i tillegg mindre kompakt enn et forsatt arrangement. Den "ujevne" fordelingen av rørene er med på å øke turbulensen, men også øke trykktapet grunnet større strømningsresistans i kanalen. Påvirkningen av trykktapet kan være en viktig faktor å ta hensyn til under en optimalisering av varmevekslere med finnedede rør, siden en optimalisering også hentyder en minimering av nødvendig pumpekraft nødvendig (Hofmann et al., 2008a).



Figur 40: Rørbuntlayout for et forsatt arrangement (Næss, 2010a)

### 6.3 Forsøksdata etter 1995

Det er kun prioritert forsøksdata som er publisert etter 1995, og av serraterete finnedede rørbunter som er av et forsatt arrangement.

Trykktaps- og varmeovergangskaraktistikken ved bruk av serraterete finnedede rørbunter brukt i varmevekslere for termisk kraftproduksjon, er beskrevet og klargjort i Kawaguchi et al. (2004) og Kawaguchi et al. (2005). Her ble det utført en rekke tester av serraterete rørbunter for økt varmeovergang kontra de konvensjonelle rørbunter med flate finner, alle under de samme testforholdene. Rør med U-formede serrateringsfinner ble brukt i forsøkene. Se Vedlegg L for forsøksdata. Fra eksperimentene ble det trukket følgende konklusjoner fra resultatene:

- Ved en stor finnepitch ble trykktapet for de serraterete finnene høyere i forhold til med de flate finnene, og ved en liten finnepitch ble trykktapet til de serraterete finnene liten.
- Varmeovergangskoeffisienten kontra trykktapet var høyere for de serraterete finnene enn for de flate finnene. Men likevel var ikke varmeovergangsmengden kontra hvert identiske trykktap høyere for serraterete finner enn for de flate finnene grunnet reduksjonen i finnearealet.

Effekten av finnehøyde for trykktaps- og varmeovergangskarakteristikken har blitt grundigere undersøkt i Kawaguchi et al. (2006a) og Kawaguchi et al. (2006b). Resultatene viste at varmeovergangskoeffisienten er høyere og trykktapet lavere ved bruk av lave finnehøyder, for de flate finnene. For de serraterte finnene resulterte en høy finnehøyde i en høyere varmeovergangskoeffisient og et høyere trykktap, sammenliknet ved bruk av lave finner.

Eksperimentelle forsøk av forbedret varmeovergang og trykktap ved bruk av serraterte rørbunter med forskjellige geometrier er også blitt utført av Hofmann et al. (2008a). To finnegeometrier ble testet og analysert, henholdsvis rør med I- og U-formede finnetyper. Se Vedlegg M for forsøksdata.

I en annen undersøkelse gjort av Hofmann et al. (2008b), ble effekten av antall rørrader i en varmeveksler med serratert finnedet rør analysert. Det er vist at varmeovergangskoeffisienten på gassiden øker med antallet konsekutive rørrader i en krysstrøm for et forsatt arrangement, inntil en nærmest konstant verdi oppnås. Ifølge flere tilsvarende undersøkelser varierer den kritiske verdien fra 4 til 10 rørrader, med 8 som et uthevet tall.

En sammenliknende analyse av varmeovergang og trykktap i en varmeveksler med helikalske segmenterte finnedet rør, er blitt utført av Martinez et al. (2010). Analysen tar for seg en sammenlikning av gyldighetsgraden til fire forskjellige halvempiriske modeller for varmeovergang og trykktap for en rørbunt med et forsatt arrangement.

I en annen forskningsrapport for optimalisering av serratert-finnedet varmevekslere, utført av Lemouedda et al. (2011), ble det presentert resultater av numeriske beregninger for optimalisering av en slik enhet. Analysens optimaliseringsgrunnlag ble delt inn i tre hovedfelt; effekten av finneserratering kontra rør med flate finner, effekten av finnevidning på tuppen av serraterte finner, og effekten av antall finnesegmenter per periode. CFD-kalkulasjoner ble utført for å kunne fastslå effektene og resultatene.

Næss (2010a) og Ma et al. (2012) innehar de hittil nyeste eksperimentelle forsøksdataene for varmeovergang og trykktap i en serratert rørbunt av et forsatt arrangement. Begge studiene undersøker hvordan trykktaps- og varmeovergangskarakteristikken påvirkes med varierende rør-, rørbunt- og finneparametere. Se Vedlegg N og Vedlegg O for forsøksdataen fra studiene.



## 6.4 Databasestruktur

### 6.4.1 Oppbygging av databasestruktur

I denne oppgaven er en databasestruktur utarbeidet, hvor all relevant forsøksgeometri og måledata fra de eksperimentelle forsøkene kan legges inn. Det er tatt utgangspunkt i databasestrukturen beskrevet i Kaspersen (1995), som opprinnelig ble laget i det Windows-baserte databaseprogrammet Filmaker Pro 2.1. Databasestrukturen i denne oppgaven er kun laget som en mal i Excel, og er ikke implementert i et dedikert databaseprogram.

Den innsamlede forsøksdataen funnet i litteraturen, som alle representerer serraterte finnederørbaner av et forsatt arrangement, er tabellarisert og systematisert i Vedlegg L, M, N og O, for så blitt definert som poster i databasen. Hvert enkelt målepunkt er tildelt sin egen post i databasen. Det vil si at for en forsøksserie på fem målepunkter finnes det fem poster.

Vedlegg P inneholder to tabeller som representerer den hittil etablerte databasestrukturen, og viser hvordan postene i databasestrukturen er oppført. Geometrien til forsøksdataen som er innhentet er implementert, og hver post er tildelt et geometrinummer bestående av den første bokstaven i forfatterens etternavn, sammen med nummeret til den spesifikke testgeometrien. Postene er delt inn i flere felt som representerer den relevante informasjonen til rør- og finnegeometrien i eksperimentene, samt hvem målingene er utført av:

- Finnetype
- Transvers pitch
- Longitudinal pitch
- Finnehøyde
- Finnetykkelse
- Udekket rørdiameter
- Effektiv rørdiameter
- Effektiv finnediameter
- Finnepitch
- Segmentbredde
- Rørmateriale
- Finnemateriale

## 6.4.2 Videre arbeid med databasen

I tillegg til geometrioversikten består databasestrukturen av en tabellarisert sammenlikning mellom de resulterende varmeovergangs- og trykktapsverdiene i forsøkene. Som resultattabellen i Vedlegg P viser er ikke slike verdier implementert for de representerte geometrinumrene og måledataen funnet. Dette grunnet kompleksiteten av resultatpresentasjonen i hver av artiklene, og tidsmengden en oppnøsting av disse verdiene medfører. Resultatene er likevel gjort tilgjengelig i Vedlegg Q – T, og er alle presentert som i artiklenes originalform.

For å gjøre de forskjellige måleresultatene sammenlignbare benyttes dimensjonsløse uttrykk for varmeovergangen og trykktapet. Målingene for varmeovergang kan konverteres til Nusselt- og Reynolds-tall basert på diameter og massefluks. Trykktapsmålinger kan konverteres til Euler- og Reynolds-tall basert på massefluks. En kort oversikt av uttrykkenes definisjon følger:

Nu-tallet benyttes for å beskrive temperaturgradienten ved røroverflaten, gitt av likning (6.1).

$$Nu = \frac{hL}{k} \quad (6.1)$$

Re-tallet benyttes for å beskrive strømmingen på utsiden av rørene, og sier noe om forholdet mellom treghetskreftene og de viskøse kreftene. Gitt av likning (6.2).

$$Re = \frac{GL}{\mu} \quad (6.2)$$

Eu-tallet benyttes for å beskrive trykktapet, gitt av likning (6.3).

$$Eu = \frac{2 \cdot \Delta p \cdot \rho}{N_l \cdot G^2} \quad (6.3)$$

Korrelasjonene som anvendes for konvertering fra måledata til de dimensjonsløse verdiene i resultattabellen (Nu, Re og Eu), kan sees fra de spesifikke artiklene; (Kawaguchi et al., 2004), (Hofmann et al., 2008a), (Næss, 2010a) og (Ma et al., 2012).

For beregning av de dimensjonsløse uttrykkene, likning (6.1), (6.2) og (6.3), kan det tas utgangspunkt i ulike definisjoner av den karakteristiske lengdeenheten,  $L$ , og av fluidets massefluks,  $G$ . Generelt baseres uttrykkene som oftest med den effektive utsidediameteren av røret, og massefluksen i det trangeste tverrsnittarealet i rørbunten.

Men siden de dimensjonsløse tallene kan regnes med ulike utgangspunkt, er det viktig å presisere hvilke definisjoner de ulike forsøksresultatene har basert sine Nu-, Re- og Eu-tall på. Vedlegg Q – T inneholder de resulterende varmeovergang- og trykktapskarakteristikkene fra de nevnte artiklene. Resultatene er alle presentert i graf-form, hvor de dimensjonsløse uttrykkene er basert på en karakteristisk lengde- og massefluksdefinisjon som vist i Tabell 6.

Målinger utført av	Karakteristisk lengde, $L$	Massefluksdefinisjon, $G$
(Kawaguchi et al., 2004)	Hydrauliske diameteren: $L = d_h$	Massefluksen ble basert på hastigheten mellom rørene.
(Hofmann et al., 2008a)	Udekket rørdiameter: $L = d_s$	Massefluksen ble basert på hastigheten i netto fritt strømningsareal i en rørrad.
(Næss, 2010a)	Effektiv utsidediameter: $L = d_{eff}$	Massefluksen ble basert på hastigheten i det trangeste tverrsnittarealet for strømmingen i rørbunten.
(Ma et al., 2012)	Ytre rørdiameteren, $d_o$ , som vil være lik $d_{eff}$ for et rør med I-finner, som er tilfellet for forsøkene: $L = d_{eff}$	Massefluksen ble basert på hastigheten i det trangeste tverrsnittarealet for strømmingen i rørbunten.

**Tabell 6: Karakteristisk lengde- og massefluksdefinisjoner i konvertering til Nu, Re og Eu for de ulike forsøksresultatene**

For en eventuell videre utarbeidelse av databasen må varmeovergangs- og trykktapsverdiene fra de ulike måleresultatene konverteres til dimensjonsløse verdier som tar utgangspunkt i de samme lengde- og massefluksdefinisjonene. Verdiene må systematiseres på en slik måte at de lett kan sammenliknes og anvendes for en mulig utvikling av nye korrelasjoner for varmeovergang og trykktap for rørbunter med bruk av rør med serraterte finner.



## 7 Konklusjon

---

I denne hovedoppgaven har fenomener som kan påvirke dampkjelens ytelse og levetid negativt blitt analysert og anbefalinger til robustifiseringer av kjelen er gitt. I den forbindelse er det ferdigstilt et beregningsverktøy for termisk-hydraulisk ytelse av en dampkjel sammensatt av flere kjelkomponenter (fallkammer, røykrørskjel, ekonomiser), som viser god gyldighet under en sammenlikning med tilsvarende beregningsresultater gjort for en lik dampkjelkonfigurasjon.

Beregningsgrunnlaget er deretter blitt brukt i etablering av nye beregningsmodeller i en skjevfordelingsanalyse av fordamperspakkene, hvor innflytelsen av skjevfordelt strømming forårsaket av ujevn beleggdannelse (fouling) på varmeovergangsflatene i dampkjelens fallkammer, og fortetninger av røykgassens strømmingstverrsnittareal ved ekstreme foulingscenarioer, har vært analyseobjekter i simuleringene.

Skjevfordelingen er et resultat av en utligning av trykktapsdifferansen mellom rørene som oppstår hovedsakelig grunnet ulike fordampningsrater, massetettheter, og dermed ulike friksjon, - akselerasjon- og gravitasjonstrykktap.

I forkant av skjevfordelingsanalysen ble det gjennomført et litteraturstudie av CHF ved koking i horisontale rør hvor relevant bakgrunnsstoff for problemstillingen ble innhentet. Det ble funnet at den asymmetriske fordelingen av vann- og dampfasen, grunnet gravitasjonseffekten, påvirker kokeprosessen siden lagdeling kan oppstå ved lave massestrømmer, som igjen kan føre til overoppheting av rørets overside ved forholdsvis lave varmeklukser.

Mesteparten av de eksisterende CHF-korrelasjonene er tilegnet koking i vertikale rør, men kan benyttes for horisontale rør så lenge massefluksene er over 3500 – 4000 kg/m<sup>2</sup>s, hvor orienteringseffekten vil ha liten betydning for rørets CHF. Siden massefluksene i Energos sine fordamperrør typisk er lavere enn dette (ca. 500 kg/m<sup>2</sup>s), må orienteringseffekten ivaretas i CHF-funksjonen. Groeneveld sin beregningsmodell gjør nettopp dette samt viser gode nøyaktighetsresultater, og er derfor valgt og anvendt i CHF-analyser som funksjon av skjevfordelingsgraden i systemet.

Det ble funnet at fordamperspakkene lengst oppe i dampkjelens fallkammer vil lide av en kraftig skjevfordeling av massestrømmen til de mellomliggende rørene i fordamperspakken hvis fallkammeret blir utsatt for kraftige beleggdannelser, og ingen robustifiserende tiltak er implementert. Dette grunnet fremtredelsen av en kraftig avkoking og store friksjonstrykktap i rørene som utsettes for røykgassens ekstreme varmeklukser (høy temperatur og redusert strømmingstverrsnittareal), sammenliknet med gravitasjonstrykktapet som dominerer de gjengroddede rørene som kun inneholder vann i enfase.

Det mest kritiske området i fallkammeret er de øverste rørene i øverste rørpakken, hvor røykgasstemperaturen varierer mellom 900 – 950 °C og rørene er utsatt for et ekstra stort strålingsbidrag og foulingpotensiale. I dette området registreres en skjevfordeling på 10/90 % mellom et rør med lav beleggdannelse (høy varmekraft) og et rør fullstendig gjengrodd (ingen varmekraft), som resulterer i et strømningsmønster i det utsatte røret som gir en uakseptabel liten margin for CHF, tørrkoking og en mulig burnout.

Rørpakkene nederst i fallkammeret har derimot en lav risiko for skjevfordeling siden området domineres av moderate røykgasstemperaturer (ca. 500 °C) og varmekraft, og den lave trykktapsdifferansen mellom et gjengrodd rør og et utsatt rør resulterer i en mindre kritisk skjevfordeling enn ved høyere temperaturer, ca. 35/65 %. Dette siden friksjonstrykktapet i røret med koking ikke er betydelig mye høyere sammenliknet med gravitasjonstrykktapet til det gjengrodde røret med vann i enfase.

Basert på disse funnene anbefales en robustifisering av systemet. Robustifisering av systemet gjøres ved å påtvinge ytterligere trykktap i rørene i fordamperspakkene, som da utjevner skjevfordelingen og gir større margin for CHF. Dette innebærer innsetting av innsnevringdyser (hullboringer) fra innløpsmanifolden til de mange rørene internt i rørpakken, samt innsetting av innsnevringdyser (metalldisker) i overgangen fra stigerøret og inn på innløpsmanifolden til rørpakkene.

Med det kritiske området som utgangspunkt ble det funnet at med dyser (9 mm) vil marginen for CHF økes betraktelig, der den virkelige varmekraften er ca. 40 % ifra å nå CHF-verdien til systemet, og med dyser (5 mm) økes marginen til ca. 50 %. Begge dysediameterne ansees som motstandsdyktige for en mulig oppnåelse av CHF i rørene, selv med en antatt usikkerhetsmargin på  $\pm 30$  % grunnet grovheten av beregningsgrunnlaget.

For en avsluttende anbefaling for endelig robustifiserings-strategi av systemet må også det økte trykktap, og da økt nødvendig pumpekraft for vannkretsen, sees i sammenheng med robustheten oppnådd og det totale energibehovet til anlegget. Dyser på 9 mm resulterer i en 6 % økning av pumpekraften (0,2 bar), mens dyser på 5 mm resulterer i et ekstra pumpearbeid på 47 % (1,5 bar), med utgangspunkt i en typisk sirkulasjonspumpe anvendt for vannkretsen.

## 8 Forslag og anbefalinger til videre arbeid

---

I en videreføring av denne hovedoppgaven anbefales følgende punkter innen hver av rapportens fire hoveddeler, sammen med forslag til andre robustifiseringsalternativer det kan være interessant å se på:

### Beregningsprogrammet:

- Øke brukervennligheten ved å implementere det nå regnearkbaserte programmet i for eksempel Visual Basics.
- Utarbeide formelverk for bruk av rør med serraterte finner, for så å implementere det.

### Rør med serraterte finne:

- Implementere den nå regnearkbaserte databasestrukturen i et dedikert databaseprogram, som for eksempel Microsoft Access.
- Implementere varmeovergangs- og trykktapsverdiene fra de ulike forsøksdataene presentert i rapporten.
- Konvertere de dimensjonsløse verdiene ( $Re$ ,  $Nu$ ,  $Eu$ ) slik at de tar utgangspunkt i de samme lengde- og massefluksdefinisjonene, og da kan systematiseres på en slik måte at de lett kan sammenliknes og anvendes for en mulig utvikling av nye korrelasjoner.
- Se på bruken av serraterte finner i økonomiserdelen, og den eventuelle økte risikoen av fortetningsgraden i enheten dette kan medføre.

### Kritisk varmefluks (CHF) ved koking i horisontale rør:

- For å bedre den allerede eksisterende modellen er det mulig å utvikle en mer fullkommen CHF-korrelasjon som tar utgangspunktet i det globale forholdet til vann/damp-strømningen.
- Effekten av ujevn varmefluks, oppstrøms svinger og bølgeforstyrrelse, kan være parametere som er inngår i CHF-funksjonen.

### Skjevfordeling i fordamperepakker:

- Videreføre analysen med andre dysediametere, massestrømmer, fouling- og temperatursituasjoner ved bruk av den utarbeidede beregningsmodellen for skjevfordeling i en fordamperepakke.
- Gjennomføre en detaljert analyse på massestrømdistribusjonen i manifolder, og den potensielle skjevfordelingen til de mange rørene som oppstår ved bruk av forskjellige geometrier av innsnevringdyser (metalldisker), samt inntrengningsdybden til rørene.

- Utføre en fullstendig analyse av skjevfordelingen mellom de ulike fordampelseksjonene forårsaket av ulike trykkprofiler, i form av å utarbeide et beregningsgrunnlag og modeller som kan brukes i en detaljert diskusjon av problemet.

#### Andre robustifiseringsalternativer:

- Se på effekten av en oppdeling av fordamperspakkene som vil resultere i kortere rørlengder og en mulig økning av CHF-marginen.
- Se på mulighetene for andre fordamperspakkedesigner i fallkammeret. For eksempel effekten av å sende vann fra toppmanifold til bunnmanifold i rørpakken.
- Se på effekten av bruk av et strålingskammer mellom brennkammeret og fallkammer. Hvor stort må et eventuelt strålingskammer være for redusere den kritiske tilstanden i topp av fallkammer? En avveining mellom økt areal/heteflate og kostnadene dette medfører grunnet plass og vekt.
- Utforske tilgangen på nye renseteknologier for fjerning av partikler og sot i røygassen for å minke utfellingspotensialet, og/eller andre teknikker for å rense heteflatene i fallkammeret.
- Utforske utfellingspotensialet på vannsiden i fordamperspakkene grunnet mulig urent matevann. Effekten av eventuelle beleggdannelser på rørsiden, og risikoen for CHF, fortetning av vannstrømmen og en potensiell utbuling av rørene dette kan medføre.



## 9 Referanseliste

---

- ABLANQUE, N., OLIET, C., RIGOLA, J., PÉREZ-SEGARRA, C. D. & OLIVA, A. 2010. Two-phase flow distribution in multiple parallel tubes. *International Journal of Thermal Sciences*, 49, 909-921.
- AHMAD, M., BERTHOUD, G. & MERCIER, P. 2009. General characteristics of two-phase flow distribution in a compact heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 442-450.
- BAIKIN, M., TAITEL, Y. & BARNEA, D. 2010. Flow Rate Maldistribution in Multi Heated Parallel Pipes. *ASME Conference Proceedings*, 2010, 375-384.
- BECKER, K. M. 1971. Measurement of burnout conditions for flow of boiling water in horizontal round tubes.
- BUONGIORNO, J. 2010. Notes on two-phase flow, boiling heat transfer, and boiling crisis in PWEs and BWRs.
- CELATA, G. P., CUMO, M., MARIANI, A., SIMONCINI, M. & ZUMMO, G. 1994. Rationalization of existing mechanistic models for the prediction of water subcooled flow boiling critical heat flux.
- COLLIER, J. G. 1983a. Boiling within vertical tubes. *Heat exchanger design handbook*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- COLLIER, J. G. 1983b. Convective boiling inside horizontal tubes. *Heat exchanger design handbook*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- DATTA, A. B. & MAJUMDAR, A. K. 1980. Flow distribution in parallel and reverse flow manifolds. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2, 253-262.
- DELFINETUBE. 2012. *Delfine Tube* [Online]. Available: <http://www.delfintubes.com/> [Accessed 28/05 2012].
- EINUNGBREKKE, E. 2010. Identifisering støv i 2 prøver. Molab AS.
- ENER-G. 2010. *Energos - Energy from waste* [Online]. Available: <http://www.energ.co.uk/> [Accessed 13/09/2011 2011].
- ENERGOS 2008a. Drawing no.: 8012-PP-PB-005. In: BOILER, E. F. E. P. I. (ed.).
- ENERGOS 2008b. Drawing no.: 22809-40. In: 1/2, E. S. P. (ed.).
- ESDU 1989. BOILING INSIDE TUBES: Critical Heat Flux for Flow in Uniformly Heated Horizontal Tubes. *ESDU*.
- GHIAASIAAN, S. M. 2008. *Two-Phase Flow, Boiling, and Condensation*.
- GROENEVELD, D. C., CHENG, S. C. & DOAN, T. 1986. 1986 AECL-UO Critical Heat Flux Lookup Table. *Heat Transfer Engineering*, 7, 46-62.
- HALVORSEN, P. 2010. Energos, Sarpsborg 2, type 52.
- HESSON, G. M., FITZSIMMONS, D. E. & BATCH, J. M. 1964. Comparison of boiling burnout data for 19-rod bundles in horizontal and vertical positions.
- HEWITT, G. F. 2011. *Gas-Liquid Flow* [Online]. Thermopedia. Available: <http://www.thermopedia.com/content/2/> [Accessed 02/04/2012 2012].
- HOFMANN, R., FRASZ, F. & PONWEISER, K. 2008a. Experimental Analysis of Enhanced Heat Transfer and Pressure-Drop of Serrated Finned-Tube Bundles with different Fin Geometries.

- HOFMANN, R., FRASZ, F. & PONWEISER, K. 2008b. Experimental Heat Transfer Investigation of Tube Row Effects at Air-Side Heat Exchanger with Serrated Finned-Tubes.
- HOTTEL, H. C. & SAROFIM, A. F. 1967. Gas Emissivities and Absorptivities. *Radiative Transfer*.
- INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L. & LAVINE, A. S. 2007. *Fundamentals of heat and mass transfer*, New York, Wiley.
- KANDLIKAR, S. G. 2001. Critical heat flux in subcooled flow boiling - an assessment of current understanding and future directions for research.
- KASPERSEN, T. 1995. *Varmeovergang og trykktap på gassiden i en avgassdampkjel*. Norges Tekniske Høgskole.
- KAWAGUCHI, K., OKUI, K., ASAI, T. & HASEGAWA, Y. 2006a. The heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (effects of fin height on pressure drop characteristics). *Heat Transfer—Asian Research*, 35, 179-193.
- KAWAGUCHI, K., OKUI, K., ASAI, T. & HASEGAWA, Y. 2006b. The heat transfer and pressure drop characteristics of the finned tube banks in forced convection (effects of fin height on heat transfer characteristics). *Heat Transfer—Asian Research*, 35, 194-208.
- KAWAGUCHI, K., OKUI, K. & KASHI, T. 2004. The heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the pressure drop characteristics of spiral fins and serrated fins). *Heat Transfer—Asian Research*, 33, 431-444.
- KAWAGUCHI, K., OKUI, K. & KASHI, T. 2005. Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the heat transfer characteristics between spiral fin and serrated fin). *Heat Transfer—Asian Research*, 34, 120-133.
- KIM, N.-H. & SIN, T.-R. 2006. Two-phase flow distribution of air–water annular flow in a parallel flow heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow*, 32, 1340-1353.
- LEE, J. K. & LEE, S. Y. 2004. Distribution of two-phase annular flow at header–channel junctions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, 217-222.
- LEMOUEDDA, A., SCHMID, A., FRANZ, E., BREUER, M. & DELGADO, A. 2011. Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 31, 1393-1401.
- LIS, J. & STRICKLAND, J. A. 1970. LOCAL VARIATIONS OF HEAT TRANSFER IN A HORIZONTAL STEAM EVAPORATOR TUBE. *Journal Name: pp B4.6.1-12 of Heat Transfer 1970. Vol. V. /Grigull, Ulrich (ed.). Amsterdam Elsevier Publishing Co. (1970).; Other Information: From 4. international heat transfer conference; Paris-Versailles, France (31 Aug 1970). Orig. Receipt Date: 31-DEC-72, Medium: X.*
- MA, Y., YUAN, Y., LIU, Y., HU, X. & HUANG, Y. 2012. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated finned tube banks with staggered layouts. *Applied Thermal Engineering*, 37, 314-323.
- MARTINEZ, E., VICENTE, W., SOTO, G. & SALINAS, M. 2010. Comparative analysis of heat transfer and pressure drop in helically segmented finned tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 30, 1470-1476.
- MEHROTRA, A. K., KARAN, K. & BEHIE, L. A. 1995. Estimate Gas Emissivities for Equipment and Process Design. *Chemical Engineering Progress*.

- MELLO, F. P. 1991. Boiler models for system dynamic performance studies. *Power Systems, IEEE Transactions on*, 6, 66-74.
- MERILO, M. 1977. Critical heat flux experiments in a vertical and horizontal tube both with Freon-12 and water as coolant.
- MERILO, M. 1979. Fluid-to-fluid modeling and correlation of flow boiling crisis in horizontal tubes.
- MERILO, M. & AHMAD, S. Y. 1979. The effect of diameter on vertical and horizontal flow boiling crisis in a tube cooled by Freon-12.
- MINZER, U., BARNEA, D. & TAITEL, Y. 2006. Flow rate distribution in evaporating parallel pipes—modeling and experimental. *Chemical Engineering Science*, 61, 7249-7259.
- NATAN, S., BARNEA, D. & TAITEL, Y. 2003. Direct steam generation in parallel pipes. *International Journal of Multiphase Flow*, 29, 1669-1683.
- NESJE, J. R. 2011. *Project thesis: Steam boilers for municipal solid waste plants*. Norwegian University of Science and Technology.
- NÆSS, E. 2006. BOILER. Trondheim: NTNU, Department of Energy and Process Engineering.
- NÆSS, E. 2010a. Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in serrated-fin tube bundles with staggered tube layouts. *Applied Thermal Engineering*, 30, 1531-1537.
- NÆSS, E. 2010b. Kap 5: Beleggdannelse i varmevekslere. In: NÆSS, E. (ed.) *Kompendium i Industriell Varmeteknikk*. Institutt for energi- og prosesseteknikk.
- NÆSS, E. 2010c. Varmeovergang ved koking. In: NÆSS, E. (ed.) *Kompendium i Industriell Varmeteknikk*. Institutt for energi- og prosesseteknikk.
- PIORO, I. L., GROENEVELD, D. C., LEUNG, L. K. H., DOERFFER, S. S., CHENG, S. C., ANTOSHKO, Y. V., GUO, Y. & VASIC, A. 2002. Comparison of CHF measurements in horizontal and vertical tubes cooled with R-134a.
- PONWEISER, K. 2009. *Experimental and Numerical Gas-Side Performance Evaluation of Finned-Tube Heat Exchangers*. Technischen Universität Wien.
- ROBERTSON, J. M. 1973. *Dryout in Horizontal Hairpin Waste-heat Boiler Tubes*, Atomic Energy Research Establishment.
- SAHA, D. 2005. Local Phenomena Associated with Natural Circulation. Bhabha Atomic Research Center, India.
- SCHMIDT, K. R. 1960. Thermodynamic investigations of highly loaded boiler heating surfaces.
- SIEGEL, R. & HOWELL, J. R. 1992. Exchange of Total Radiation in an Enclosure by Application of Mean Beam Length. *Thermal Radiation Heat Transfer*. 3rd ed.
- TAITEL, Y. & DUKLER, A. E. 1986. Flow pattern transitions in gas-liquid systems: Measurement and modeling.
- TALER, D., TROJAN, M. & TALER, J. 2009. Numerical Modeling of Cross-Flow Tube Exchangers with Complex Flow Arrangements. *Evaporation, Condensation and Heat Transfer*.
- THOME, J. R. 2007. Boiling Heat Transfer Inside Plain Tubes. *Engineering Data Book III*. Wolverine Tube Inc.
- TRUELOVE, J. S. 1983a. Heat transfer in furnaces. *Heat exchanger design handbook*. Düsseldorf: VDI-Verlag.

- TRUELOVE, J. S. 1983b. The stirred-reactor furnace model. *Heat exchanger design handbook*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- VAKKILAINEN, E. & HYPPÄNEN, T. 2008. *Radiative Heat Transfer in Boiler Furnaces*. Lappeenranta University of Technology.
- WATERS, E. D., ANDERSON, J. K., THORNE, W. L. & BATCH, J. M. 1964. Experimental observations of upstream boiling burnout.
- WEIERMANN, C., TABOREK, J. & MARNER, W. J. 1978. Comparison of inline and staggered banks of tubes with segmented fins.
- WHALLEY, P. B. 1987. *Boiling, Condensation, and Gas-Liquid Flow*, Department of Engineering Science, University of Oxford.
- WONG, Y. L., GROENEVELD, D. C. & CHENG, S. C. 1990. CHF prediction for horizontal tubes.

## 10 Vedlegg

### Vedlegg A – Beregningsgrunnlag for gasstrålingsbidrag

Tabell over koeffisienter brukt for kalkulasjoner av strålingsevnen til CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O og en blanding av de to gassene (Siegel and Howell, 1992).

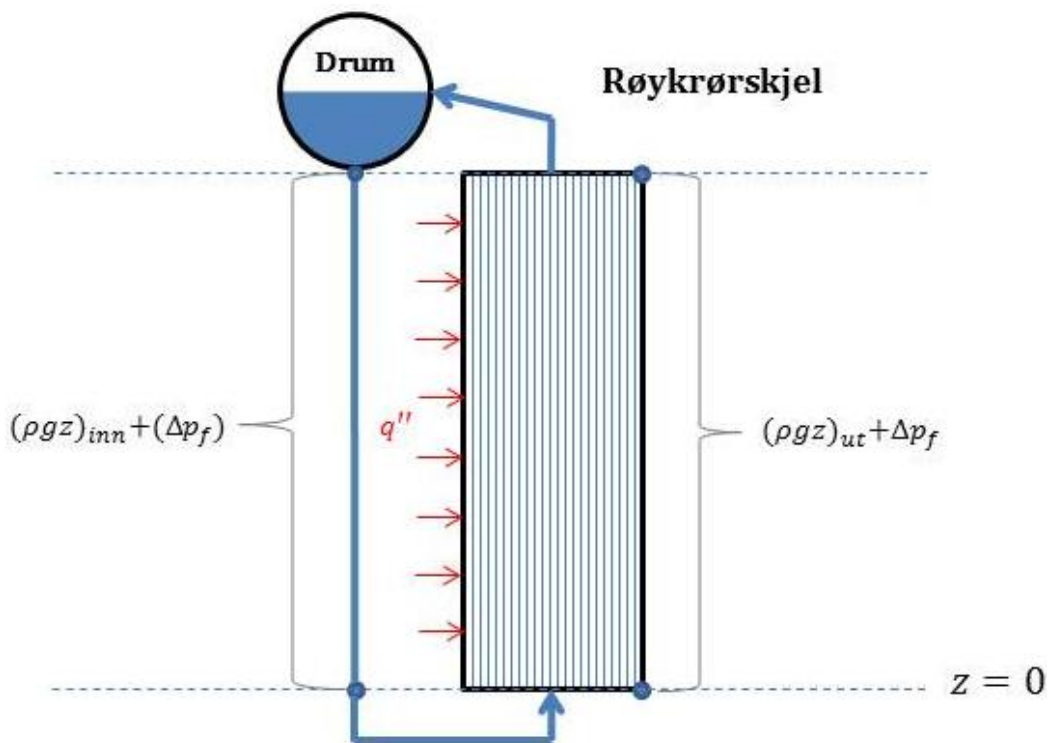
$i$	$k_i$	$b_{1,i} \times 10^1$	$b_{2,i} \times 10^4$	$b_{3,i} \times 10^7$	$b_{4,i} \times 10^{11}$
Carbon dioxide, $p_c \rightarrow 0$ atm					
1	0.3966	0.4334	2.620	-1.560	2.565
2	15.64	-0.4814	2.822	-1.794	3.274
3	394.3	0.5492	0.1087	-0.3500	0.9123
Water vapor, $p_w \rightarrow 0$ atm					
1	0.4098	5.977	-5.119	3.042	-5.564
2	6.325	0.5677	3.333	-1.967	2.718
3	120.5	1.800	-2.334	1.008	-1.454
Water vapor, $p_w = 1.0$ atm					
1	0.4496	6.324	-8.358	6.135	-13.03
2	7.113	-0.2016	7.145	-5.212	9.868
3	119.7	3.500	-5.040	2.425	-3.888
Mixture, $p_w/p_c = 1$					
1	0.4303	5.150	-2.303	0.9779	-1.494
2	7.055	0.7749	3.399	-2.297	3.770
3	178.1	1.907	-1.824	0.5608	-0.5122
Mixture, $p_w/p_c = 2$					
1	0.4201	6.508	-5.551	3.029	-5.353
2	6.516	-0.2504	6.112	-3.882	6.528
3	131.9	2.718	-3.118	1.221	-1.612

$P = 1$  atm,  $0.001 \leq \rho S \leq 10.0$  atm-m,  $600 \leq T \leq 2400$  K

## Vedlegg B – Funksjon av røykrørskjel

I røykrørskjelen sirkulerer vannet fra drummen, ned gjennom fallrøret, opp gjennom selve røykrørsseksjonen (hvor varme tilføres vannet fra røkgassen) før vann/damp returneres tilbake til drummen.

Det er ingen pumpe til å drive sirkulasjonen av vannet i denne kretsen. Drivkraften for væskesirkulasjonen er forskjellen i tettheten for vannet i drummen/fallrøret og tettheten for vann- og dampblandingen i røykrørsseksjonen. Når varme tilføres røykrørsseksjonen øker temperaturen på vannet, og ved økende varmetilførsel begynner vannet omsider å koke og det oppstår en tofase strømning i kjelseksjonen.



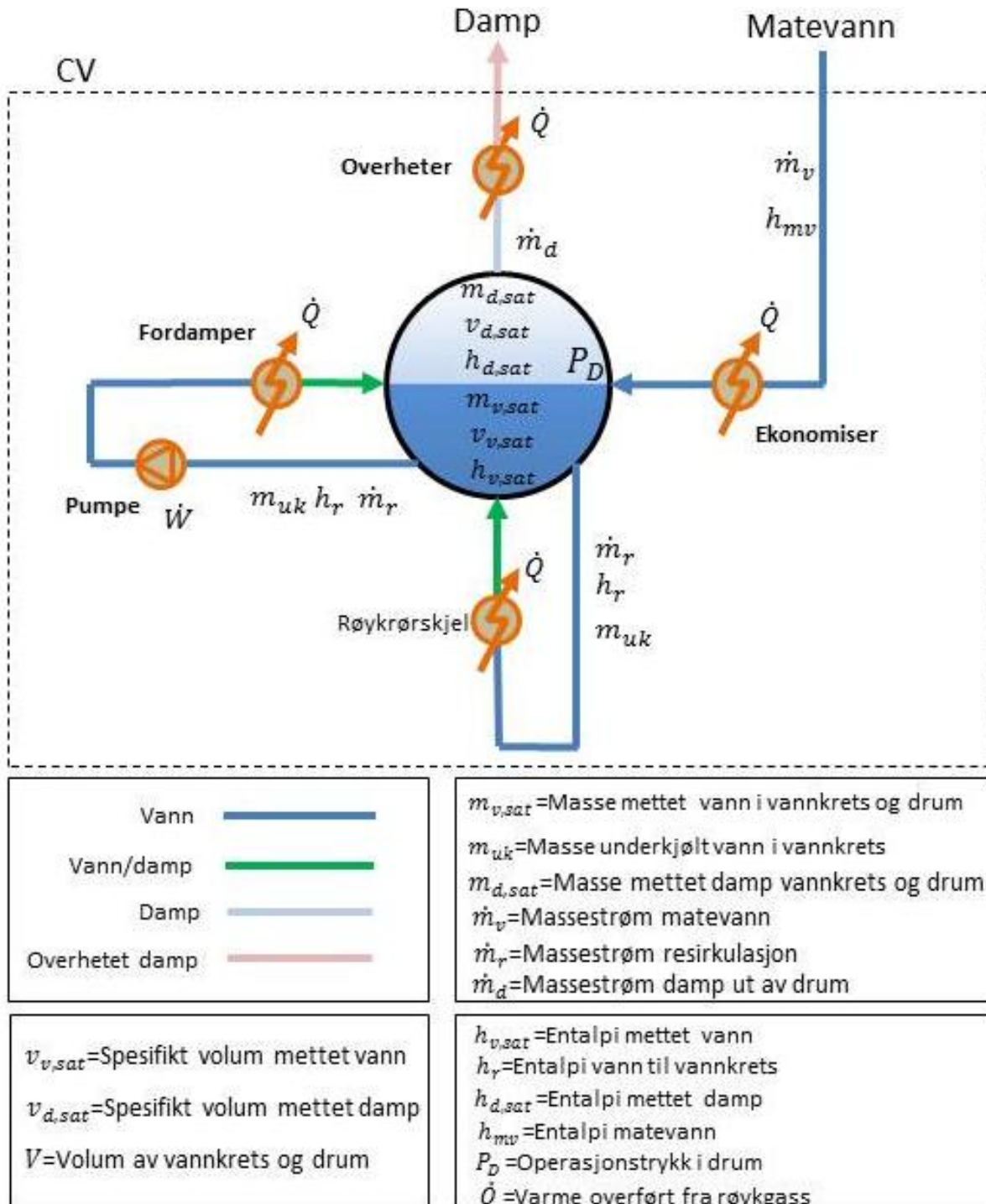
Den gjennomsnittlige verdien på tettheten for vann- og dampinnholdet i røykrørsseksjonen er lavere enn enfase vann i drummen/fallrøret. Denne tetthetsforskjellen driver vannet fra fallrøret, inn i røykrørsseksjonen, gjennom røykrørsseksjonen og tilbake til drummen.

Sirkulasjonsraten for vannet gjennom kretsen vil variere med tilført varmemengde i røykrørsseksjonen. Før varme tilføres kan man anta at temperaturen i systemet er homogen, og det er ingen tetthetsforskjeller og dermed ingen sirkulasjon i kretsen. Startes så varmetilførsel, øker temperaturen på vannet i røykrørsseksjonen, tettheten for vannet der blir da lavere, og væskesøylen i fallrøret begynner å trykke vann inn i røykrørsseksjonen slik at sirkulasjon starter.

Ved en gitt varmetilførsel innstilles sirkulasjonsrate på et nivå der friksjonstrykktapet og vekten av væskesøylene i fallrøret og røkrørsseksjonen er balansert. Økes tilført varmemengde, så øker sirkulasjonen. Men ved en høy nok tilført varmefluks blir strømningstrykktapet i den kokende tofaseblandingen i røyrørskjelen såpass dominerende at sirkulasjonsraten kan gå nedover igjen. Økes tilført varmemengde ytterligere blir det mer og mer damp i systemet, og sirkulasjonsraten reduseres ytterligere og faren for "burnout" er da stigende.

## Vedlegg C – Energi- og massebalanse i sammensatt dampkjel

En skjematisk oversikt over væskesidens tilstander gjennom den sammensatte dampkjelen, med drummen i sentrum, er illustrert. De tilhørende energi- og massebalansene for systemets definerte kontrollgrense er foreslått, og tar utgangspunkt i metodikken til Mello (1991).





**Massebalanse:**

$$\frac{d}{dt}(m_{v,sat} + m_{uk} + m_{d,sat}) = \dot{m}_v - \dot{m}_d$$

**Volumbalanse:**

$$(m_{v,sat} + m_{uk})v_{v,sat} + m_{d,sat}v_{d,sat} = V$$

**Energibalanse:**

$$\begin{array}{ccc} \dot{E}_{inn} - \dot{E}_{ut} & = & \Delta \dot{E}_{system} = 0 \\ \left[ \begin{array}{l} \text{Netto energiovergang ved} \\ \text{varme, arbeid og masse} \end{array} \right] & \left[ \begin{array}{l} \text{Endring i indre-, kinetisk} \\ \text{-og potensiell energi} \end{array} \right] & \left[ \text{Stasjonær tilstand} \right] \end{array}$$

$$\dot{E}_{inn} = \dot{E}_{ut} \quad [kW]$$

$$\dot{E}_{inn} = \left( \dot{m}h + \frac{V^2}{2}\dot{m} + \dot{m}gz \right)_{inn} - \dot{Q}_{tap} - \dot{W}_{ut}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( m_{v,sat}h_{v,sat} + m_{uk} \frac{h_{v,sat} + h_r}{2} + m_{d,sat}h_{d,sat} - \frac{144V}{J}P \right) \\ = \dot{Q} + \dot{m}_r h_r - (\dot{m}_r - \dot{m}_v)h_{v,sat} - \dot{m}_d h_{d,sat} \end{aligned}$$

**Entalpien av vannet til vannkretsen:**

$$h_r = \frac{(\dot{m}_r - \dot{m}_v)h_{v,sat} + \dot{m}_v h_{mv}}{\dot{m}_r}$$

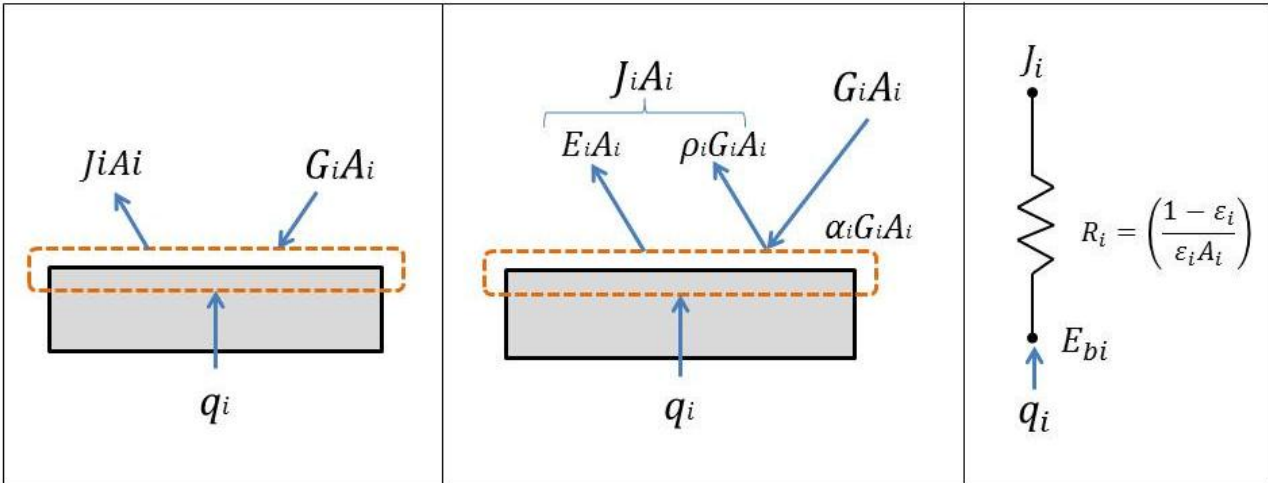
## Vedlegg D – Oppsett av det tilhørende beregningsprogrammet

Fargekoder	Beskrivelse
<b>Input</b>	Grønt representerer de feltene som krever en manuell input av verdier, som da er de variablene som beregningsresultatene er en funksjon av.
<b>Output</b>	Blått representerer de feltene som gir modellenes output-verdier, og inneholder formelverk som <b>IKKE</b> må endres!
<b>Sammendrag</b>	Orange representerer tabeller med oppsummeringer, resultater eller datatabeller i regnearket. Verdiene i feltene må <b>IKKE</b> endres!
<b>Macro: ctrl+[bokstav]</b>	Feltet antyder at det må aktiveres en makro for å utføre beregningen. Dette gjøres ved å holde inne CTRL-tasten + den tilegnede bokstaven.

Regneark	Navn	Innhold
-	<b>Energos Model 51-52</b>	Oversikt over operasjonsspesifikasjoner av Energos' dampkjelmodell 51-52, hentet fra Energos' egen rapport
<b>1</b>	<b>Dampkjel sammensatt</b>	Beregningsresultater og konvergeringsstrategi for den sammensatte dampkjelen
<b>1.1</b>	<b>Evap1</b>	Varmeovergang, dampproduksjon og trykktap i enheten
<b>1.2</b>	<b>Evap2</b>	Varmeovergang, dampproduksjon og trykktap i enheten
<b>1.3</b>	<b>Evap3</b>	Varmeovergang, dampproduksjon og trykktap i enheten
<b>1.4</b>	<b>Evap4</b>	Varmeovergang, dampproduksjon og trykktap i enheten
<b>1.5</b>	<b>Membranvegg</b>	Varmeovergang og dampproduksjon i enheten
<b>1.6</b>	<b>Overheter1</b>	Varmeovergang og trykktap i enheten
<b>1.7</b>	<b>Overheter2</b>	Varmeovergang og trykktap i enheten
<b>1.8</b>	<b>RRKjel-del1</b>	Varmeovergang, dampproduksjon og trykktap i enheten
<b>1.9</b>	<b>RRKjel-del2</b>	Varmeovergang, dampproduksjon og trykktap i enheten
<b>1.10</b>	<b>Eko</b>	Varmeovergang og trykktap i enheten
<b>2</b>	<b>CASE - Sammenlikning</b>	Sammenlikning mellom beregningsresultater og faktiske måling, eller tilsvarende beregningsresultater
<b>3</b>	<b>CASE - Strålingsbetydning</b>	Presentasjon av hvor/når i dampkjelen strålingseffekten fra røygassen har en betydelig effekt på beregningsresultatene
<b>4</b>	<b>CASE - Skjevfordeling</b>	Beregningsmodell for skjevfordeling i en fordamperspakke for to parallelle rør med forskjellige beleggmodstand/varmeovergang, samt robustifiseringskalkulasjoner
<b>5.1</b>	<b>Stråling Data</b>	Anvendt modell for strålingsbidraget fra røygass
<b>5.2</b>	<b>RG Data</b>	Anvendt modell for de fysiske egenskapene for røygass
<b>5.3</b>	<b>Vann Data</b>	Anvendt modell for de fysiske egenskapene for vann

## Vedlegg E – Strålingsevne til en diffus overflate

Figuren og likningen viser hvordan strålingsevnen til en diffus overflate kan beskrives rent teoretisk, hvor  $q_i$  representerer netto energirate av stråling som forlater overflaten. Det vil si raten av nødvendig energi som må overføres til overflaten for å opprettholde den ved en konstant temperatur (Incropera et al., 2007).



$$q_i = A_i(J_i - G_i) = A_i(E_i - \alpha G_i)$$

$$J_i = E_i + \rho_i G_i = \epsilon_i E_{bi} + (1 - \epsilon_i) G_i$$

$$\rho_i = 1 - \alpha_i = 1 - \epsilon_i$$

$$\epsilon = \frac{\text{stråling fra overflaten}}{\text{stråling fra sort legeme}} = \frac{E}{E_b}$$

$$E_b = E_{max} = \sigma T^4$$

$$E = q''_{rad} = \epsilon \sigma T^4 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

$$q_{rad} = h_{rad} A T \text{ [W]}$$

## Vedlegg F – "Stirred-reactor"- modellen (Truelove, 1983b)

$q_1$  tilsvarer varmeovergangsraten fra røygassen til heteflaten, hvor  $\xi_{g-1,r,c}$  er den totale overgangsfaktoren for konveksjon og stråling, og  $\xi_{g-1,r}$  er overgangsfaktoren kun for stråling. Arealet  $A_{1,c}$  er definert som areal av heteflaten som mottar varme ved konveksjon.

$$q_1 = \xi_{g-1,r,c} \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_1^4)$$

$$\xi_{g-1,r,c} = \xi_{g-1,r} + \frac{h_1 \cdot A_{1,c}}{4 \cdot \sigma \cdot T_{g1}^3}$$

Som Figur 9 antyder, vil de første rørradene i første rørpakke bli utsatt for et ekstra stort strålingsbidrag grunnet overflaterrefleksjoner og gjenutstråling fra flammeveggen. Disse rørene "ser" mesteparten av flammeveggen, noe som gjenspeiles i en formfaktor,  $F_{r-1}$ , mellom flammeveggen ( $A_r$ ) og heteflaten ( $A_1$ ). Den totale overgangsfaktoren fra røygassen til heteflaten blir dermed:

$$\xi_{g-1,r} = \frac{1}{R_1 + \left[ \frac{1}{R_{g-1}} + \frac{1}{R_{g-r} + R_{r-1}} \right]^{-1}}$$

$$\xi_{g-1,r} = \frac{1}{\left( \frac{1 - \varepsilon_1}{A_1 \varepsilon_1} \right) + \frac{1}{(A_1 \varepsilon_{g,g-1}) + \left[ (A_r \varepsilon_{g,g-r})^{-1} + (A_r F_{r-1} (1 - \varepsilon_{g,r-1})^{-1}) \right]^{-1}}}$$

## Vedlegg G – Beregning av $G_{min}$ og $G_{max}$

Beregning av grenseverdier av massefluksene  $G_{min}$  og  $G_{max}$ , benyttet i Groeneveld et al. (1986) sin beregningsmodell for CHF i horisontale rør.  $x$  er den virkelige dampkvaliteten i strømmingen (Wong et al., 1990).

$$G_{min} = \frac{\sqrt{gD\rho_G(\rho_L - \rho_G)}}{x} \left( \frac{1}{0,65 + 1,11X_{LM}^{0,6}} \right)^2$$

$$G_{max} = \left[ \frac{gD^{1,2}\rho_L(\rho_L - \rho_G)}{0,092(1-x)^{1,8}\mu_L^{0,2}} f_2(X_{LM})^2 \right]^{0,556}$$

$$f_2(X_{LM}) = \exp[A + B\ln(X_{LM}) + C\ln^2(X_{LM})]$$

$$A = -0,3470$$

$$B = +0,2920$$

$$C = -0,0556$$

$$X_{LM} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left( \frac{\mu_L}{\mu_G} \right)^{0,1} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5}$$

## Vedlegg H – Uttrykk for den dimensjonsløse parameteren, T<sub>1</sub>

Uttrykk for den dimensjonsløse parameteren, T<sub>1</sub>, brukt i kalkulasjoner av korreksjonsfaktoren, K<sub>hor</sub>, for horisontale rør (Wong et al., 1990).

**Table 3. Summary of dimensionless parameters (Wong 1988)**

Notation	Equation form
$T_1$	$C_1 \text{Re}_L^{-0.2} \left( \frac{1 - X_a}{1 - \epsilon} \right)^2 \frac{G^2}{gD\rho_L(\rho_L - \rho_G)\epsilon^{0.5}}$
$T_2$	$C_2 \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \frac{G^4}{g\sigma\rho_L^2(\rho_L - \rho_G)} \left[ \frac{\frac{\rho_L}{\rho_G}(1 - \epsilon)X_a - \epsilon(1 - X_a)}{\epsilon(1 - \epsilon)} \right]^4$
$T_3$	$C_3 \text{Re}_L^{-0.2} \rho_G^2 \frac{u_L^2(u_G - u_L)^2}{g(\rho_L - \rho_G)}$
$T_4$	$C_4 \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \frac{G^4}{g\sigma\rho_L^2(\rho_L - \rho_G)} \left[ \frac{\frac{\rho_L}{\rho_G}(1 - \epsilon)X_a - \epsilon(1 - X_a)}{\epsilon(1 - \epsilon)} \right]^4$
$T_5$	$C_5 \frac{G}{\sqrt{gD\rho_G(\rho_L - \rho_G)}} \left( \frac{X_a}{\epsilon} \right) \left( \frac{D}{L_h} \right)$
$T_6$	$C_6 \frac{G}{\sqrt{gD\rho_L(\rho_L - \rho_G)}} \left( \frac{1 - X_a}{1 - \epsilon} \right) \left( \frac{D}{L_h} \right)$

$T_1$ —turbulent/buoyant force (annular).

$T_2$ —drag/buoyant force (bubbly).

$T_3$ —turbulent/buoyant force (bubbly).

$T_4$ —drag/buoyant force (droplet).

$T_5$ —transit-time ratio (bubbly).

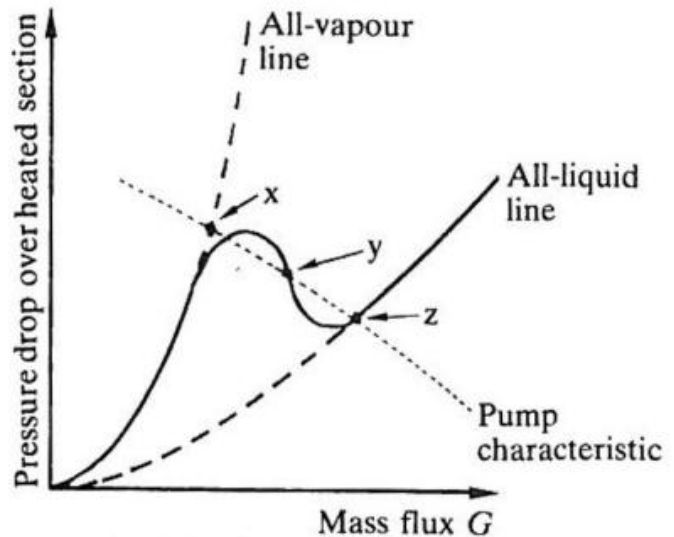
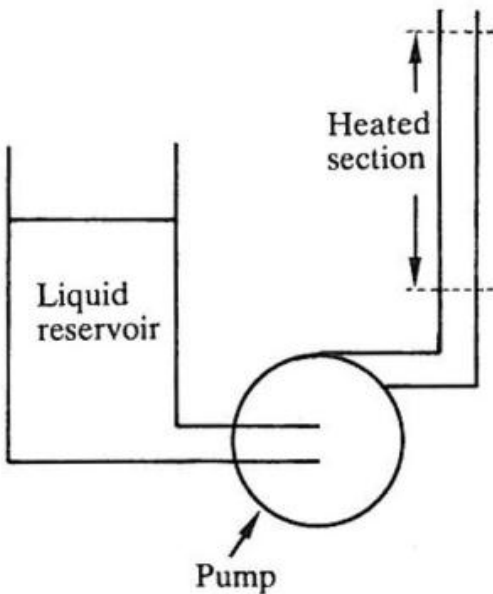
$T_6$ —transit-time ratio (droplet).

## Vedlegg I – Ustabilitet i tofase strøm

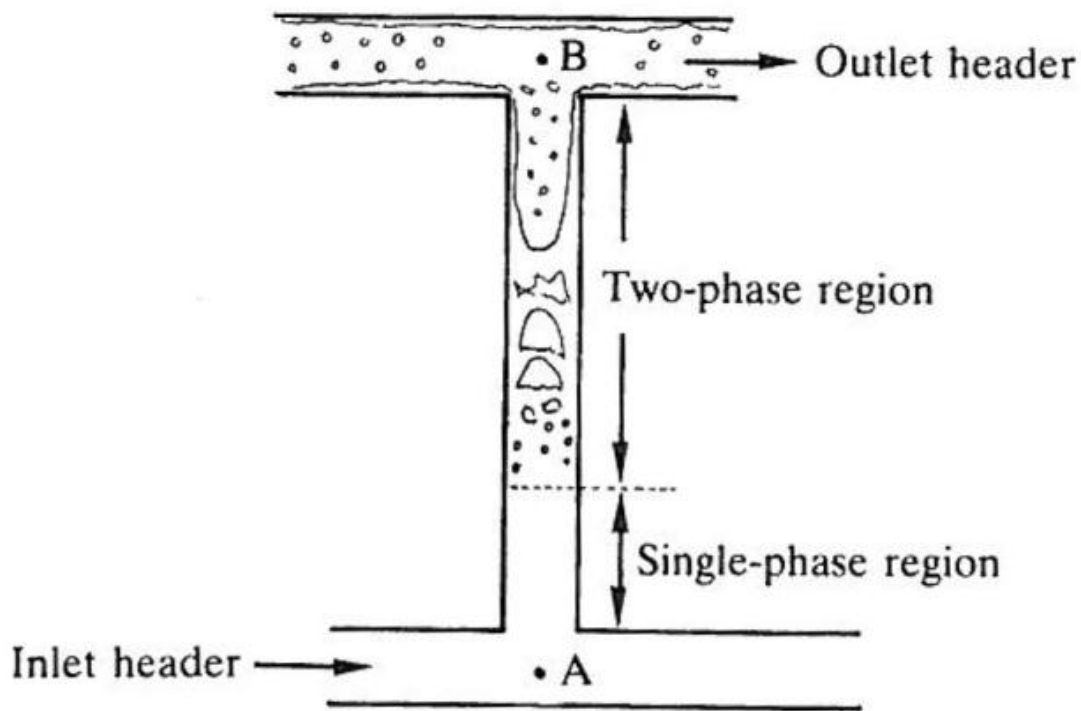
En tofas strømning har en tendens til å bli utsatt for diverse former for ustabiliteter. Disse kan deles opp i to hovedgrupper: Statisk ustabilitet og dynamisk ustabilitet. En statisk ustabilitet er en hvor en liten endring i en av de uavhengige variablene fører til en stor endring av de avhengige variablene. Eksempler på statisk ustabilitet er:

- Overgang av strømningsregime
- Varmeovergangskarakteristikken av strømmen ved CHF
- Ledineggs ustabilitet

Den mest interessante formen for statisk ustabilitet, er Ledineggs ustabilitet. Ustabiliteten oppstår i opphetede kjelrør ved tvungen sirkulasjon gjennom en påtvungen trykkforskjell, eller en pumpe. Hvis varmefluksen til røret er konstant, vil trykktapet variere med massefluksen på en komplisert måte, vist av figurgrafen.



En dynamisk ustabilitet er en av svingende karakter. Den vanligste, og mest kompliserte formen for dynamisk ustabilitet er massetetthetens bølgeustabilitet (Density wave instability, Density Wave Oscillations, DWOs). Hvis trykket i innløps- og utløpsmanifolden er konstanter, vil strømmingen gjennom røret være en løsning av sammensatte effekter mellom massefluksen, dampproduksjonen og trykktapet. Den stasjonære løsningen har allerede blitt diskutert som Ledineggs ustabilitet, men det finnes ytterligere mulige dynamiske løsninger. Disse oppstår siden diverse komponenter av det totale trykktapet ikke nødvendigvis er i fase med hverandre. For videre utdypelse av temaet, se Whalley (1987).





## Vedlegg J – Beregningsgrunnlag for skjevfordeling i fordamperpakke

Trykktapet gjennom et rør i fordamperpakken med funksjon av massestrømmen tilført er gitt som  $\Delta p_i(\dot{m}_i)$ . Formelverket er hentet fra Minzer et al. (2006):

$$\Delta p_i(\dot{m}_i) = (\Delta p)_{frik} + (\Delta p)_{grav} + (\Delta p)_{aks}$$

**Akselerasjonstrykktapsleddet:**

$$(\Delta p)_{aks} = \left(\frac{\dot{m}}{A}\right)^2 (B_{ut} - B_{inn})$$

Innløpsfluidet er underkjølt væske:

$$B_{inn} = \left(\frac{1}{\rho_F}\right)_0$$

Utløpsfluidet er underkjølt væske:

$$B_{ut} = \left(\frac{1}{\rho_F}\right)_1$$

Utløpsfluidet er i tofase:

$$B_{ut} = \left[ \frac{x}{\rho_G} + \frac{S(1-x)}{\rho_F} \right] \left( x + \frac{1-x}{S} \right)$$

$$S = \text{slip ratio} = \frac{u_G}{u_L} = \frac{\rho_F \cdot x \cdot (1 - \varepsilon_G)}{\rho_G \cdot (1-x) \cdot \varepsilon_G}$$

Hvor, tomromsfraksjonen med en overflate spenning  $\sigma = 0,026 \text{ N/m}$ , er:

$$\psi = \frac{x}{\rho_g} \left[ (1 + 0,12(1-x)) \left( \frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right) + \frac{1,18(1-x) [g\sigma(\rho_l - \rho_g)]^{0,25}}{\dot{m}_{tot}^2 \cdot \rho_l^{0,5}} \right]^{-1}$$

Utløpsfluidet er tørrmettet damp:

$$B_{ut} = \left(\frac{1}{\rho_G}\right)_3$$

**Friksjonstrykktapsleddet til væske- og dampfase:**

$$\Delta p_{F,frik} = 0,5 \left[ \left( \frac{dp}{dx} \right)_0 + \left( \frac{dp}{dx} \right)_1 \right] \cdot L_F$$

$$\Delta p_{G,frik} = 0,5 \left[ \left( \frac{dp}{dx} \right)_2 + \left( \frac{dp}{dx} \right)_3 \right] \cdot L_G$$

Hvor:

$$\left( \frac{dp}{dx} \right)_0 = \frac{4}{D} f_0 \frac{\rho_0 U_0^2}{2} \quad \text{ved } x = 0$$

$$\left( \frac{dp}{dx} \right)_1 = \frac{4}{D} f_1 \frac{\rho_1 U_1^2}{2} \quad \text{ved } x = L_F$$

$$\left( \frac{dp}{dx} \right)_2 = \frac{4}{D} f_2 \frac{\rho_2 U_2^2}{2} \quad \text{ved } x = L_F + L_M$$

$$\left( \frac{dp}{dx} \right)_3 = \frac{4}{D} f_3 \frac{\rho_3 U_3^2}{2} \quad \text{ved } x = L_F + L_M + L_G$$

$x = \text{axial coordinate}$

**Friksjonstrykktapsleddet til tofasen:**

$$\Delta p_{M,frik} = \left( \frac{dp}{dx} \right)_{FS} \left[ 1 + \frac{C_M}{X_{LM}} + \frac{1}{X_{LM}^2} \right] * L_M$$

**Lengde av seksjoner:**

Rørlengden av de forskjellige seksjonene, hvor respektivt vann ( $L_F$ ), vann/damp ( $L_M$ ) eller damp ( $L_G$ ) strømmer, finnes ved følgende formelverk. Q representerer total gjennomsnittlig varmeflukt absorbert av fluidet per enhet lengde [kW/m]:

$$h_{ut} = h_0 + \frac{QL}{\dot{m}}$$

$$x_{ut} = \frac{h_{ut} - h_0}{h_{G,sat} - h_{F,sat}} = \frac{\left(h_0 + \frac{QL}{\dot{m}}\right) - h_0}{h_{G,sat} - h_{F,sat}}$$

$x_{ut} < 0$ : komprimert væske ved utløp

$0 < x_{ut} < 1$ : tofase ved utløp

$x_{ut} > 1$ : overhetet damp ved utløp

$$L_F = \frac{(h_{F,sat} - h_0)\dot{m}}{Q}$$

$$L_M = \frac{(h_{G,sat} - h_{F,sat})\dot{m}}{Q}$$

$$L_G = \frac{(h_3 - h_{G,sat})\dot{m}}{Q}$$

**Gravitasjonstrykktapsleddet:**

$$\Delta p_{F,grav} = \rho_F g h_{bend,F}$$

$$\Delta p_{G,grav} = \rho_G g h_{bend,G}$$

$$\Delta p_{M,grav} = \rho_M g h_{bend,M}$$

$$\rho_M = \frac{x + (1-x)S}{(1/\rho_F)(1-x)S + (1/\rho_G)x}$$

**Trykktapet grunnet innløpsdiameterreduksjon (Ghiaasiaan, 2008):**

$$(\Delta p)_{dyse} = (\Delta p)_{dyse, reversibel} + (\Delta p)_{dyse, irreversibel}$$

$$(\Delta p)_{dyse, reversibel} = \frac{1}{2} \rho U^2 (1 - \sigma^2)$$

$$(\Delta p)_{dyse, irreversibel} = K_{con} * \frac{1}{2} \rho U^2$$

$$K_{con} = \left( \frac{1}{C_c} - 1 \right)^2$$

$$\sigma = \frac{A_2}{A_1}$$

$$C_c = 1 - \frac{1 - \sigma}{2,08(1 - \sigma) + 0,5371}$$

## Vedlegg K – Caser for skjevfordeling

Oversikt over de utførte casene som utgjør analysegrunnlaget av skjevfordeling mellom parallelle rør i en fordamperspakke. Casene som er merket med rødt skrift innebærer at casen er basert på et ekstremt foulingsscenario som definert i Kapittel 5.1.4. Beleggmotstanden,  $R_f$ , er den termiske motstanden som rørets mantelside blir utsatt for grunnet fouling.

	$\dot{m}_{tot,pakke}$	$T_{rg}$	$R_{f,lo}$	$R_{f,hi}$	$R_{f,lo}/R_{f,hi}$	Dyse
	[kg/s]	[°C]	[m <sup>2</sup> K/W]	[m <sup>2</sup> K/W]	-	[mm]
<b>Case 1</b>	9	900	0,005	0,005	1	Ingen
<b>Case 2</b>	9	900	0,005	0,01	0,5	Ingen
<b>Case 3</b>	9	900	0,005	0,01	0,5	19
<b>Case 4</b>	9	900	0,005	0,01	0,5	9
<b>Case 5</b>	9	900	0,005	0,01	0,5	5
<b>Case 6</b>	9	900	0,005	∞	0	Ingen
<b>Case 7</b>	9	900	0,005	∞	0	9
<b>Case 8</b>	9	900	0,005	∞	0	5
<b>Case 9</b>	9	500	0,005	0,005	1	Ingen
<b>Case 10</b>	9	500	0,005	0,01	0,5	Ingen
<b>Case 11</b>	9	500	0,005	0,01	0,5	19
<b>Case 12</b>	9	500	0,005	0,01	0,5	9
<b>Case 13</b>	9	500	0,005	0,01	0,5	5
<b>Case 14</b>	9	500	0,005	∞	0	Ingen
<b>Case 15</b>	9	500	0,005	∞	0	9
<b>Case 16</b>	9	500	0,005	∞	0	5

## Vedlegg L – Forsøksdata serraterte finner (Kawaguchi et al., 2004)

Forsøkene bygger på rør med U-formede serraterte finner.

	$d_a$	$D$	$h$	$s$	$t$
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
Flate finner 1	17,3	35,3	9	0,9	5
Flate finner 2	17,3	35,3	9	0,9	3,3
Serratert U-type 1	17,3	35,3	9	0,9	5
Serratert U-type 2	17,3	35,3	9	0,9	3,3

**Rør- og finnegeometri**

	A	B	C	D	E	F	
$P_t$	40	40	40	45	45	45	[mm]
$P_l$	30	35	40	30	35	40	[mm]

**Rørbuntlayout**

	Fluid	Temperatur	Massestrøm
Rørside	Varmt vann	60 °C	0,075 kg/s
Mantelside	Kald luft	-	0,14 - 0,80 kg/s

**Operasjonsforhold**

	[mm]
Bredde	200
Høyde	200
Lengde	400

**Testseksjon dimensjon**

## Vedlegg M – Forsøksdata serraterte finner (Hofmann et al., 2008a)

Forsøkene bygger på rør med I- og U-formede serraterte finner.

		I-type	U-type	
Udekket rørdiameter	$d_a$	38	38	[mm]
Rørtykkelse	$s_t$	4	3,2	[mm]
Antall finner per meter	$n_R$	276	295	[-]
Gjennomsnittlig finnehøyde	$h$	15,5	20	[mm]
Gjennomsnittlig finnetykkelse	$s$	1	0,8	[mm]
Gjennomsnittlig rørlengde	$L_t$	500	495	[mm]
Gjennomsnittlig segmentbredde	$b_s$	4,5	4,3	[mm]
Gjennomsnittlig segmenthøyde	$h_s$	16,7685	21,5	[mm]
Antall rør i strømreretning	$N_R$	8	8	[-]
Antall rør per rad	$N_L$	11	11	[-]
Longitudinal rørpitch	$P_l$	79	79	[mm]
Transversal rørpitch	$P_t$	85	85	[mm]
Overflateareal utside av rørbunt	$A_{tot}$	67,047	84,4815	[m <sup>2</sup> ]
Finnemateriale		St 37,2	DC01	[-]
Rørmateriale		St 35,8	St 35,8	[-]
Netto fritt areal i en rørrad	$F_{min}$	0,23269	0,2292	[m <sup>2</sup> ]

Rør- og finnegeometri, og rørbuntlayout for I- og U-formede finner

	Fluid	Temperatur	Massestrøm
Rørside	Vann	-	14,1 m <sup>3</sup> /h, 2,7 bar, 0,5 m/s
Mantelside	Røykgass	Opptil 400 °C	0,6 - 4,5 kg/s

Operasjonsforhold

	[mm]
Bredde	500
Høyde	1000
Lengde	1500

Testseksjon dimensjon

## Vedlegg N – Forsøksdata serraterte finner (Næss, 2010a)

Forsøkene bygger på rør med L-formede serraterte finner.

Geometri nummer	Effektiv ytre rørdiameter	Transversal rørpitch	Longitudinal rørpitch	Netto finnehøyde	Finne pitch	Finne tykkelse	Segment bredde
	$d_e = D + 2s$	$P_t$	$P_l$	$l_e = h - s$	$t$	$s$	$b_s$
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1	20,89	46,1	39,9	8,61	5,08	0,91	3,97
2	20,89	65,2	32,6	8,61	5,08	0,91	3,97
3	20,89	70,6	29,6	8,61	5,08	0,91	3,97
4	20,89	79,8	23,1	8,61	5,08	0,91	3,97
5	27,24	52,5	45,4	8,61	5,08	0,91	3,97
6	27,24	79,8	34	8,61	5,08	0,91	3,97
7	27,24	90,8	26,2	8,61	5,08	0,91	3,97
8	33,59	58,8	50,9	8,61	5,08	0,91	3,97
9	27,24	79,8	34	11,38	3,36	0,91	3,97
10	27,24	79,8	34	8,61	3,36	0,91	3,97

Rør- og finnegeometri, og rørbuntlayout for rør med L-formede finner (Næss, 2010a)

	Fluid	Temperatur
Rørside	Vannverksvann / Vann+Glykol	-
Mantelside	Varm luft	100 C

Operasjonsforhold

	[mm]
Bredde	500
Høyde	360
Lengde	-

Testseksjon dimensjoner



## Vedlegg O – Forsøksdata serraterte finner (Ma et al., 2012)

Forsøkene bygger på rør med I-formede serraterte finner.

Geometri nummer	Transversal rørpitch	Longitudinal rørpitch	Udekket rørdiameter	Antall finner per meter	Finne høyde	Finne tykkelse	Segment høyde	Segment bredde
	$P_t$	$P_l$	$d_a$	$n_R$	$h$	$s$	$h_s$	$b_s$
	[mm]	[mm]	[mm]	[finner/m]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
1	88	92	38,1	257	16	1	10	4
2	88	92	38,1	252	16	1	10	4
3	88	92	38,1	245	16	1	10	4
4	88	92	38,1	241	16	1	10	4
5	88	105	38,1	241	16	1	10	4
6	88	117	38,1	241	16	1	10	4
7	104	92	38,1	241	16	1	10	4
8	104	105	38,1	241	16	1	10	4
9	104	117	38,1	241	16	1	10	4
10	120	92	38,1	241	16	1	10	4
11	120	105	38,1	241	16	1	10	4
12	120	117	38,1	241	16	1	10	4

Rør- og finnegeometri, og rørbuntlayout for rør med I-formede finner (Ma et al., 2012)

	Fluid	Temperatur
Rørside	Vannverksvann	-
Mantelside	Varm luft	180 C

Operasjonsforhold

	[mm]
Bredde	400
Høyde	450
Lengde	1400

Testseksjon dimensjoner

## Vedlegg P – Databasestruktur

Rør- og finnegeometri 1/2									
Geometrinummer	Finnstype	Transvers pitch Pt [mm]	Longitudinal pitch Pl [mm]	Finne høyde h [mm]	Finnetykkelse s [mm]	Udekket rørdiameter da [mm]	Effektiv rørdiameter de [mm]		
1 KOK	U-type	40	30	9	0,9	17,3	19,1		
2 KOK	U-type	40	35	9	0,9	17,3	19,1		
3 KOK	U-type	40	40	9	0,9	17,3	19,1		
4 KOK	U-type	45	30	9	0,9	17,3	19,1		
5 KOK	U-type	45	35	9	0,9	17,3	19,1		
6 KOK	U-type	45	40	9	0,9	17,3	19,1		
7 KOK	U-type	40	30	9	0,9	17,3	19,1		
8 KOK	U-type	40	35	9	0,9	17,3	19,1		
9 KOK	U-type	40	40	9	0,9	17,3	19,1		
10 KOK	U-type	45	30	9	0,9	17,3	19,1		
11 KOK	U-type	45	35	9	0,9	17,3	19,1		
12 KOK	U-type	45	40	9	0,9	17,3	19,1		
1 HFP	I-type	85	79	15,5	1	38	38		
2 HFP	U-type	85	79	20	0,8	38	39,6		
1 N	L-type	46,1	39,9	9,52	0,91	19,07	20,89		
2 N	L-type	65,2	32,6	9,52	0,91	19,07	20,89		
3 N	L-type	70,6	29,6	9,52	0,91	19,07	20,89		
4 N	L-type	79,8	23,1	9,52	0,91	19,07	20,89		
5 N	L-type	52,5	45,4	9,52	0,91	25,42	27,24		
6 N	L-type	79,8	34	9,52	0,91	25,42	27,24		
7 N	L-type	90,8	26,2	9,52	0,91	25,42	27,24		
8 N	L-type	58,8	50,9	9,52	0,91	31,77	33,59		
9 N	L-type	79,8	34	12,29	0,91	25,42	27,24		
10 N	L-type	79,8	34	9,52	0,91	25,42	27,24		
1 MYLHH	I-type	88	92	16	1	38,1	38,1		
2 MYLHH	I-type	88	92	16	1	38,1	38,1		
3 MYLHH	I-type	88	92	16	1	38,1	38,1		
4 MYLHH	I-type	88	92	16	1	38,1	38,1		
5 MYLHH	I-type	88	105	16	1	38,1	38,1		
6 MYLHH	I-type	88	117	16	1	38,1	38,1		
7 MYLHH	I-type	104	92	16	1	38,1	38,1		
8 MYLHH	I-type	104	105	16	1	38,1	38,1		
9 MYLHH	I-type	104	117	16	1	38,1	38,1		
10 MYLHH	I-type	120	92	16	1	38,1	38,1		
11 MYLHH	I-type	120	105	16	1	38,1	38,1		
12 MYLHH	I-type	120	117	16	1	38,1	38,1		

### Rør- og finnegeometri 2/2

Effektiv finnehøyde le [mm]	Finnediameter D = de + 2*e [mm]	Finnepitch t [mm]	Segmentbredde bs [mm]	Rørmateriale	Finne materiale	Målinger utført av
8,1	35,3	5	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	5	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	5	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	5	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	5	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	5	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	3,3	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	3,3	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	3,3	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	3,3	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
8,1	35,3	3,3	-	STS370S	SPCC	Kawaguchi et al.
15,5	69	3,6	4,5	St 35,8	St 37,2	Hofmann et al.
19,2	78	3,4	4,3	St 35,8	DC01	Hofmann et al.
8,61	38,11	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	38,11	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	38,11	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	38,11	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	44,46	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	44,46	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	44,46	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	50,81	5,08	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
11,38	50	3,36	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
8,61	44,46	3,36	3,97	Karbonstål	Karbonstål	Næss
16	70,1	3,9	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	3,97	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,08	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.
16	70,1	4,15	4	Karbonstål	Karbonstål	Ma et al.

Måledata			
Geometrinummer	Reynoldstall	Nusselt	Eulertall
[-]	[-]	[-]	[-]
1 KOK	Resultatverdier fra forsøk	Resultatverdier fra forsøk	Resultatverdier fra forsøk
2 KOK			
3 KOK			
4 KOK			
5 KOK			
6 KOK			
7 KOK			
8 KOK			
9 KOK			
10 KOK			
11 KOK			
12 KOK			
1 HFP			
2 HFP			
1 N			
2 N			
3 N			
4 N			
5 N			
6 N			
7 N			
8 N			
9 N			
10 N			
1 MYLHH			
2 MYLHH			
3 MYLHH			
4 MYLHH			
5 MYLHH			
6 MYLHH			
7 MYLHH			
8 MYLHH			
9 MYLHH			
10 MYLHH			
11 MYLHH			
12 MYLHH			

Vedlegg Q – Resultatgrafer (Kawaguchi et al., 2004)

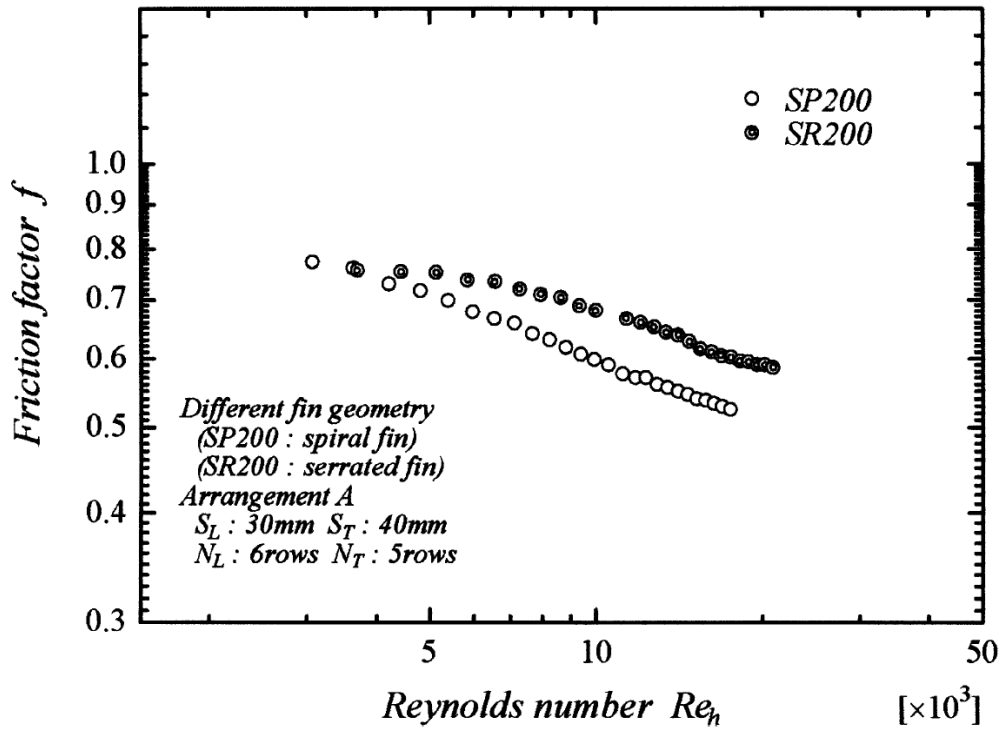


Fig. 1: Trykktapskarakteristikk med forskjellig finnetyper for rør med 200 finner per meter

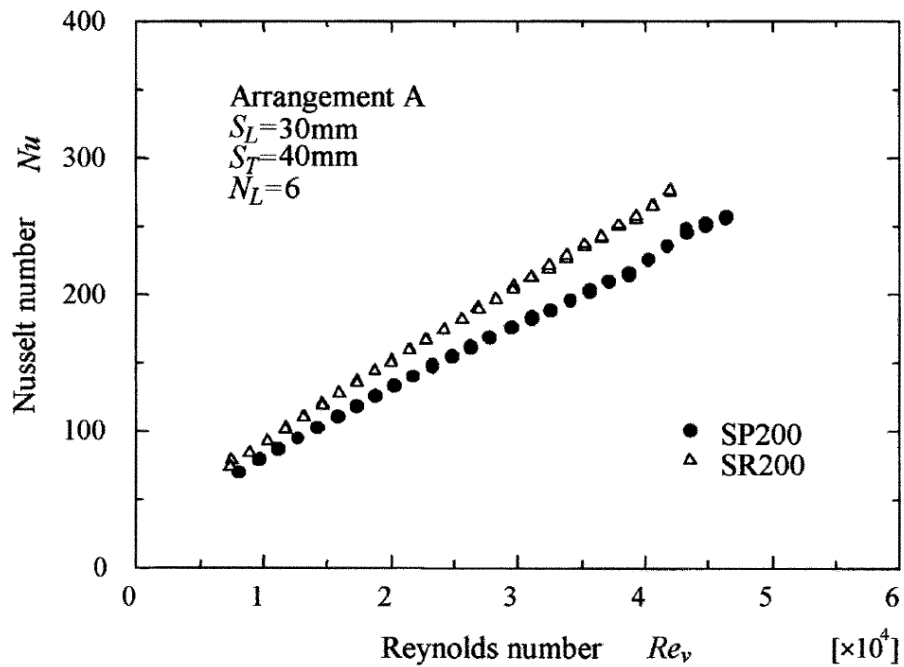


Fig. 2: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig finnetyper for rør med 200 finner per meter

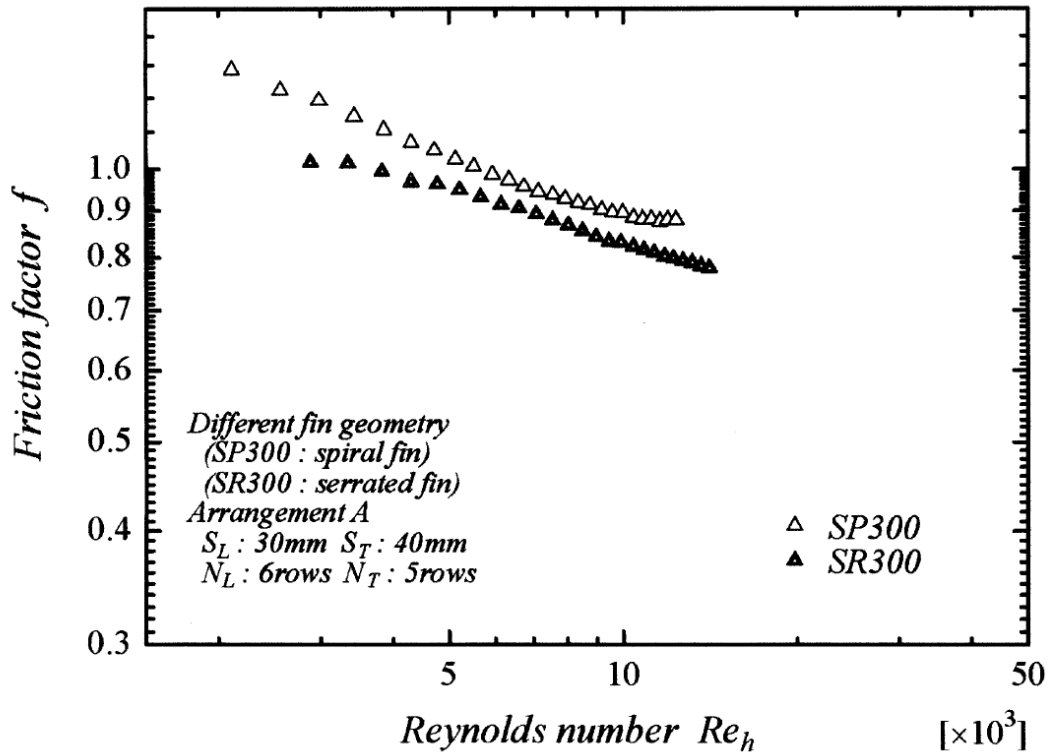


Fig. 3: Trykktapskarakteristikk med forskjellig finnetyper for rør med 300 finner per meter

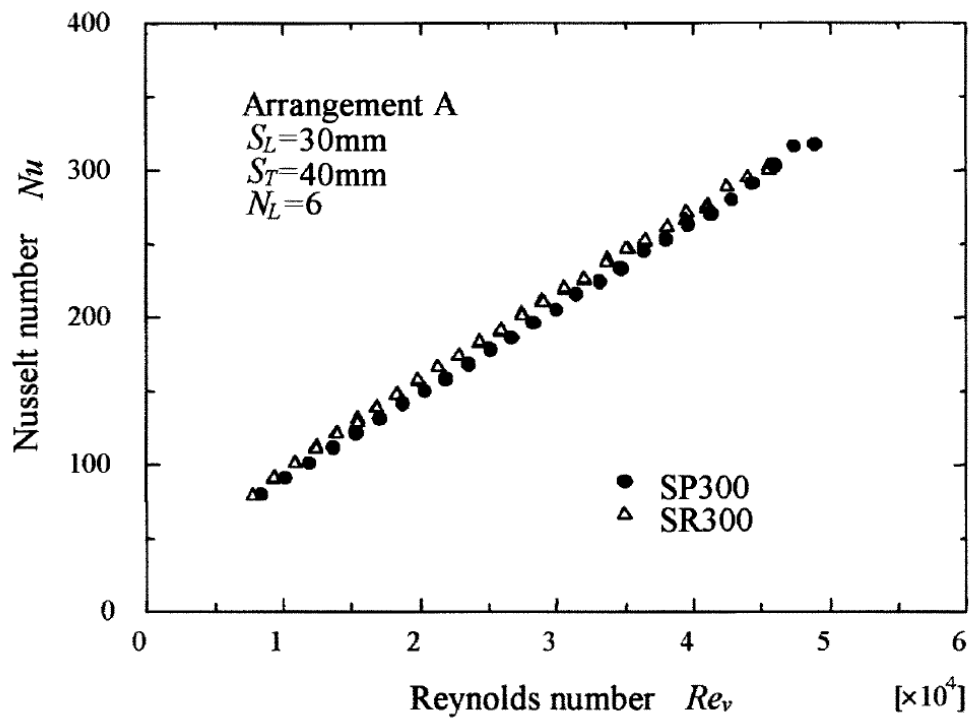


Fig. 4: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig finnetyper for rør med 300 finner per meter

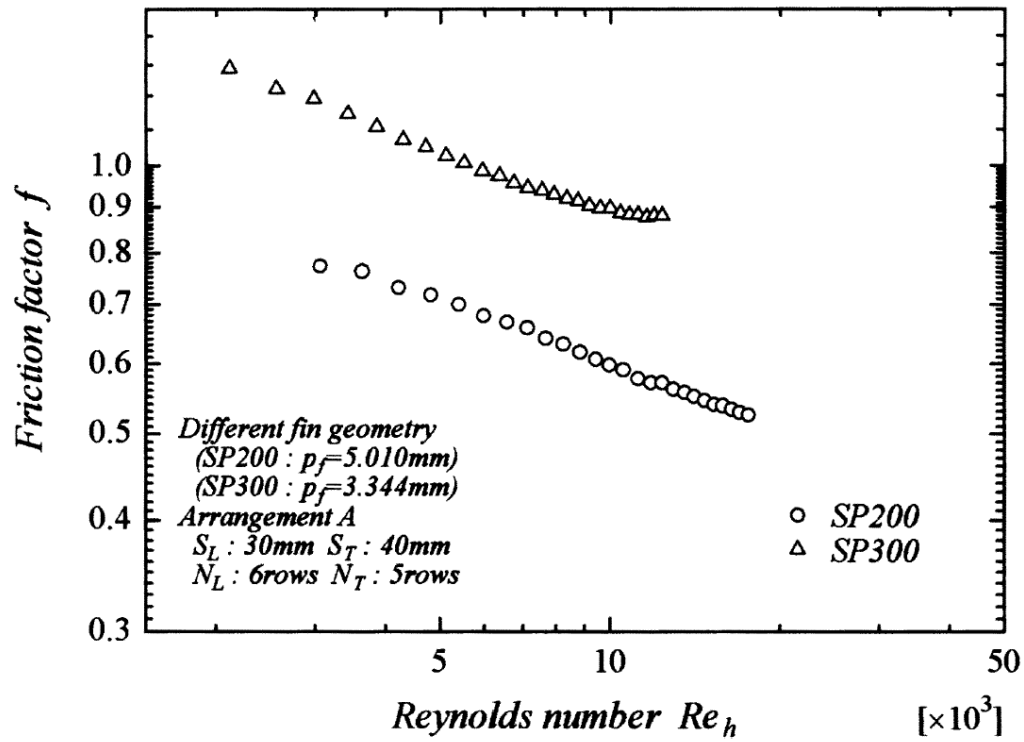


Fig. 5: Trykktapskarakteristikk med forskjellig finnepitch for rør med flate finner

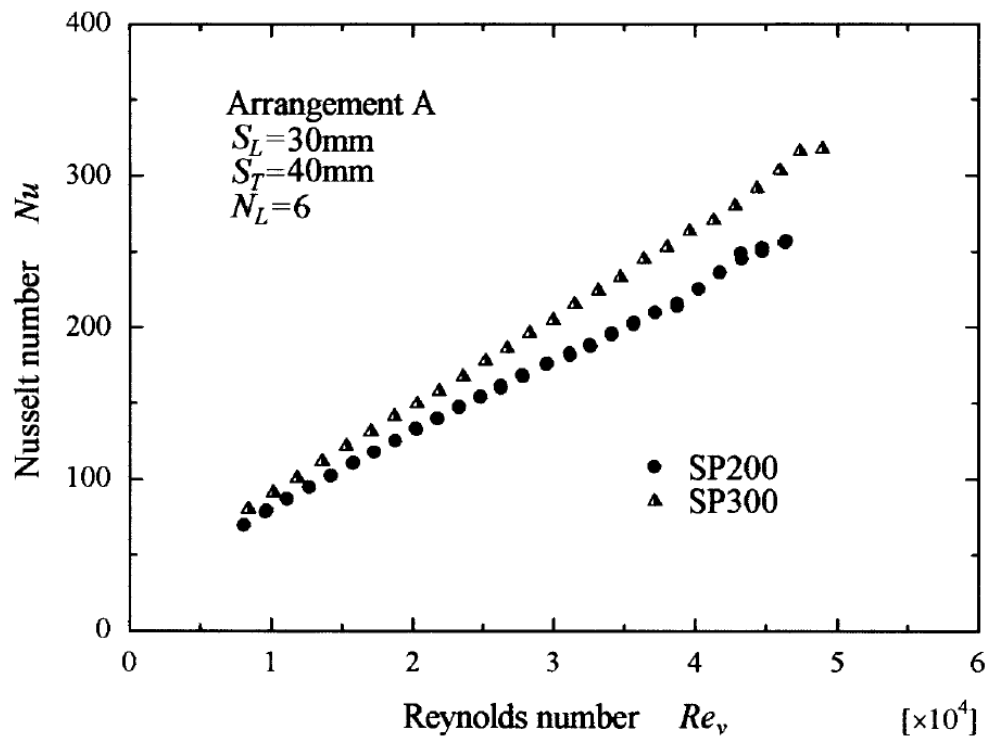


Fig. 6: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig finnepitch for rør med flate finner

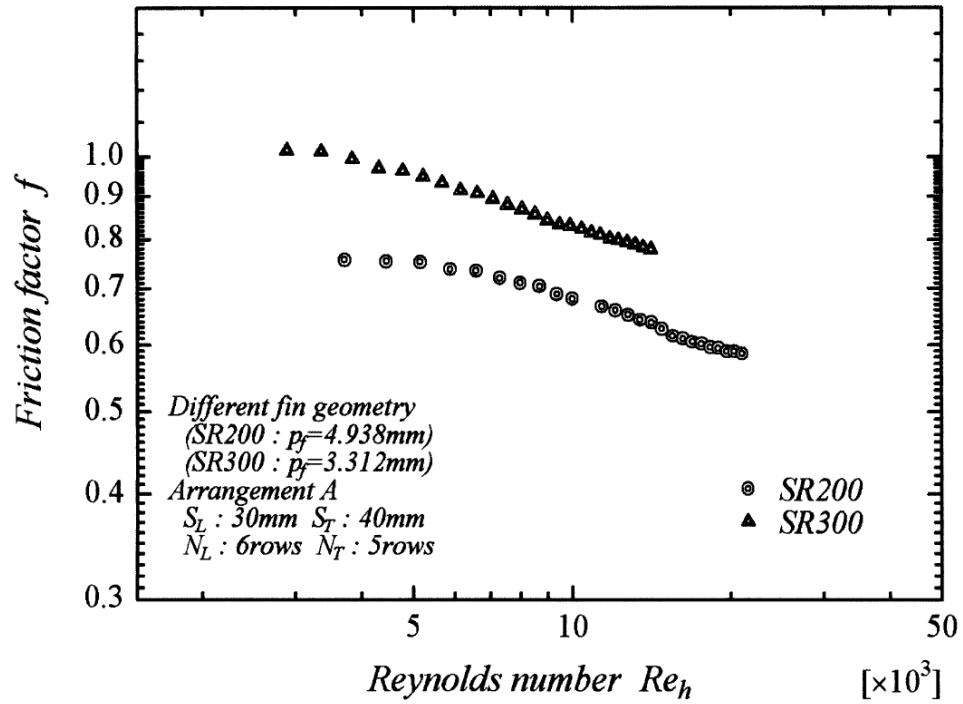


Fig. 7: Trykktapskarakteristikk med forskjellig finnepitch for rør med serraterte finner

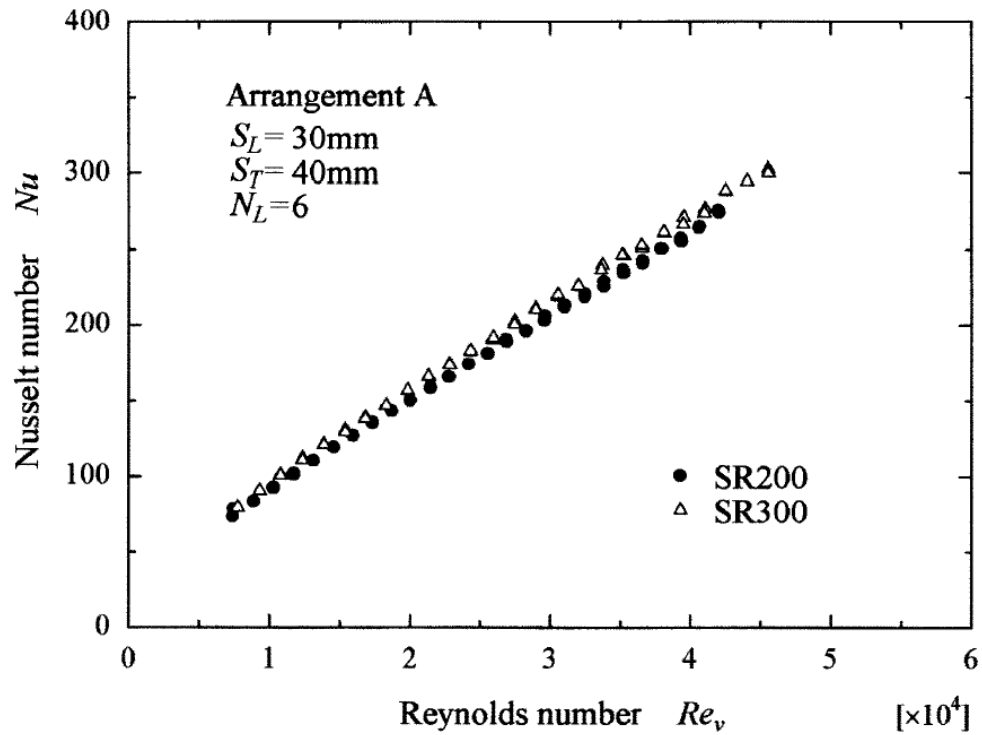


Fig. 8: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig finnepitch for rør med serraterte finner



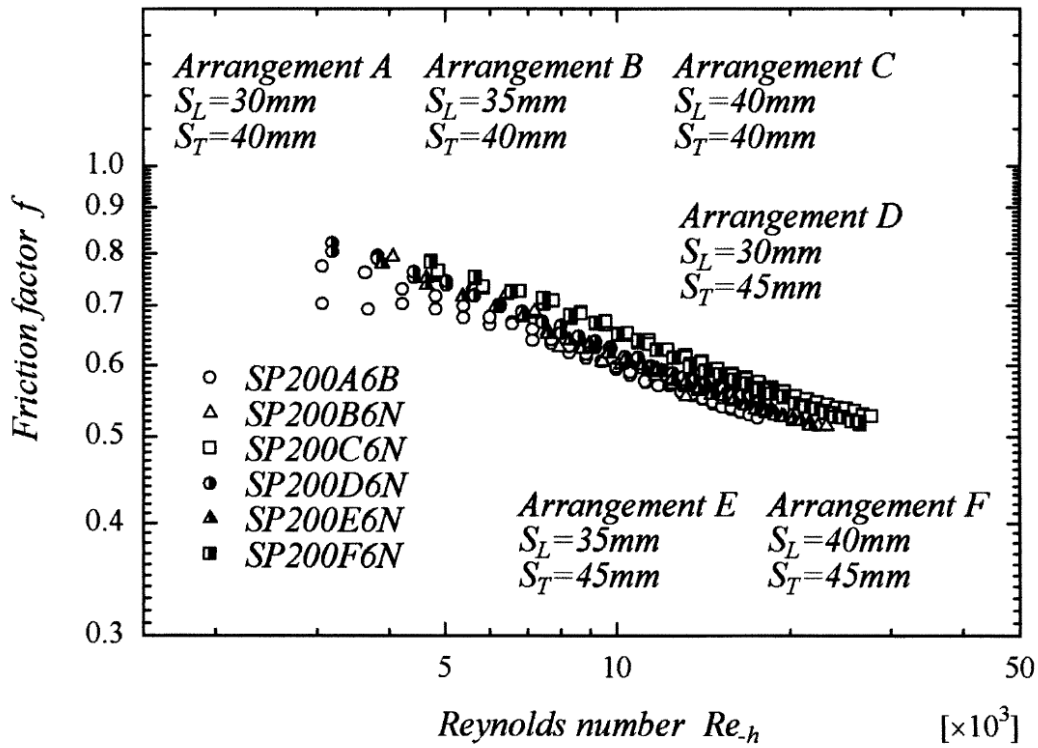


Fig. 9: Trykktapskarakteristikk med forskjellig rørarrangement for rør med flate finner

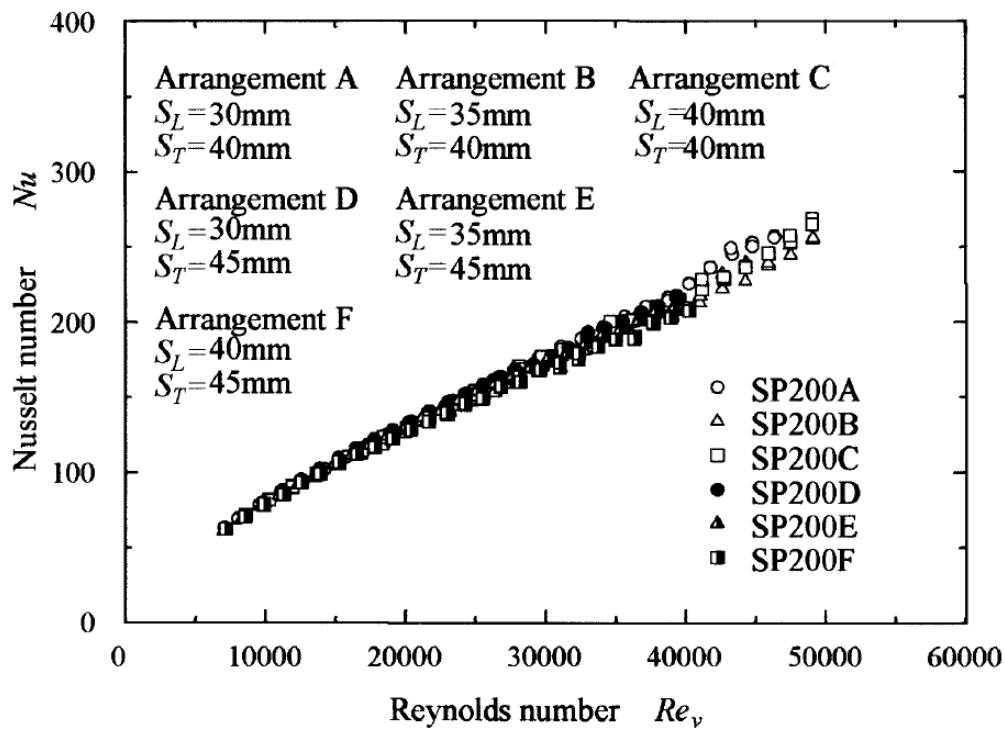


Fig. 10: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig rørarrangement for rør med flate finner

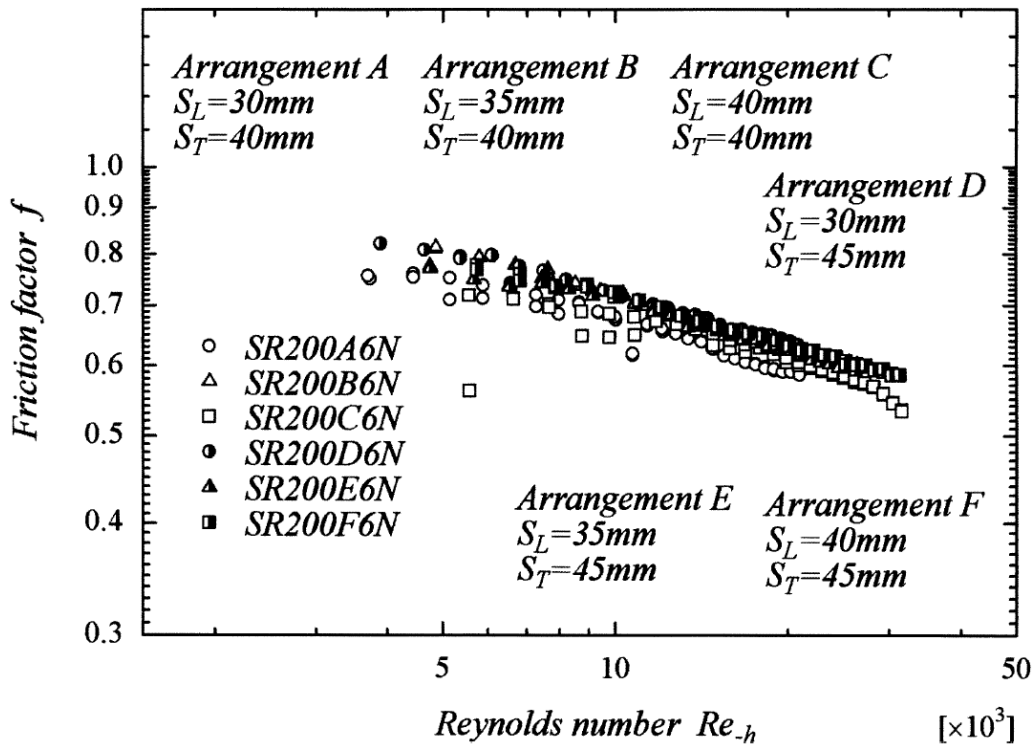


Fig. 11: Trykktapskarakteristikk med forskjellig rørarrangement for rør med serraterte finner

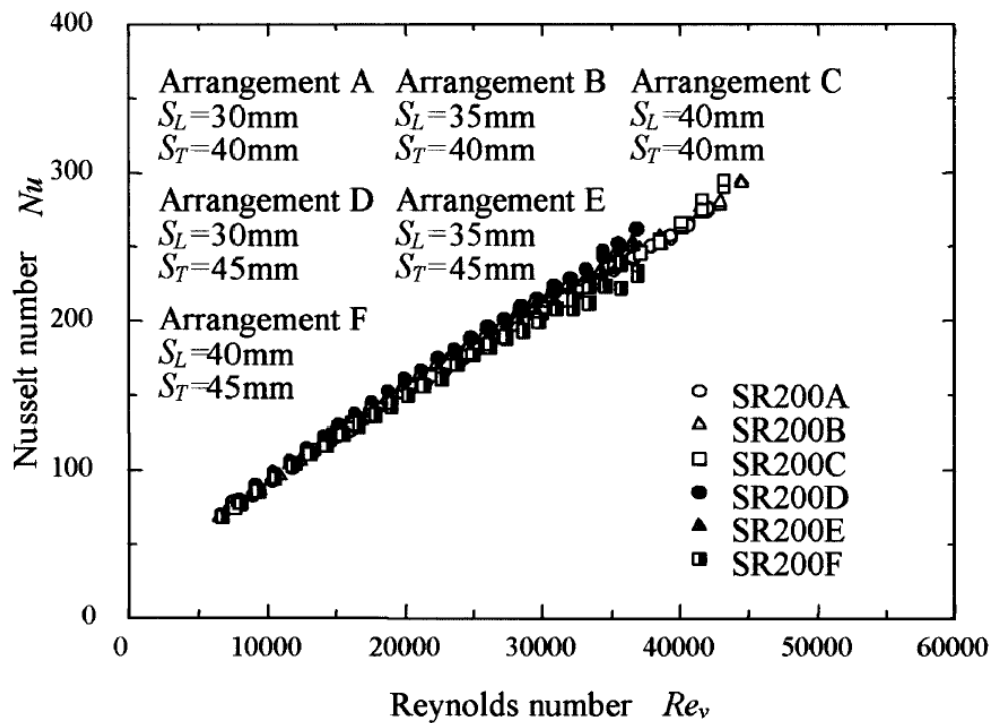


Fig. 12: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig rørarrangement for rør med serraterte finner

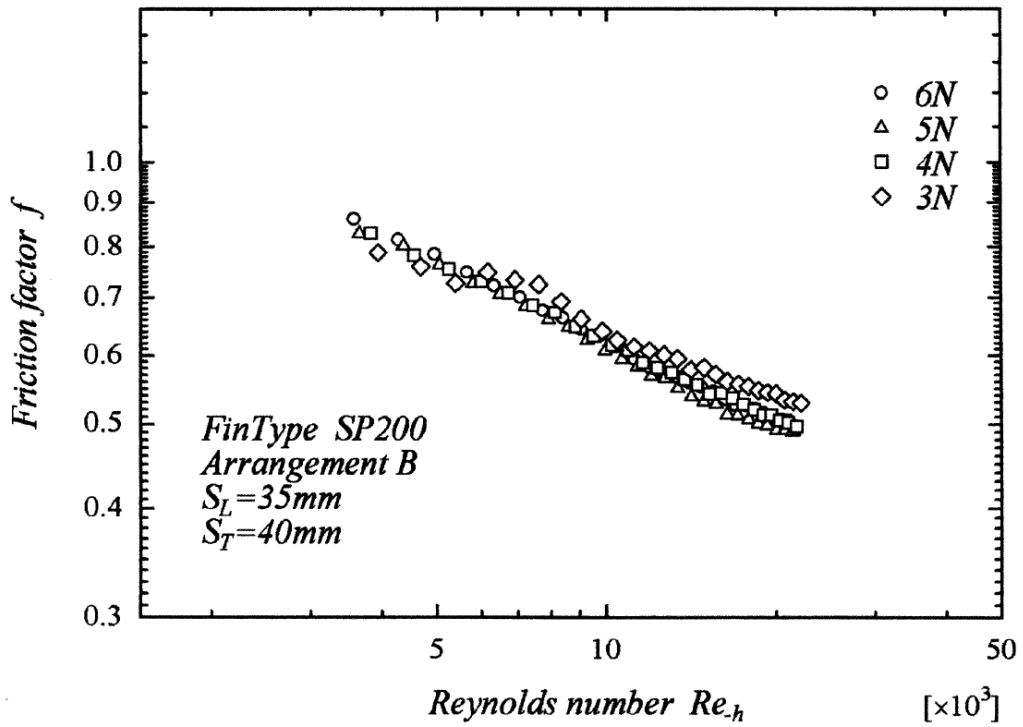


Fig. 13: Trykktapskarakteristikk med forskjellig rørrader i rørbunten for rør med flate finner

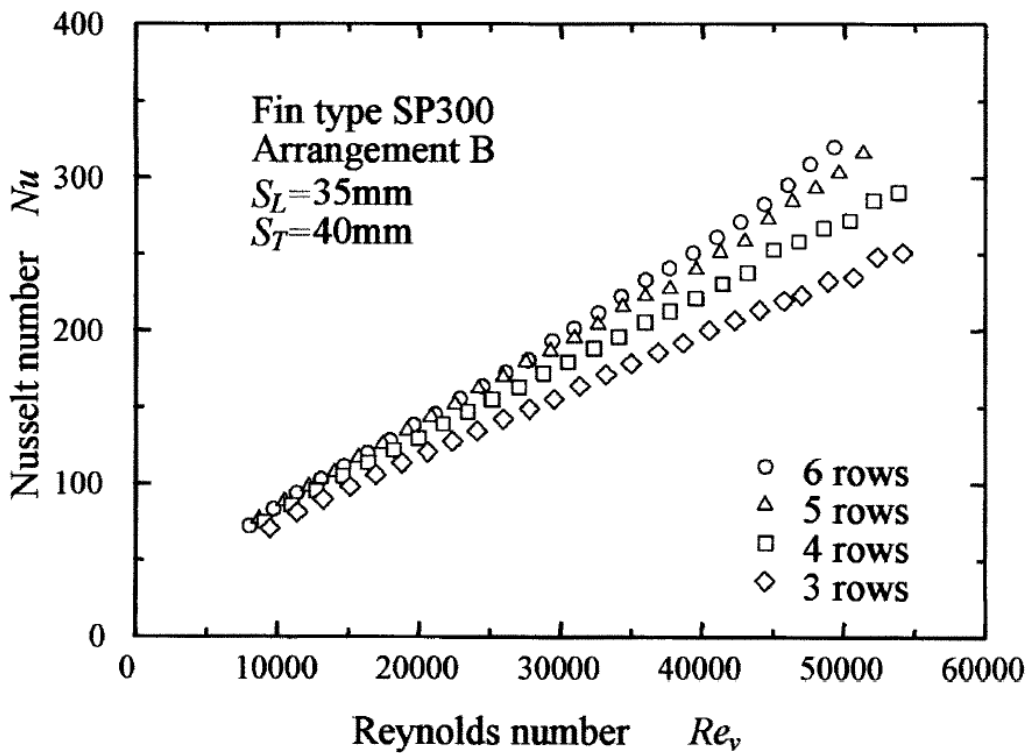


Fig. 14: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig rørrader i rørbunten for rør med flate finner

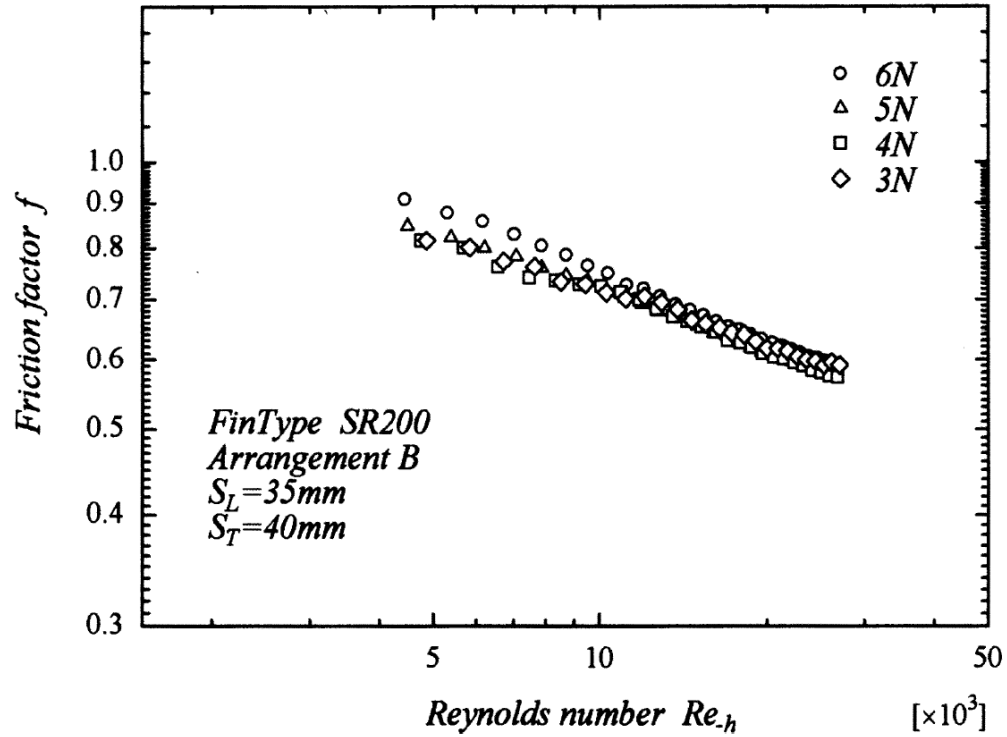


Fig. 15: Trykktapskarakteristikk med forskjellig rørrader i rørbunten for rør med serraterte finner

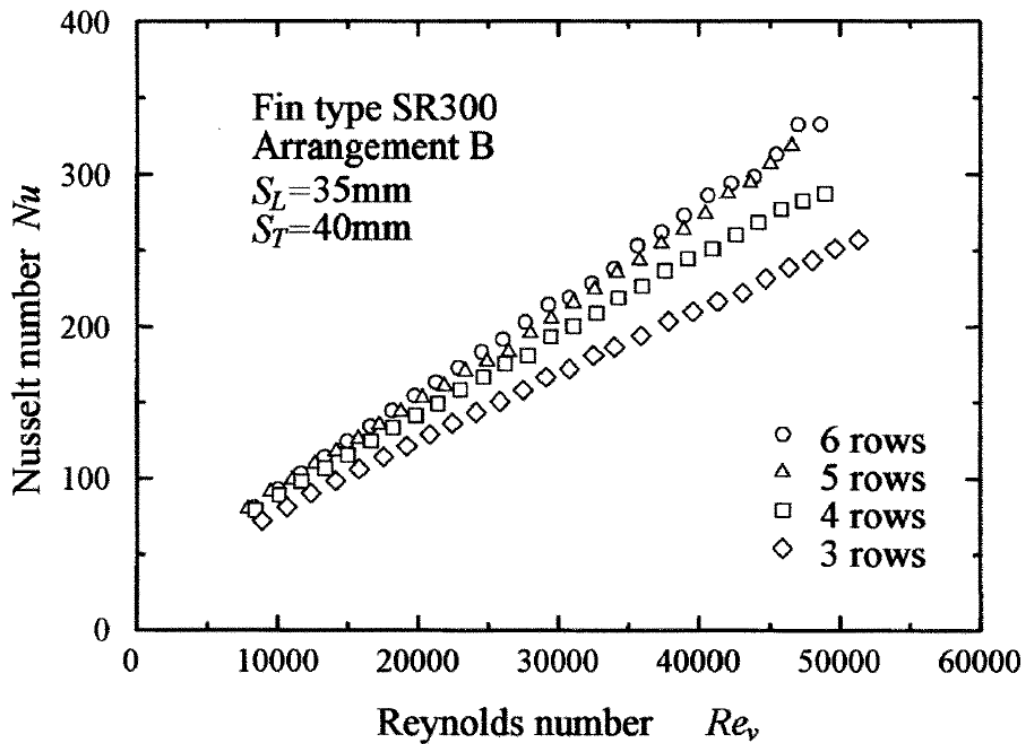


Fig. 16: Varmeovergangskarakteristikk med forskjellig rørrader i rørbunten for rør med serraterte finner

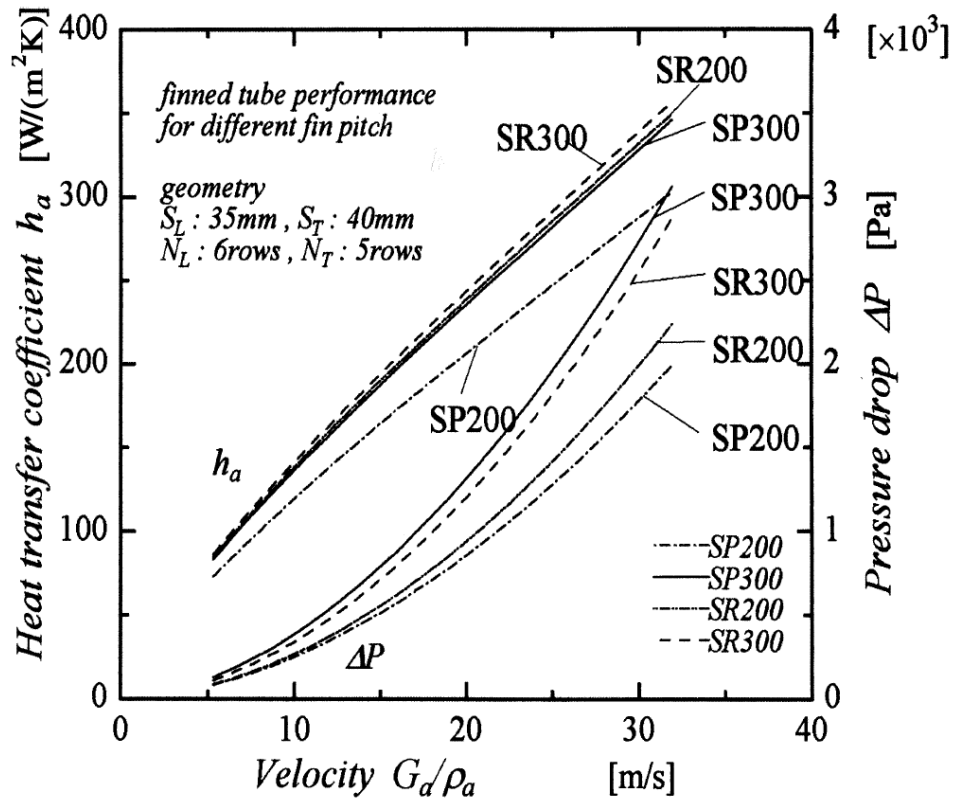


Fig. 17: Sammenlikning av varmeovergang- og trykktapskarakteristikk mellom flate finner og serraterter finner

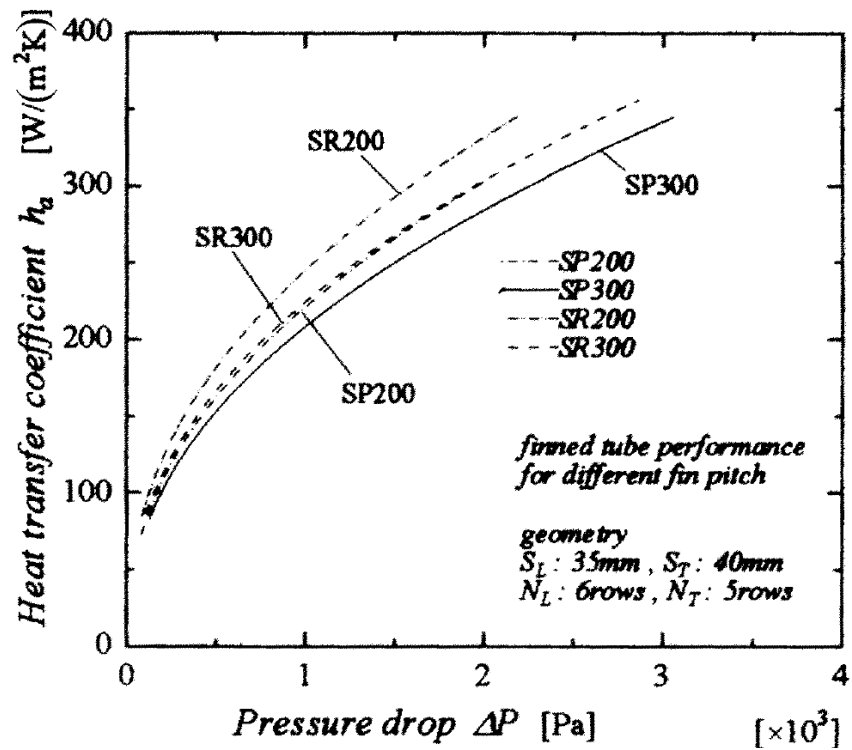


Fig. 18: Sammenlikning av varmeovergang- og trykktapskarakteristikk for flate finner og serraterter finner

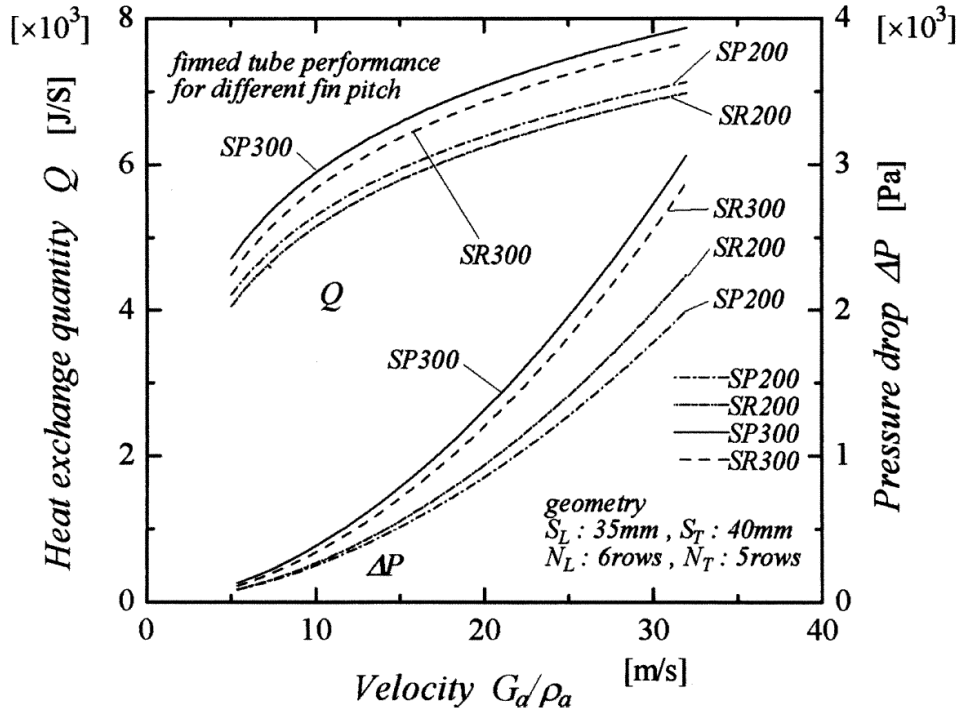


Fig. 19: Sammenlikning av varmeovergangsmengden og trykktapskarakteristikken mellom flate finner og serraterte finner

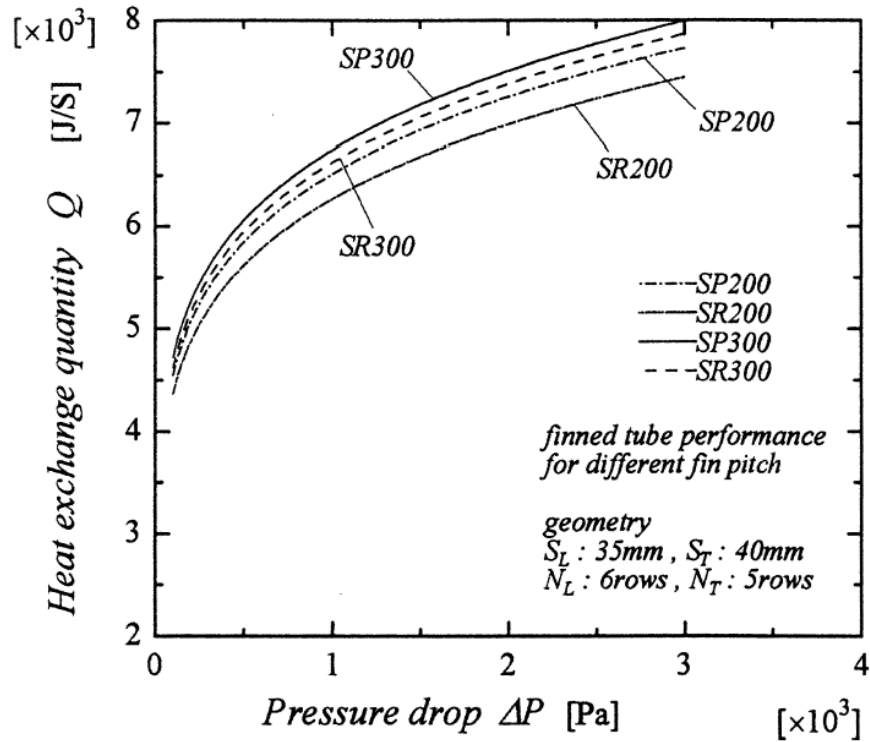


Fig. 20: Sammenlikning av varmeovergangsmengden og trykktapskarakteristikken mellom flate finner og serraterte finner

## Vedlegg R – Resultatgrafer (Hofmann et al., 2008a)

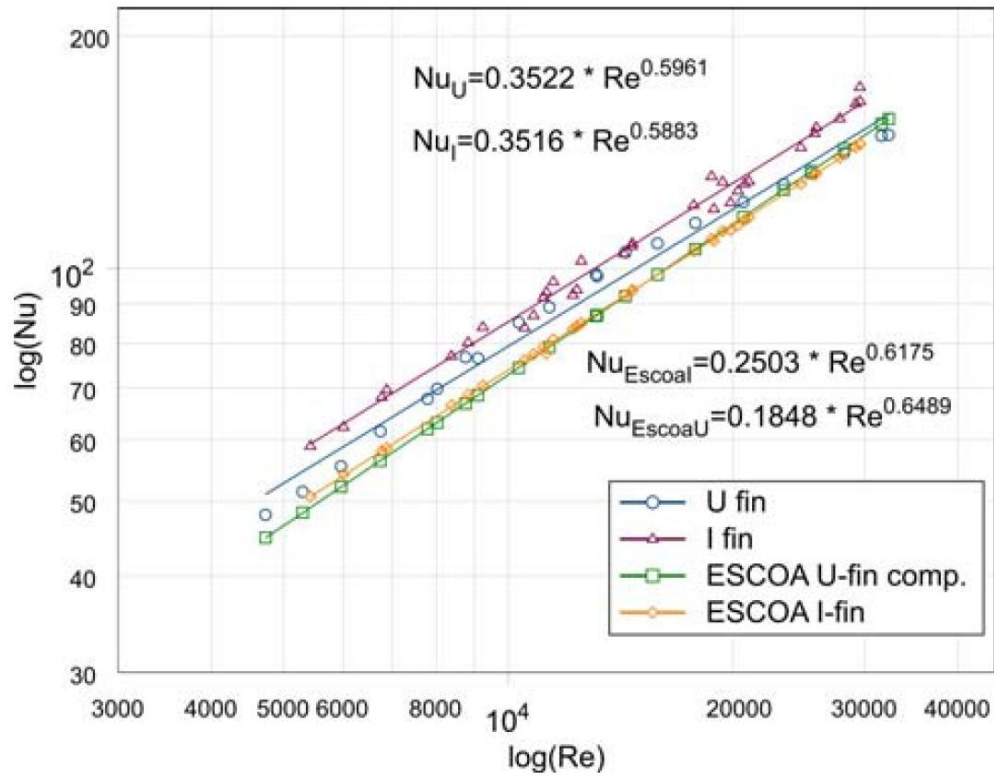


Fig. 21: Varmeovergang med 8 rørader,  $Pr=0,71$ ,  $d=38$  mm

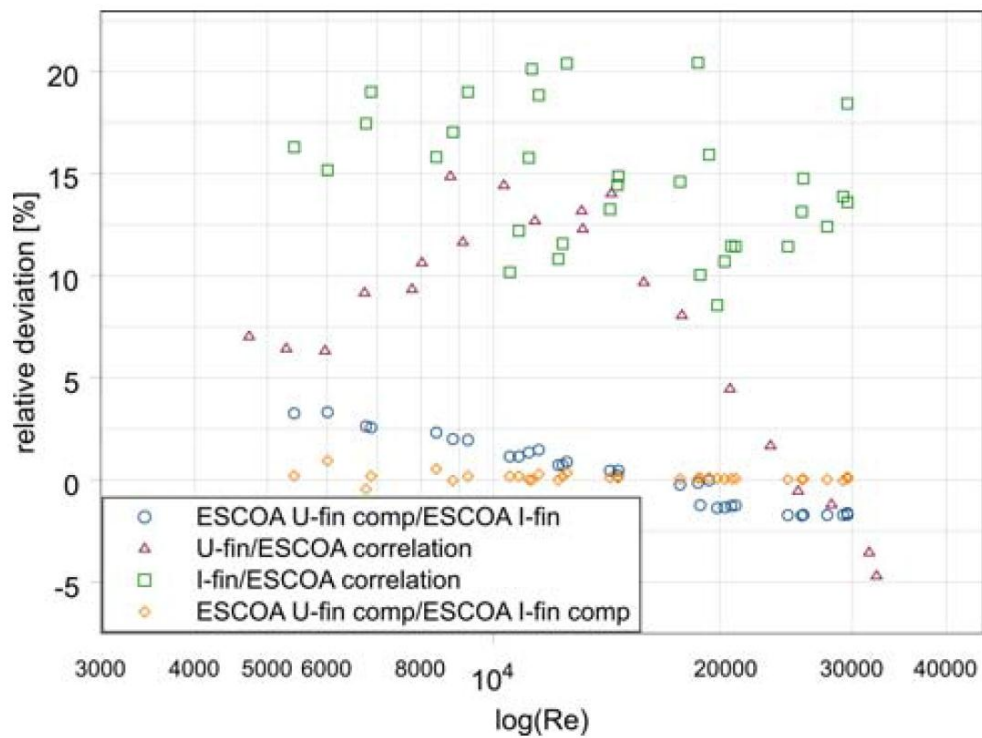


Fig. 22: Relativt avvik mellom korrelasjonene

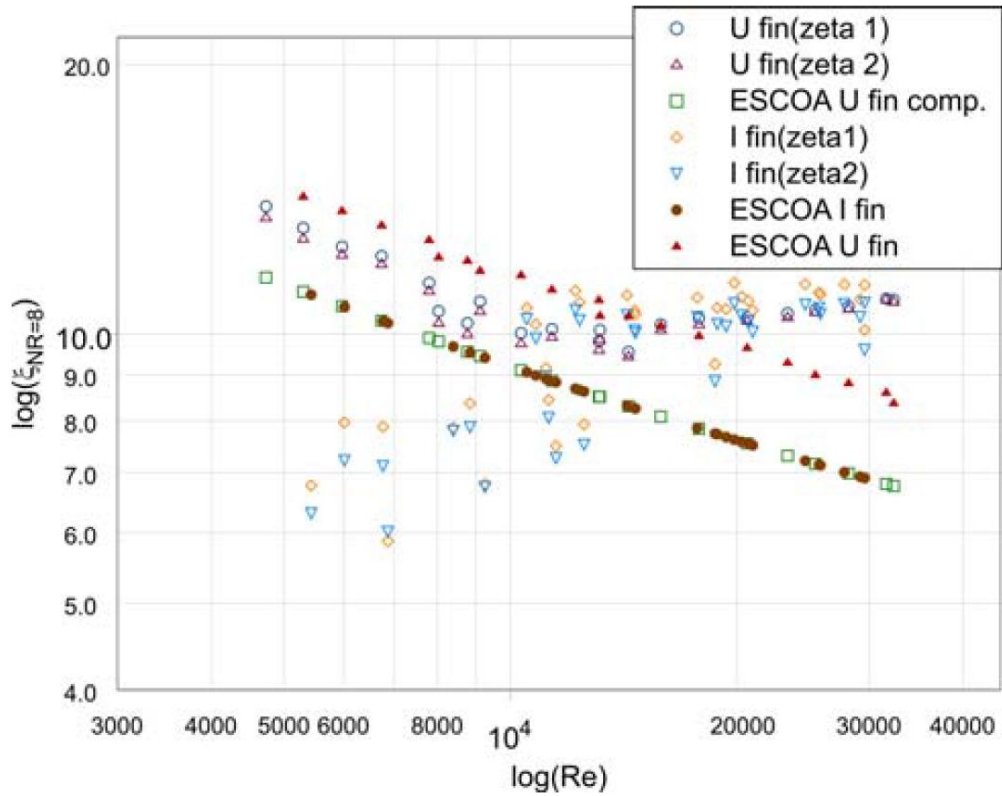


Fig. 23: Trykktapskoeffisienten med 8 rørrader

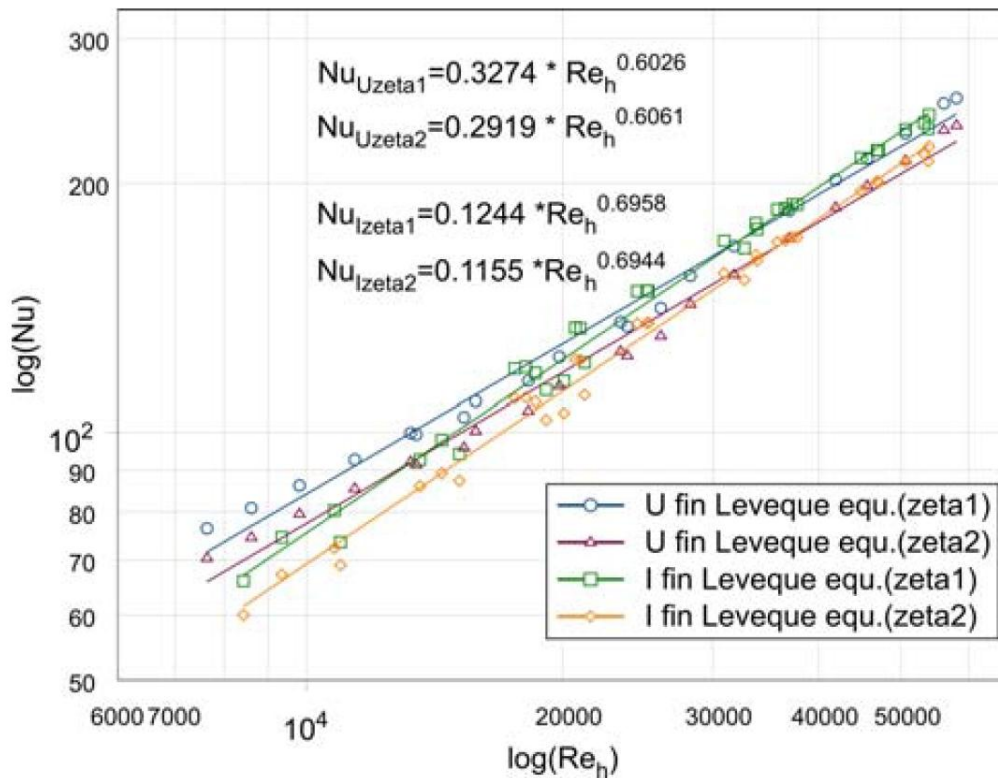


Fig. 24: Lévêque-likninger



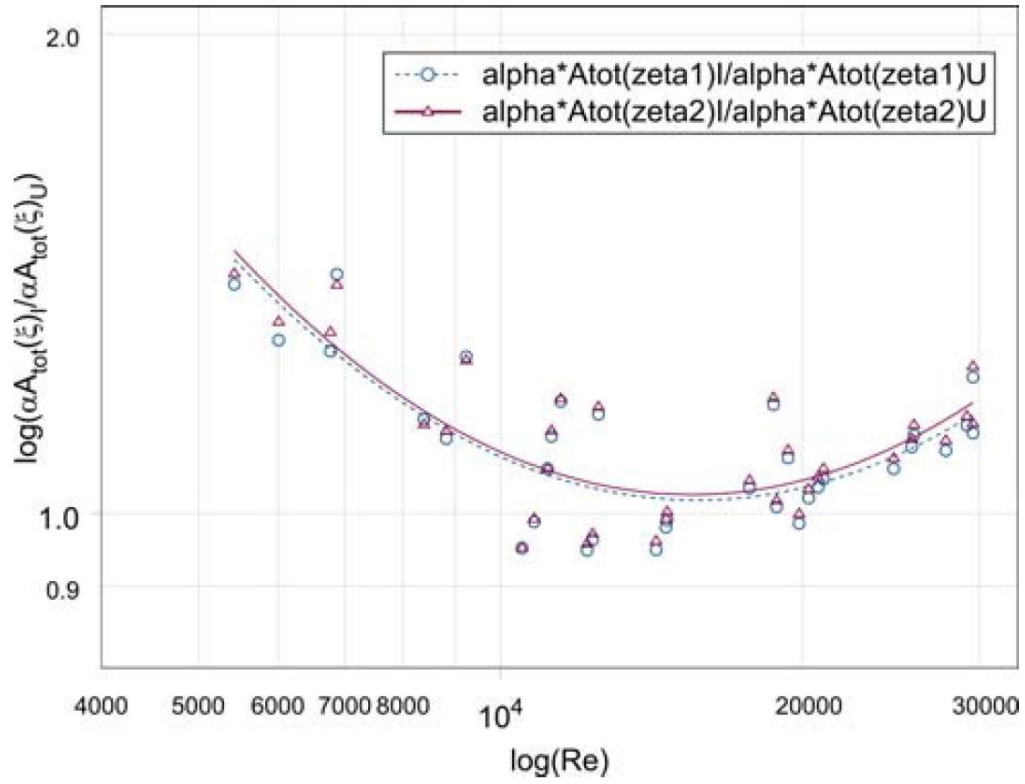


Fig. 25

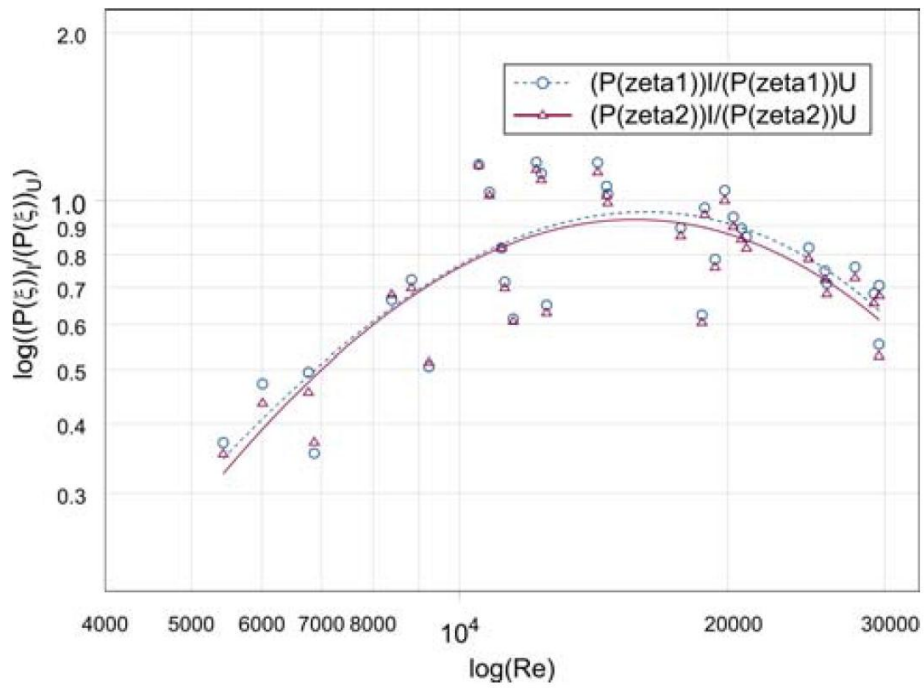


Fig. 26

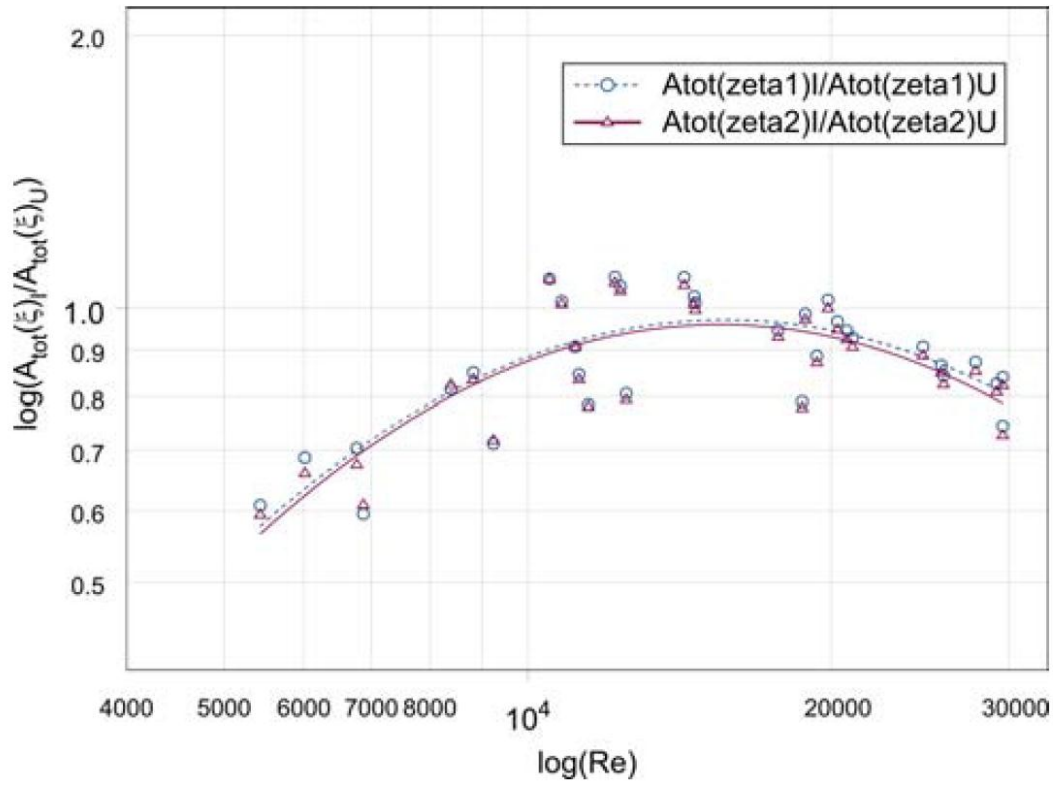


Fig. 27

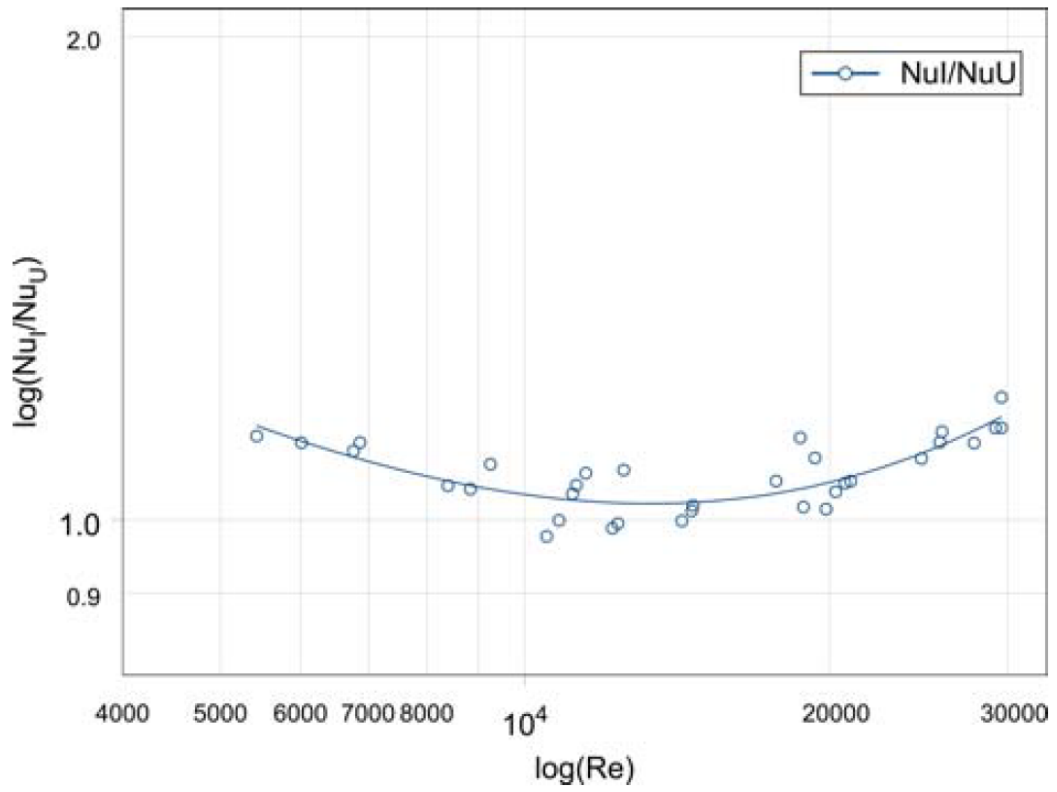


Fig. 28

## Vedlegg S – Resultatgrafer (Næss, 2010a)

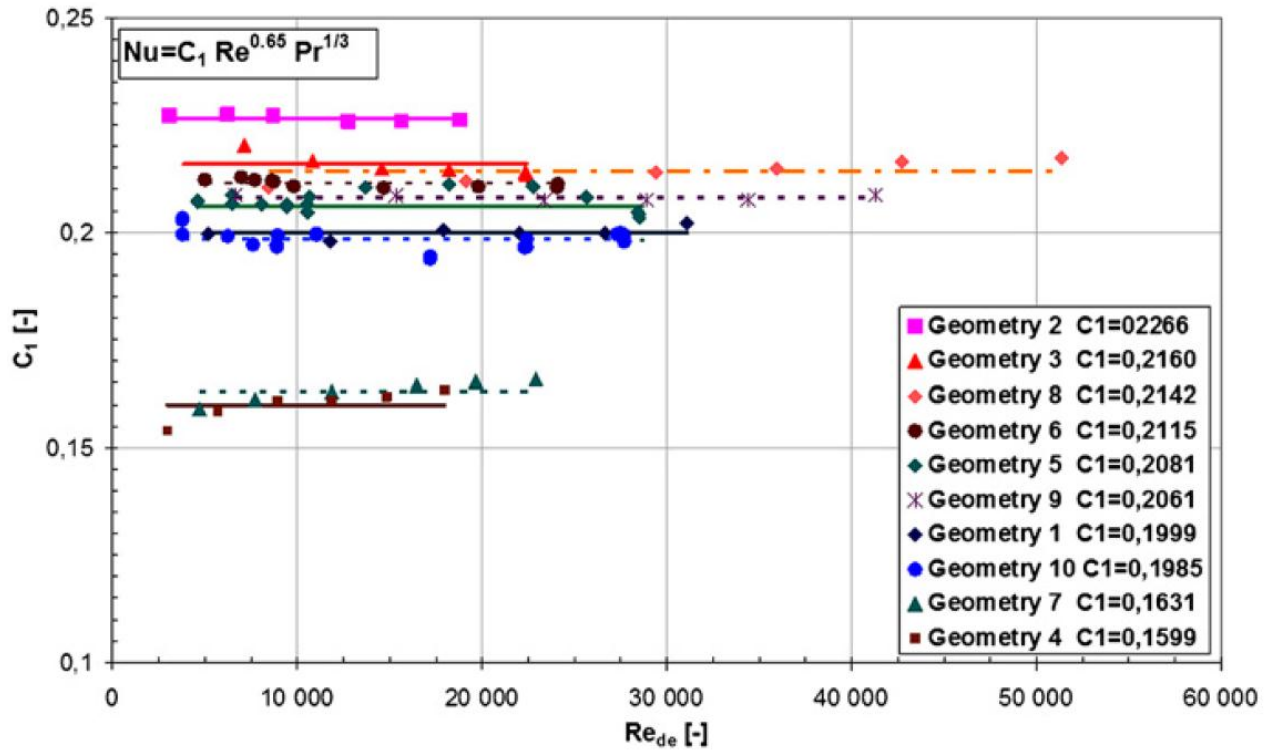


Fig. 29: Konstanter for  $Nu_{de} = C_1 Re_{de}^{0.65} Pr^{1/3}$  for de forskjellige rørbuntgeometriene

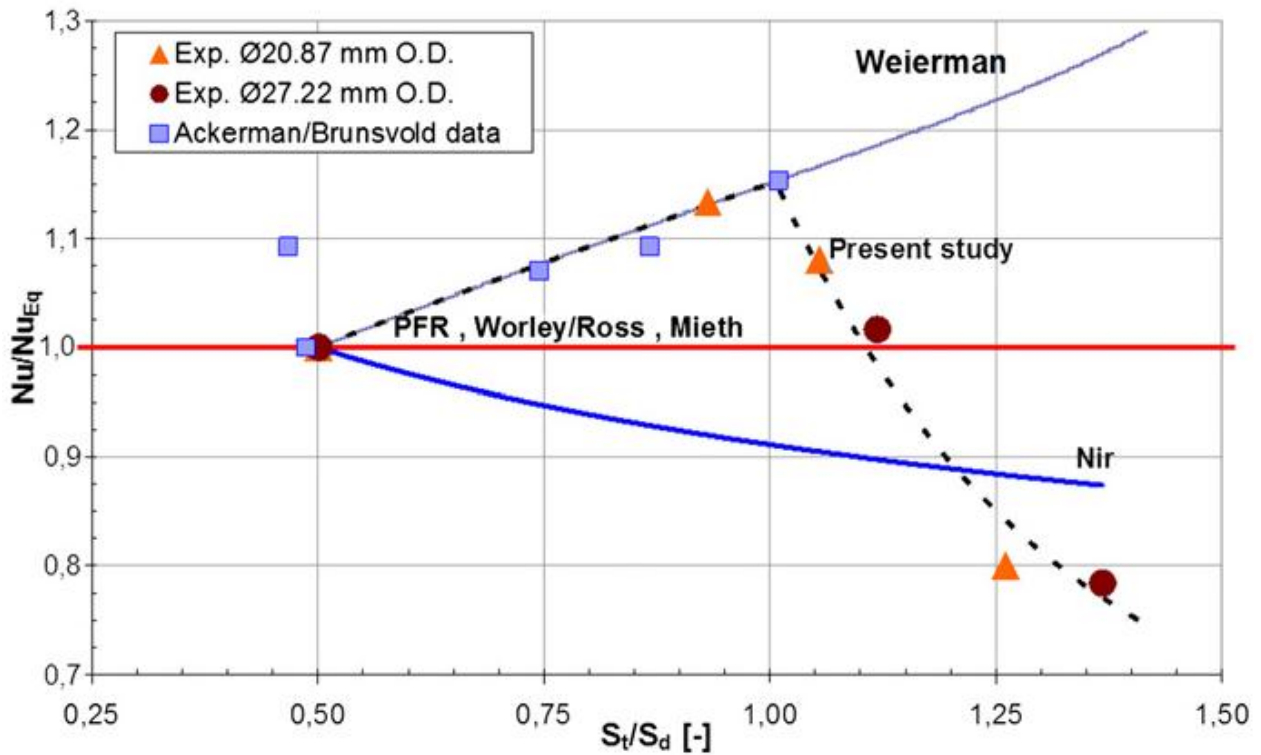


Fig. 30: Effekten av rørbuntlayout på Nu relativt til  $Nu_{eq}$

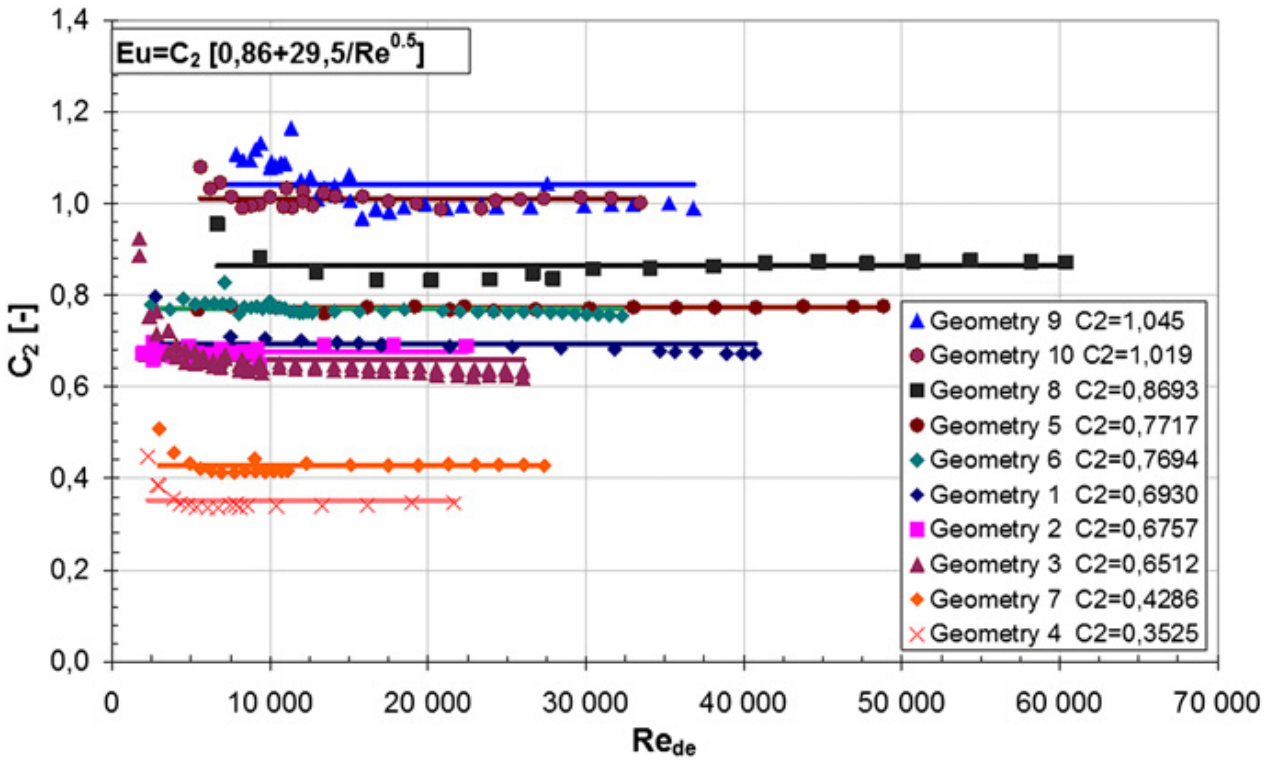


Fig. 31: Konstanter for  $Eu = C_2[0,86 + 29,5/Re_{de}^{0,5}]$  for de forskjellige rørbuntgeometriene

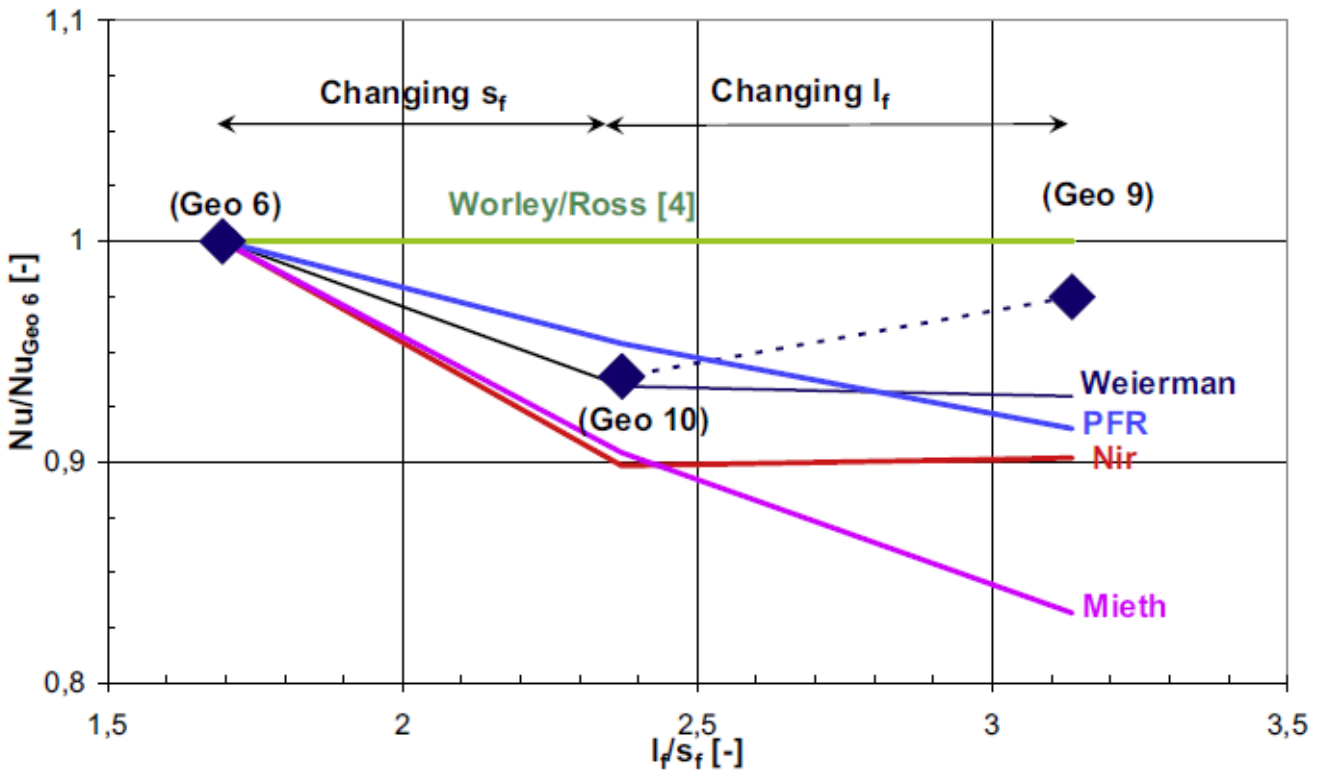


Fig. 32: Effekten av finnehøyde og finnepitch på Nu-tallet

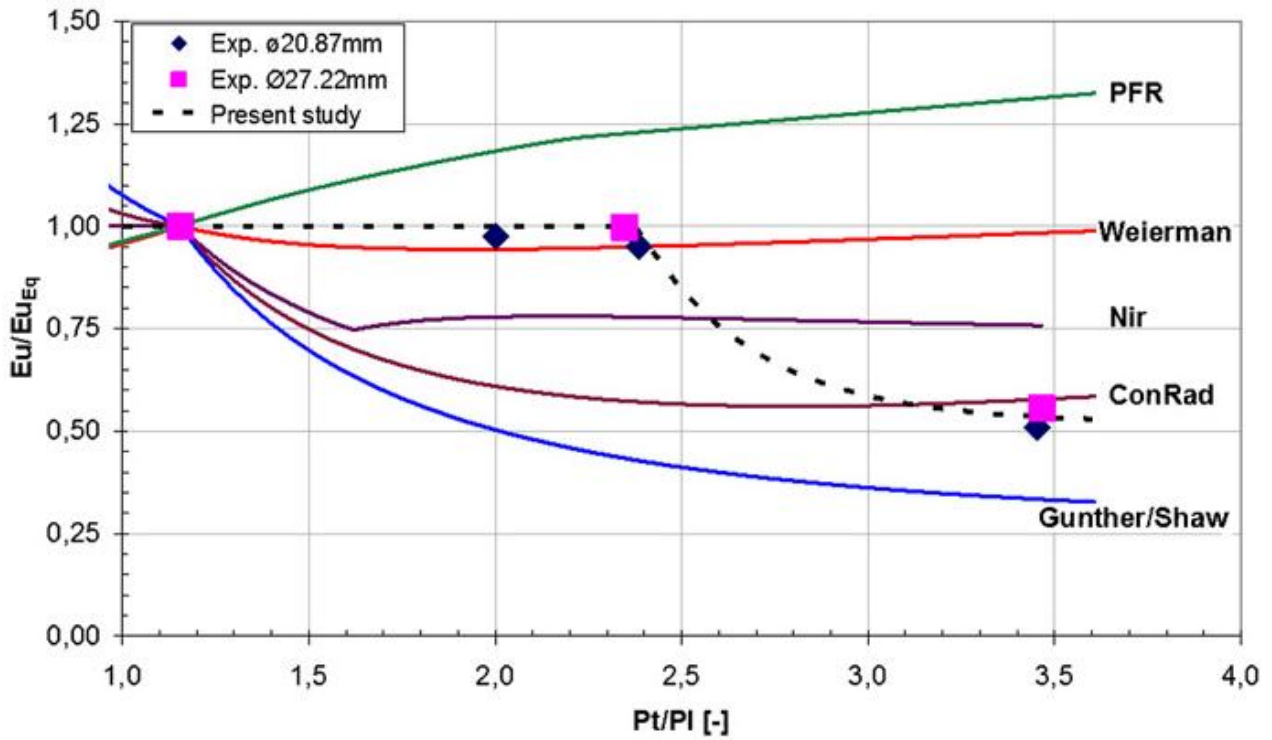


Fig. 33: Effekten av rørbuntlayout på Eu-tallet

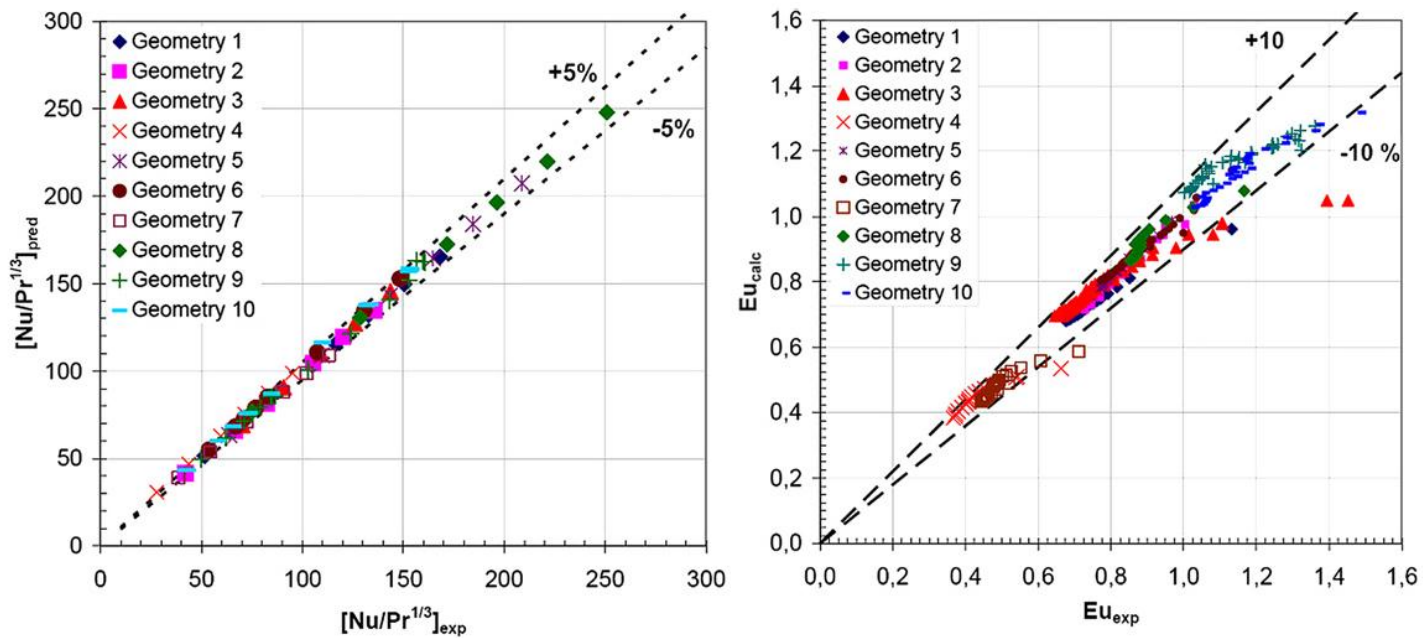


Fig. 34: Målt VS beregnet  $NuPr^{-1/3}$  og Eu for alle testgeometriene

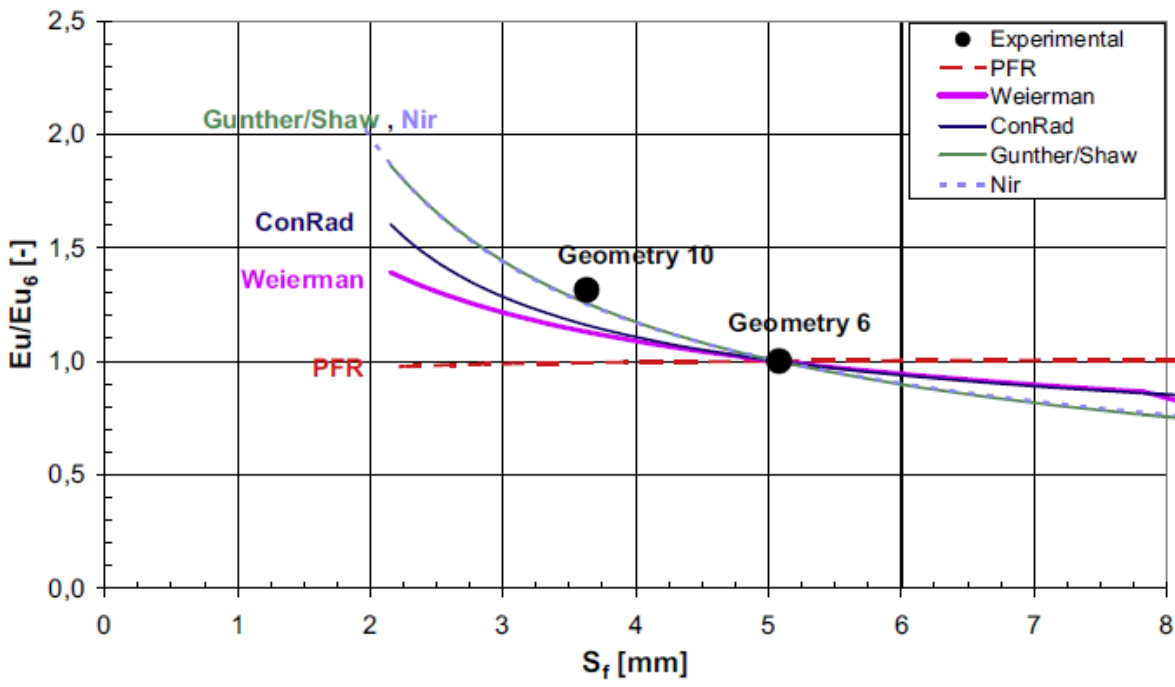
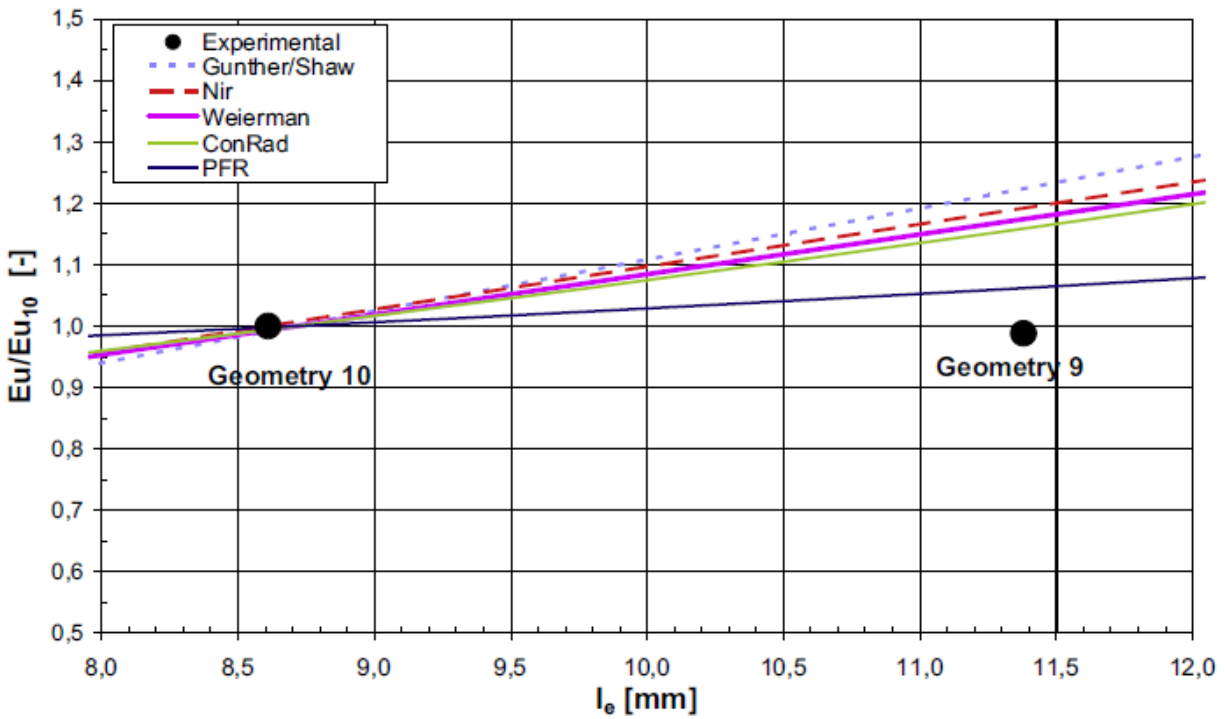


Fig. 35: Effekten av Eu-tallet med varierende finnehøyde,  $l_e$ , og finnepitch,  $s_f$ .

## Vedlegg T – Resultatgrafer (Ma et al., 2012)

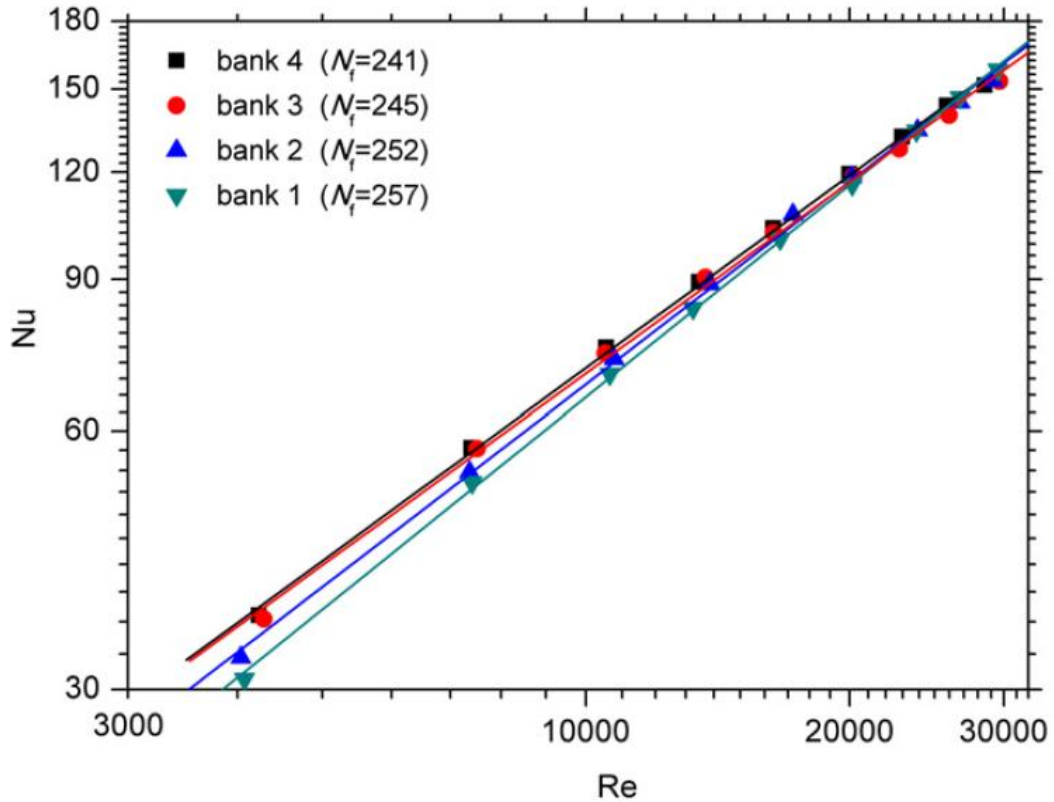


Fig. 36: Nu VS Re for finnesiden med varierende finnepitch

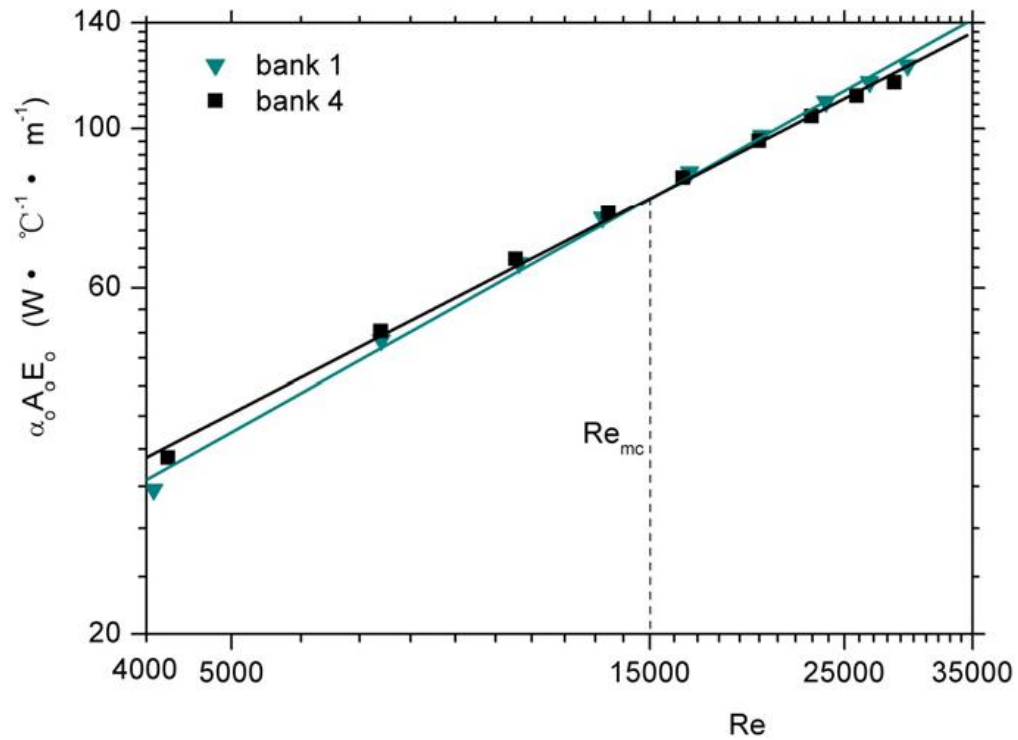


Fig. 37: Varmeovergangsraten per meter finnet rør VS Re-tallet, for finnesiden for rørbunt 1 og 4

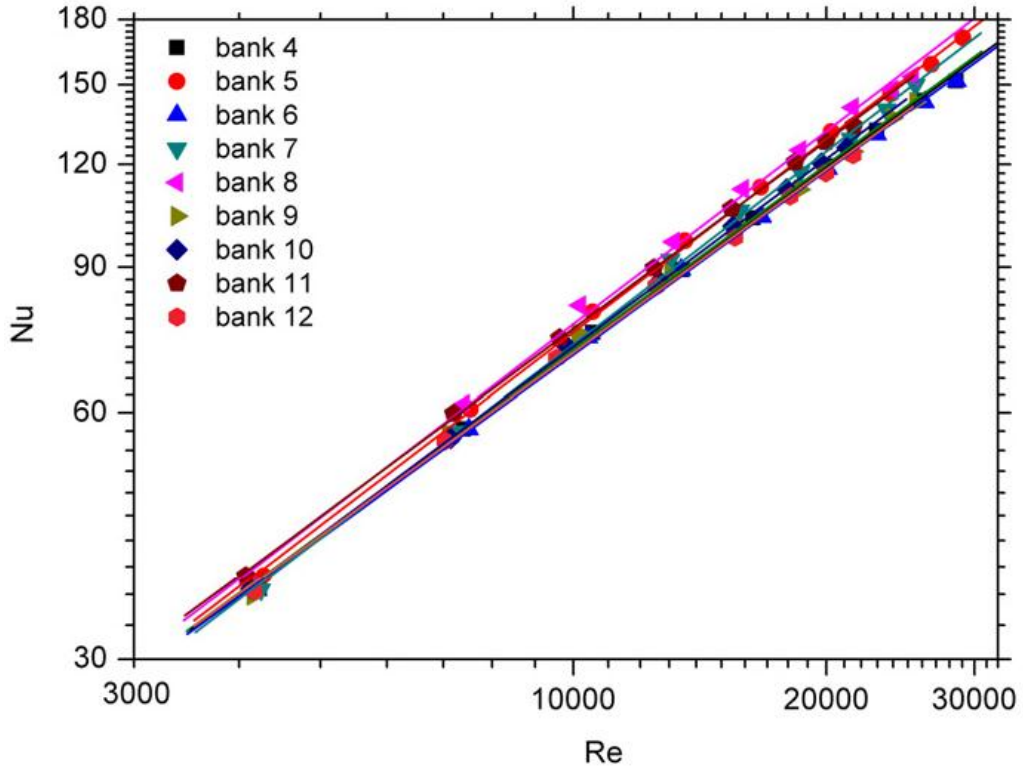


Fig. 38: Nu VS Re for finnesiden, med varierende rørpitch

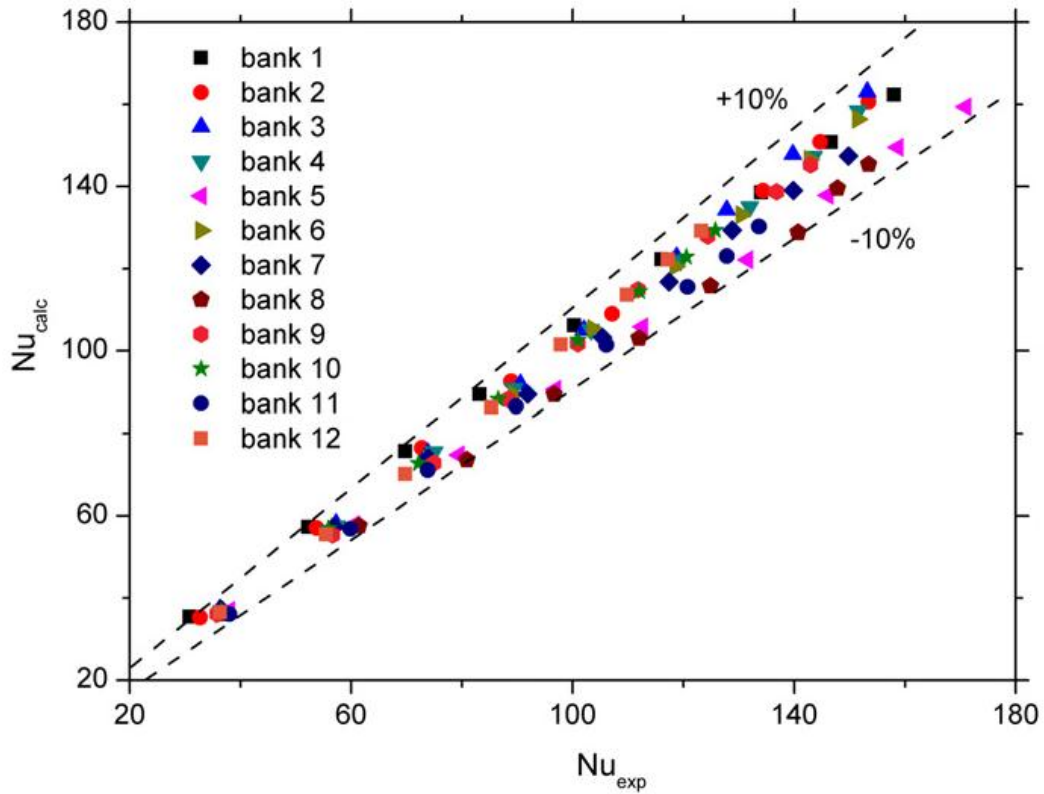


Fig. 39: Målt  $Nu_{exp}$  VS beregnet  $Nu_{calc}$



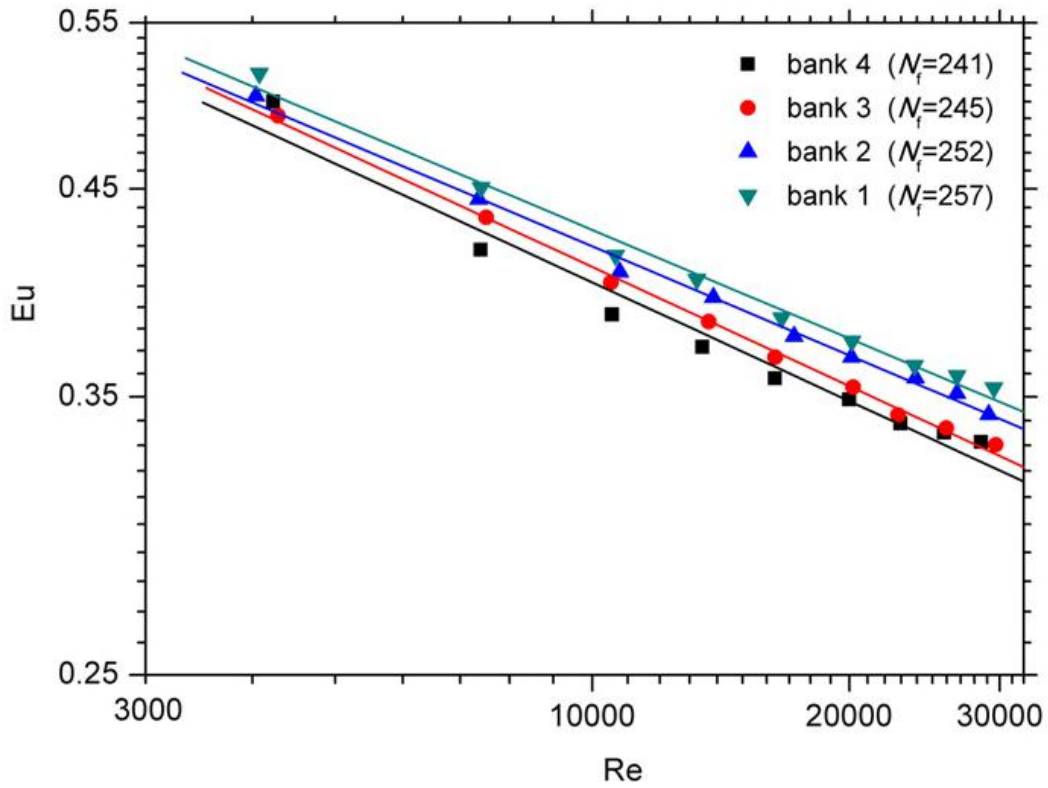


Fig. 40: Eu VS Re for finnesiden, med varierende finnepitch

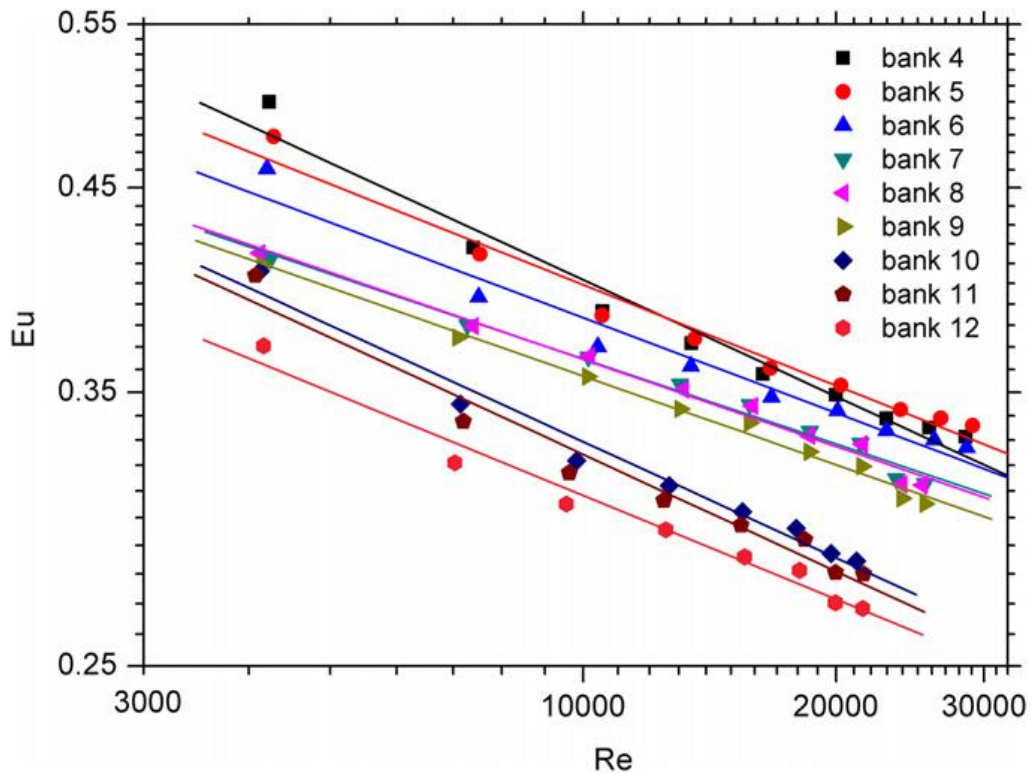


Fig. 41: Eu VS Re for finnesiden, med varierende rørpitch

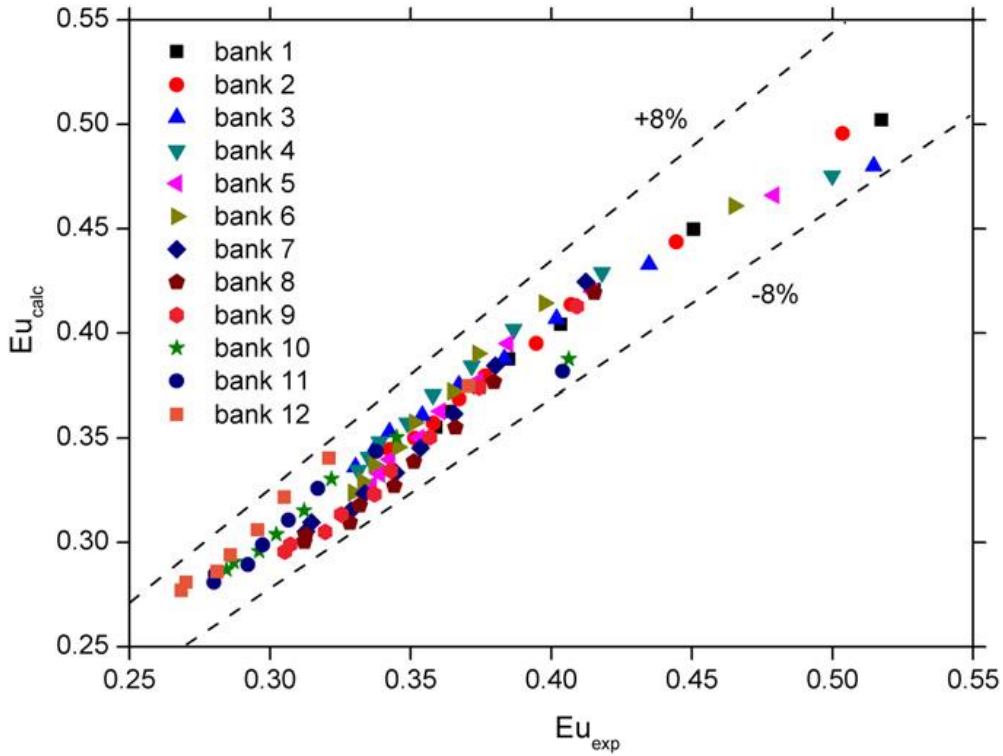


Fig. 42: Målt  $Eu_{exp}$  VS beregnet  $Eu_{calc}$

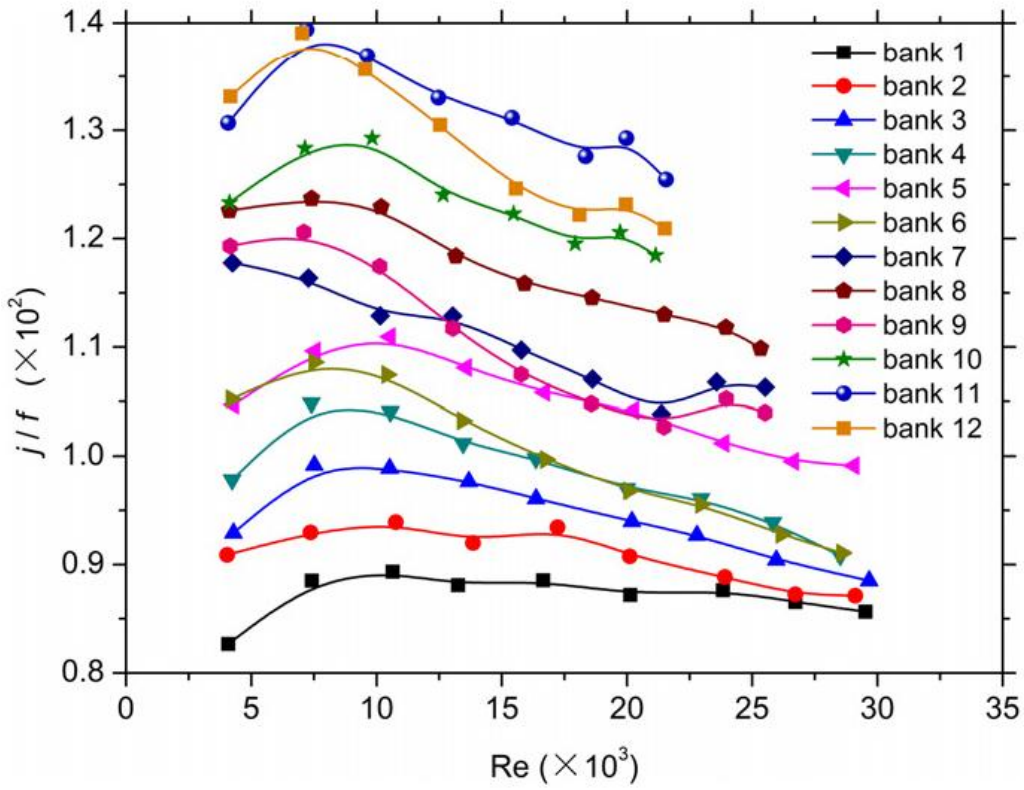


Fig. 43: Den samlede termisk-hydrauliske ytelsen for alle testgeometriene

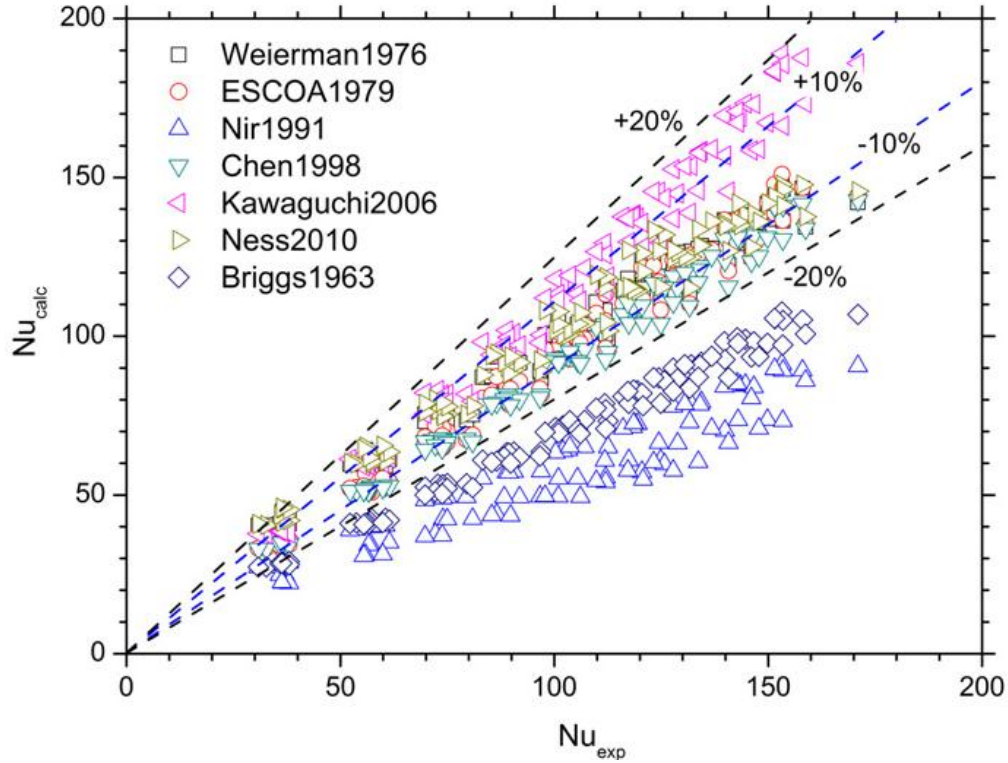


Fig. 44: Sammenlikning mellom forsøksdataens varmeovergangsdata og beregnede verdier kalkulert med tidligere publiserte korrelasjoner

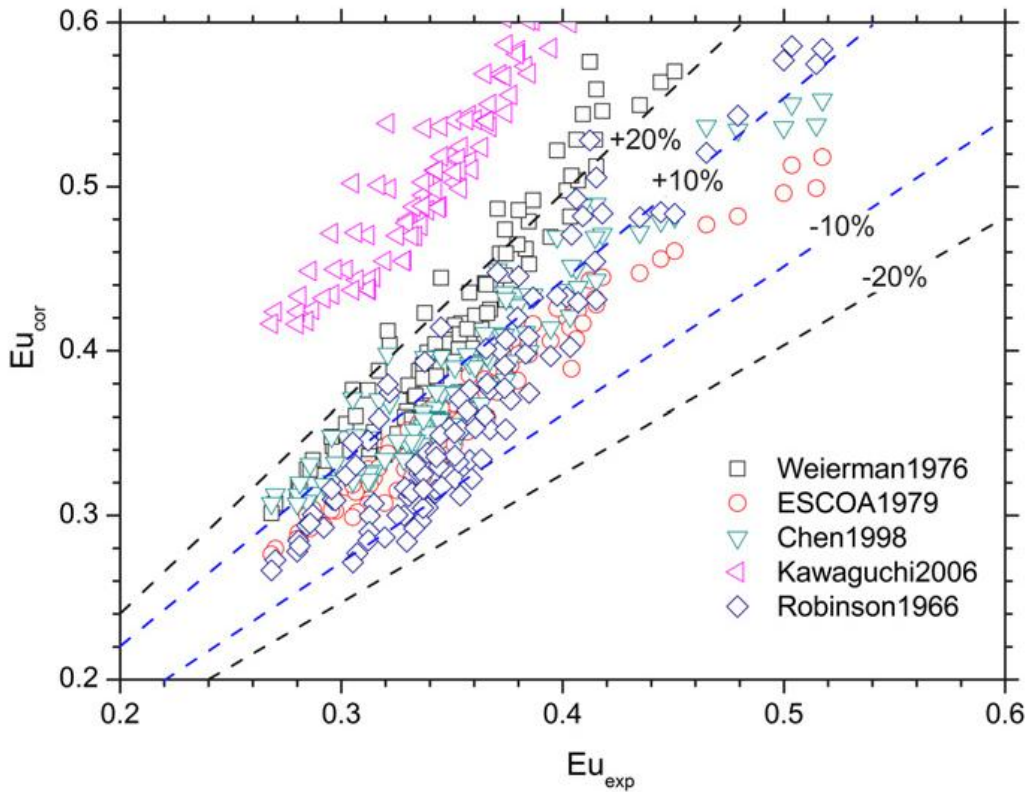


Fig. 45: Sammenlikning mellom forsøksdataens trykktapsdata og beregnede verdier kalkulert med tidligere publiserte korrelasjoner