

# SIMULERINGSMODELL FOR EFFEKTIVISERING OG ENERGIGJENVINNING I ET DAMPSYSTEM

## SIMULATION MODEL FOR EFFICIENCY AND ENERGY SAVINGS IN A STEAM SYSTEM

KIM ANDRE LOVAS

UNIVERSITETET FOR MILJØ- OG BIOVITTENSKAP  
INSTITUTT FOR MATEMATISKE REALFAG OG TEKNOLOGI  
MASTEROPPGAVE 30 STP. 2011

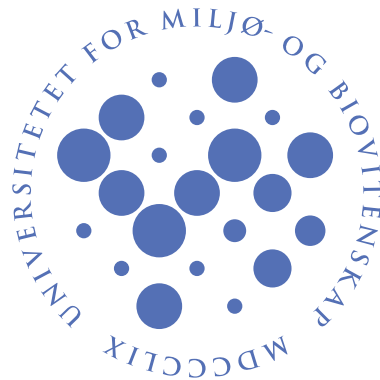
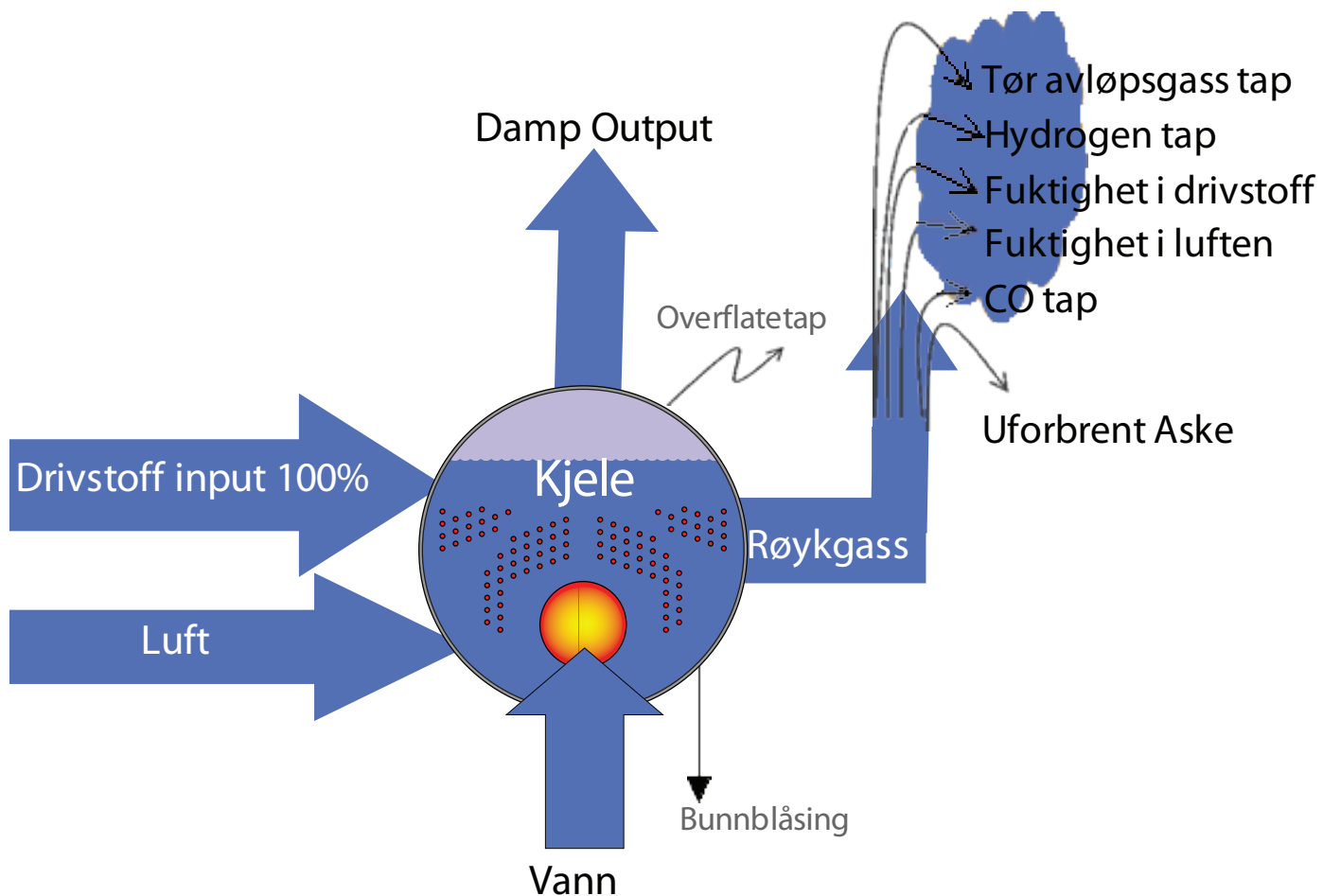




# SIMULERINGSMODEL FOR EFFEKTIVISERING OG ENERGIGJENVINNING I ET DAMPSYSTEM

av

Kim Andre Lovas



Masteroppgave  
IMT/UMB, 2011

## FORORD

Denne avhandlingen er gjennomført som siste del av masterprogrammet i Maskin, prosess og produktutvikling ved Instituttet for matematiske realfag og teknologi ved Universitet for Miljø og Biovitenskap (UMB). Oppgaven er tverrfaglig og bygger i stor grad på kunnskapen som er opparbeidet gjennom fem år med studier ved UMB. Til sammen utgjør dette arbeidet et omfang på 30 studiepoeng tilsvarende 900 arbeidstimer.

For at det skal bli en god avhandling kreves det kunnskap innenfor mange tilstøtende fagfelt som for eksempel prosessteknikk, termodynamikk, hydrodynamikk, økonomi, fysikk, teknisk innovasjon og konstruksjonsteknikk. Nye fagområder som implementeres i denne oppgaven er dampsteknikk, programmering i Excel og energigjenvinning innenfor dampsteknikk. Dette er nye områder for meg, noe som har gitt en bratt og spennende læringskurve.

Hovedvekten av avhandlingen har blitt lagt på energigjenvinning i et dampsystem. Dette er et spennende fagfelt med mange kompliserte problemstillinger. Analysen er spesielt rettet mot kjelehuset som er kjernene i de fleste dampsystemer.

For å kunne etablere tilfredsstillende prosesstekniske analyser har jeg vært avhengig av å innhente datagrunnlag og praktiske vurderinger fra næringslivet. Takket være formann for Varme/kulde Nils-Jacob Lauritsen i TINE Meieriet Oslo har dette gått problemfritt. Det rettes også en takk til Regionssjef Asbjørn Dahle Spirax-Sarco Øst for hjelp til å utarbeide simuleringsmodellen for dampsystemet.





Oppfølgingen i fra instituttet har vært meget god gjennom mine fem år ved universitet. Det rettes derfor en naturlig takk til førsteamanuensis Jan Kåre Bøe, overingeniør Tore Ensby, førsteamanuensis Odd-Ivar Lekang og professor John Mosbye. Jeg vil spesielt takke min hovedveileder førsteamanuensis Tor Kristian Stevik for tilbakemelding og rettleiding gjennom hele prosessen.

Jeg ønsker spesielt å trekke fram Inghild Lysne Sanden for god hjelp med korrekturlesing og tilbakemelding. Til slutt vil jeg rette en stor takk til mine medstudenter for gode råd, godt humør og motivasjon gjennom hele denne krevende prosessen.

*"Efficiency is doing things right; effectiveness is doing the right things."*

*-Peter Drucker*

Ås, den 12.5.2011

Kim Andre Lovas

## SAMMENDRAG

Dampsystemet blir delt inn i 4 kategorier ettersom dampen går gjennom systemet; Dampproduksjon, distribusjon, sluttbruker og gjenvinning av kondensat.

Hovedfokuset til denne avhandlingen har ligget på kjelehuset og de potensielle mulighetene som ligger i å effektivisere dampsystemet. Formålet med denne oppgaven er ikke å presentere så mye nytt, men heller å øke bevisstheten og å vise de enorme mulighetene for energi- og kostnadsbesparelser som ligger urørt.

Avhandlingen har sett nærmere på blant annet effektivisering og energigjenvinning av; kontinuerlig ledningsevneavblåsing, bunnblåsing, prestasjonen og virkningsgraden til dampkjelen, varmeenergi i fra røykgassen, begroing og sotdannelse på forbrenningsrør, avgassingstårn, gjenfordampning og retur av kondensat, lekkasjer i damp Potter og uisolerte rør, flenser og ventiler.

Denne avhandlingen har prosjektert fram en simuleringsmodell som skal være med å hjelpe industrien i å effektivisere og gjenvinne energi fra et dampsystem. Simuleringsmodell har blitt bygget i Excel for å simulere energiforbruket og energigjenvinningspotensialer i dampsystem. Verktøyet skal gi industrien muligheten til å vurdere mulighetene i sitt eget system for å se hvor det er økonomisk lønnsomt å gjøre tiltak.

Simuleringsmodellen blir døpt " Steam and Condensate System Survey Tool" med forkortelsen SACSS. Styrken til SACSS er at brukeren lager en masse, energi og økonomisk analyse av dampsystemet. Brukeren kan dermed gjøre endringer på dampsystemet og observere innvirkningene av endringene. Den identifiserer interaktive og komplekse handlinger i dampsystemet for analyse. Det er bygget mange forskjellige prosjekter inn i modellen som er vanlige for virkelige dampsystem. Modellen kan for eksempel simulere innvirkningen av å redusere dampforbruket, endre drivstofftype til kjelen eller forbedre virkningsgraden til kjelen.

For å illustrere hvordan SACSS kan brukes i praksis blir det gjort et studie av dampanlegget til TINE Meieriet Oslo.

## ABSTRACT

Steam systems are generally divided into 4 categories as the steam goes through the system; generation, distribution, end user and condensate recovery.

The main focus of the thesis has been on the boiler house and the potential opportunities offered to streamline the steam system. The purpose of this paper is not to present as much new, but rather to raise awareness and to demonstrate the enormous potential for energy and cost savings which is untouched.

The theses examine among other things efficiency and energy savings in; continuous blowdown, bottom blowdown, Boiler efficiency, stack losses, scale and sot problems, pressurised deaerators, flash and condensate recovery, leaking traps and non-insulated pipes, valves and flanges.

This theses has presented a simulation model that should be incorporated to assist industry in improving the efficiency and recycle energy from a steam system. The simulation model has been built in Excel to simulate the energy consumption and energy spot screening in a steam system. The tool will give industry the opportunity to consider the possibility of its own system and see where it is economically profitable before proceeding with implementation.

The simulation model is named "Steam and Condensate System Survey Tool" with the acronym SACSS. The strength of SACSS is that the user can create a mass, energy and economic analysis of the steam system. The users can then make changes to the steam system and observe the impacts of the changes. It identifies the interactive and complex actions in the steam system for analysis. Many different projects have been implemented into the model that is common for real steam system. The model can, for example, simulate the impact of reducing steam consumption, changes in the fuel type or improvements in the efficiency of the boiler.

A case study has been made of TINE Dairy Oslo to illustrate the practice use of SACSS.



## INNHALDSFORTEGNELSE

1	Innledning .....	1
1.1	Målsetninger og begrensninger .....	2
1.1.1	Hovedmål .....	2
1.1.2	Delmål .....	2
1.1.3	Forutsetninger og begrensninger .....	2
1.2	Symboler og terminologi .....	4
1.2.1	Generell terminologi .....	5
1.2.2	Utvidet terminologi .....	7
2	Dampen og kondensatets krets .....	10
2.1	Damp og kondens .....	10
2.2	Dampproduksjon .....	12
2.2.1	Kjeletyper .....	12
2.3	Distribusjon og sluttbrukere .....	14
2.4	Kondensatretursystem .....	15
3	Forbedringer .....	17
3.1	Dampproduksjon .....	17
3.1.1	Virkningsgraden til kjelen .....	17
3.1.2	Tap i forbrenningsrøret .....	17
3.1.3	Bunnblåsing og ledningsevneavblåsing .....	19
3.1.4	Economiser og recuperator .....	22
3.1.5	Avgassingstårn .....	23
3.1.6	Begroing og sotdannelse på forbrenningsrør .....	23
3.2	Dampdistribusjon .....	24
3.2.1	Damplekkasjer og lufting .....	24



3.2.2	Isolering .....	26
3.3	Sluttbruker og retur av kondensatet .....	27
3.3.1	Kondensat og gjenfordampning .....	27
4	Beregningsgrunnlag for simuleringsmodell .....	30
4.1	Virkningsgraden til kjelen .....	30
4.1.1	Referansestandarder .....	30
4.1.2	Den Direkte metoden .....	31
4.1.3	Den Indirekte metoden.....	34
4.2	Kontinuerlig ledningsevneavblåsing .....	43
4.3	Bunnblåsing.....	45
4.4	Economiser/Recuperator .....	46
4.5	Begroing og sotdannelse på forbrenningsrør .....	50
4.6	Avgassingstårn .....	52
4.7	Kondensat og gjenfordampning.....	53
4.8	Lekkasjer i kondenspotter .....	54
4.9	Isolering av rør .....	57
4.10	Isolering av uisolerte ventiler og flenser.....	58
4.11	Drivhusgassutslipp .....	59
4.12	Generelle betraktninger .....	60
4.13	Økonomiske beregninger.....	62
5	Utvikling av simuleringsmodell .....	64
5.1	Vurdering av programverktøy .....	64
5.2	Modelloppbygging .....	64
5.2.1	Input.....	65
5.2.2	Resultater.....	67
5.2.3	Utrekninger.....	68





5.2.4	Oppsummering .....	68
6	Praktisk eksempel på TINE Meieriet Oslo .....	69
6.1	Virkningsgrad .....	71
6.2	Ledningsevneavblåsing .....	72
6.3	Bunnblåsing.....	73
6.4	Avgassingstårn .....	74
6.5	Kondensat og Gjenfordampning .....	76
6.6	Lekkasjer i kondenspotter .....	80
6.7	Isolering av uisolerte rør .....	81
6.8	Isolering av uisolerte ventiler og flenser .....	82
6.9	Oppsummering av Studiet av TINE Meieriet Oslo .....	88
7	Konklusjon .....	90
8	Videre arbeid .....	91
9	Kildehenvisninger .....	93
10	Vedlegg .....	101
10.1	Skriftlige vedlegg .....	101
10.2	Elektroniske vedlegg.....	101

## 1 INNLEDNING

Bedrifter, industrien og statlige organ er under et stadig økende økonomisk og miljøorientert press. Det blir stadig vanskeligere å være økonomisk konkurransedyktig i det globale markedet og samtidig møte de økende miljørettede standardene. Energieffektivisering er med på å redusere utslippene av klimagasser samtidig som en reduksjon i energiforbruket gir en økonomisk gevinst. En enkel kjemisk balanse av forbrenning av metan vil vise at forbrenning av 1 kg metan vil produsere 2,74 kg CO<sub>2</sub> (1). En reduksjon i forbruket av metan som avgjør store deler av innholdet i naturgass, vil gi en dramatisk reduksjon av utslippet av CO<sub>2</sub> til atmosfæren.

Norge har satt ambisiøse mål for reduksjon av klimagassutslippene. Regjeringen har foreslått at Norge skal forplikte seg til å redusere utslippene med 30 % fram til 2020 i forhold til 1990 (2). For å nå dette målet må det gjøres en betydelig satsning på energieffektivisering og energigjenvinningsystem.

Dampkjeler og andre fyringsbaserte system er signifikante energiforbrukere. Omring 40 % av verdens strømforbruk blir generert ved å bruke kjeler med forbrenning av kull og dampturbiner (3). De fleste dampkjeler forbrenner drivstoff sammen med luft for å frigi den kjemiske varmeenergien. Denne varmeenergien kan igjen brukes til å øke temperaturen til et industriprodukt eller som en del av en produksjonsprosess.

Å ta de riktige beslutningene tidlig i et energieffektiviseringsprosjekt er vesentlig for at det endelige resultatet blir godt. Dette krever god planlegging og de riktige verktøyene for å enes om hva som bør igangsettes.

Ofte er operatører og energiledere uvitende om mulighetene som er tilgjengelig for energieffektivisering og energigjenvinning i sitt eget dampsystem. En annen mulighet kan være at de er usikre på beregningsmetoder som er påkrevd for å regne ut den mulige besparelsen. Det svakeste leddet når det gjelder dampsystem trenger ikke være en komponent, men det kan være en grunnleggende mangel på kunnskap (4).

Vanligvis vil en operatør i industrien måtte overbevise den øvre ledelsen om at en investering i effektivitet er verdt investeringen. Å kommunisere denne beskjeden til avgjørelsestagerne kan ofte være mer vanskelig enn

selve ingeniørarbeidet bak konseptet. Ledelsen vil reagere mer villig på et kroneanslag enn til en diskusjon om energi og virkningsgrader. Ved å adoptere en økonomisk tilnærming kan en relatere virkningsgrader til bedriftens mål.

UMB i samspill med Spirax-Sarco har ønsket om å utvikle et verktøy som kan benyttes i samarbeid med industrien for å forbedre effektiviteten til dampsystemet. Verktøyet skal designes for å tillate energianalytikere å lage tilnærmede modeller av virkelige dampsystem. Ved å bruke det nye simuleringssystemet skal en enkelt kunne kvantifisere energikostnader, drivstoff- og forurensningsbesparelser. Verktøyet skal virke som et utsorteringsverktøy som inneholder nøkkeelementene i et dampsystem. En del av formålet til verktøyet skal være å assistere operatører og energiledere til å identifisere betydelige muligheter for å forbedre dampsystemet.

## 1.1 MÅLSETNINGER OG BEGRENSNINGER

### 1.1.1 HOVEDMÅL

Det skal utvikles et simuleringssystem som hjelper energiingeniøren til å tydeliggjøre for seg selv og andre hva som er energieffektive og økonomiske tiltak i et dampsystem. I denne forbindelse undersøkes de ulike mulighetene for energigjenvinning, effektivisering, forbedring av drift og vedlikehold.

### 1.1.2 DELMÅL

- Definere de relevante energitilførsler og tap i et dampsystem
- Beskrive de ulike mulighetene for varmegjenvinning og forbedringer.
- Undersøke ulike programverktøy og finne det verktøyet som er best egnet for å utvikle et verktøy for simulering av et dampsystem
- Utvikle en simuleringssystem
- Gjennomføre en praktisk analyse for å vurdere anvendbarheten til simuleringssystemet
- Spesifisere begrensninger og foreslå videre arbeid

### 1.1.3 FORUTSETNINGER OG BEGRENSNINGER

Verktøyet skal være mulig å utvikle videre i framtiden. Det er satt av begrenset tid til utvikling av simuleringssystemet. Det blir derfor satt opp 11 punkter som modellen skal inneholde i første omgang, med muligheter for enkel implementering av nye løsninger i framtiden.

Følgende moduler skal være med i denne omgang:

1. Energiutnyttelsesvurdering av dampkjele
2. Gjenvinning fra kontinuerlig ledningsevneavblåsing
3. Tapeestimat fra bunnblåsing
4. Gjenvinning av varmeenergi i fra røykgassen
5. Effekttap på grunn av begroing og sotdannelse på forbrenningsrør
6. Gjenvinning av varmeenergi fra avgassingstårn
7. Gjenvinning av gjenfordampning og kondensat
8. Energitalp ved lekkasjer i dampkopper
9. Isolasjon av kjele, rør, kondenspotter og ventiler

Det blir valgt å benytte engelsk som hovedspråk i simuleringsmodellen. Dette gjøres fordi mange faguttrykk er vel etablerte og aksepterte på engelsk samtidig som de ofte ikke har ekvivalente ord på norsk. Engelsk er også et språk som er mye brukt av teknologer over hele verden. Simuleringsmodellen vil dermed ha et større potensiale for å bli brukt samtidig som den kan nå ut til en større brukergruppe.

Dampen i simuleringsmodellen forutsettes til å være tørr mettet damp.

CO<sub>2</sub> utslipp er beregnet med forutsetning av full forbrenning og at all karbon som er tilstede i drivstoffet går med til å produsere CO<sub>2</sub>.

Det blir ikke gjort økonomiske beregninger utover kosten av å produsere en likeverdig mengde damp som den energien som går tapt.

Det forutsettes at økningen i røykgasstemperaturen i hovedsak vil være på grunn av sot og begroing.

Reduserte mengder med forurensning blir beregnet på bakgrunn av likeverdige bruk av fossilt drivstoff.

Det vil ikke bli gjort beregninger for drivhusgassutslipp for elektriske kjeler.

Det blir ikke tatt forbehold for energien som brukes av tilleggsutstyr som brennere, vifter og pumper.

## 1.2 SYMBOLER OG TERMINOLOGI

Det forutsettes at leseren har satt seg inn i generell fagterminologi som benyttes i sammenheng med dampteknikk. For øvrig baseres språket i oppgaven seg på allmenne definisjoner regulert av kunnskapsforlagets "blå språk- og ordboktjeneste" (5). Uttrykk som ønskes å ha begrenset eller utvidet betydning vil bli presentert.

Ved valg av enheter i denne oppgave, har jeg i stor grad benyttet meg av SI-enheter eller utledninger av SI-enheter:

**Tabell 1 Symbol og enheter.**

Symbol	Betydning	Enhet
$C_p$	Spesifikk varmekapasitet ved konstant trykk	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
$\mathring{B}$	Total kostnad	kr/år
$K_v$	Gjennomstrømning av væske som vil skape et trykkfall	$\text{m}^3/\text{h bar}$
$\dot{Q}$	Varmeoverføring per enhet tid	$\text{kW} (\text{kJ}/\text{s})$
$\dot{V}$	Volumgjennomstrømning	$\text{m}^3/\text{h}$
$h_f$	Entalpi væskeform	$\text{kJ}/\text{kg}$
$h_{fg}$	Entalpi faseovergang	$\text{kJ}/\text{kg}$
$h_g$	Total entalpi	$\text{kJ}/\text{kg}$
$\dot{m}$	Massestrøm	$\text{kg}/\text{s}$ eller $\text{kg}/\text{h}$
$\dot{q}$	Varmefluks	$\text{W}/\text{m}^2$
$\Delta P$	Trykkfall	bar
$\emptyset KV$	Øvre kalorimetriske brennverdi	$\text{kJ}/\text{kg}$
$D$	Diameter	mm
$F$	Totalt oppløst faststoff	ppm
$FM$	Feilmodusfaktor	
$K$	Prosentvis kjemisk innhold av element	
$B$	Kostnad	kr/ton
$N$	Nødvendig totalt oppløst faststoff	ppm
$P$	Trykk	bar eller Psi
$Q$	Termisk energi	$\text{kJ}$ eller $\text{MJ}$
$SF$	Servicefaktor	
$SK$	Strømningskoeffisienten	
$T$	Temperatur	K eller $^{\circ}\text{C}$
$l$	Lengde	m
$m$	Masse	kg
$n$	Forholdstall	
$t$	Tid	Sekunder
$\Delta T$	Temperaturendring	K eller $^{\circ}\text{C}$



$\eta$	Virkningsgrad	
$\rho$	Tetthet	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Besparelser	kr
$\phi$	Reduksjonsfaktor	

### 1.2.1 GENERELL TERMINOLOGI

**Absolutt trykk (bar a)** – Trykk med absolutt vakuum som referansepunkt

**Avblåsningstårn** – For fjerning av luft og gasser fra fødevannet før den blir introdusert for kjelen

**Bunnblåsing** – Kjelevann blir fjernet fra kjelen for å kunne opprettholde den ønskede konsentrasjonen med oppløst faststoff i kjelen og for å fjerne slam

**CO** – Karbonmonoksid

**CO<sub>2</sub>** – Karbondioksid

**Dampkvalitet** – Angis med dampens "tørrhetsgrad" som angir hvor mye helt tørr damp som inngår i den dampen som produseres

**Drivstoff** – Substans som inneholder energi, brukes til å generere varme

**Duggpunkt** – Temperatur hvor kondensering starter

**Economiser** – Bruker overskuddsvarme ved å overføre varme fra røygassen for å varme innkommende fødevann

**Emissivitet** – Strålingsevne. Forholdet mellom den energien som sendes ut fra et legeme og den energi et svart legeme ville ha sendt ut.

**Entalpi** – Det totale energiinnholdet i et medie. Entalpien til damp vil ved alle anledninger ta forbehold om latent og følbare varme

**Forbrenningsluft** – Luft som blir tilført forbrenningen

**Forbrenning** – Den raske kjemiske kombinasjonen av oksygen med de brennbare elementene i drivstoffet som resulterer i frigjøring av varme

**Forbrenningskammer** – Lukket beholder for å forbrenne drivstoff

**Forbrenningsluft** – Luft som blir brukt i forbrenningsprosessen

**Fordampning** – Endringen i fase fra væske til damp

**Fordampningshastighet** – Antall kg vann som blir fordampet etter en enhet tid

**Fordampningsvarme (latent varme)** – Varmeenergi som endrer tilstanden uten å forandre temperaturen

**Forvarmet luft** – Luft ved en temperatur som overstiger omkringliggende luft

**Fødevann** – Vann som tilføres kjelen under drift. Summen av spevannet og kondensat

**Fødevannstanken** – Reservoar for returnert kondensat og spevann, som pumpes inn i kjelen etter hvert som kjelevannet fordampes

**Følbare varme** – Varmetilførsel som kan registreres som en endring i temperaturen til en gjenstand

**Gassanalyse** – Bestemmelse av innholdet i en gassaktig blanding

**Gjenfordampning** – Uttrykket gjenfordampning blir som regel brukt for å beskrive damp som dannes fra kondensat. Gjenfordampning finner sted når vann ved et høyere trykk og høyere temperatur enn metningstemperatur senkes til et lavere trykk.

**Isolasjon** – Et materiale med lav termisk ledningsevne

**Kjele (dampkjele)** – En lukket beholder hvor det dannes damp, eller hvor vann er oppvarmet av flammer eller elektrisitet

**Kjeleeffektivitet** – Ekte kjeleeffektivitet er et mål på drivstoff til dampeffektivitet.

**Kjelevann** – Et uttrykk for å representere en prøve av det sirkulerende vannet i kjelen, etter at den genererte dampen har blitt separert bort og før det innkommende fødevannet har blitt tilført

**Kokepunkt** – Temperatur hvor vann begynner å koke ved et gitt trykk

**Kondensat** – Vann som blir dannet ved å avkjøle damp

**Kondenspotte** – Brukes for å fjerne luft, kondensat og andre ikke-kondensbare gasser fra dampanlegget, uten unødvendig tap av friskdamp

**Kontinuerlig ledningsevneavblåsning** – Den uavbrutte fjerningen av konsentrat i kjelevann fra en kjele for å kontrollere mengde oppløst faststoff i det gjenværende vannet

**Konveksjon** – Overføring av varme gjennom et overføringsmedium som vann eller luft

**Ledningsevne** – Et materials evne til å overføre varmekraft til en temperaturforskjell. Egenskapen til en vannprøve til å overføre en elektrisk spenning under et sett med vilkår

**Mettet damp** – Damp ved temperatur og trykk hvor fordampningen skjer

**Mettet luft** – Luft som inneholder maksimum mengde med vanndamp, som den kan inneholde ved dens temperatur og trykk

**Nedre Kalorimetriske Brennverdi (NKB)** – Øvre Kalorimetriske brennverdi minus den latente varmen fra fordampning av vannet dannet av forbrenning av hydrogen i drivstoffet.

**Omkringliggende luft** – Luften som omringer utstyret.

**Oppløst faststoff** – Faststoff i vannet som er oppløst

**Overskuddsluft** – Overflod av luft som tilføres forbrenningen over den teoretisk nødvendige for å få komplett oksidering

**Overtrykk (bar g)** – Dette trykket blir målt i fra det atmosfæriske trykket. Selv om det atmosfæriske trykket vil variere med høyden over havet er 1,01325 bar akseptert som generell tilnærming

**Recuperator** – Utstyr som blir brukt for gjenvinning av energi i fra røykgass for å forvarme forbrenningsluften

**Røykgass** – Det gassaktige produktet av forbrenning

**Spevann** – Ferskvann tilført til systemet for å erstatte det normale eller abnormale tapet

**Termisk konduksjon (varmeledning)** – Overføring av varme igjennom et material ved å overføre energi fra molekyl til molekyl

**Trykk** – SI enhet til trykk er basert på pascal(Pa), definert som 1 newton per kvadratmeter( $1 \text{ N/m}^2$ ). I dampteknikk er den mest brukte metriske enheten bar. Denne enheten vil brukes gjennom denne rapporten.

**Tørr damp** – Damp uten fuktighet.

**Tørr mettet damp** – Mettet damp uten vann i løsningen

**Ufullstendig forbrenning** – Delvis oksidasjon av det brennbare stoffet i drivstoffet

**Vannhammer** – Brukes for å beskrive lyden forårsaket av en slug med kondensat som kolliderer ved høy hastighet med rørsystemet, ventiler etc.

**Varmestråling** – Overføring av varme fra et varmt legeme til et kaldt legeme uten overføringsmedium

**Virkningsgrad** – Forholdet mellom output og input

**Væskevarme** – Den energien eller varmen som går med til å heve temperaturen til en væske.

**Øvre Kalorimetriske Brennverdi (ØKB)** – Den totale varmen oppnådd av forbrenning av en spesifisert mengde drivstoff og dens støkiometriske korrekte mengde luft

## 1.2.2 UTVIDET TERMINOLOGI

### ENERGIBALANSE

En energibalanse blir brukt for å bestemme hvor all varmeenergien går inn i og forlater et system. Forutsatt at all energi verken kan tilintetgjøres eller oppstå, kan all energi redegjøres for i en systemanalyse. Energi inn er lik energi ut.

### TERMISK VARME

Varme er definert som termisk energi. Varmeoverføring er derfor overføring av varme inn i legeme (oppvarming) eller ut av legeme (avkjøling). Et legeme vil absorbere eller avgir varme avhengig av egenskapene til legemet. Når det ikke er faseovergang i legemet, er mengden termisk energi legemet absorberer eller avgir for en temperaturendring gitt ved (6):

$$Q = m C_p \Delta T \quad (6) \quad (1.1)$$

Hvor:

$Q$	= Termisk energi	[ kJ ]
$m$	= Masse	[ kg ]
$C_p$	= Spesifikk varmekapasitet	[ kJ / (kg * K) ]
$\Delta T$	= Temperaturendring	[ K ]

Spesifikk varmekapasitet er en konstant som forteller hvor mye varmeenergi som skal til for å øke temperaturen med 1 grad for en masse

på 1 kg. Den spesifikke varmekapasiteten til et materie (gass eller væske) vil variere med temperaturen. For gass vil den spesifikke varmekapasiteten bli målt enten ved konstant volum eller konstant trykk, uttrykt henholdsvis ved  $C_v$  og  $C_p$ .

Hvis man vurderer to prosesser som trenger den samme mengde varmeenergi, men over forskjellig oppvarmingstid, vil varmeoverføringshastigheten være forskjellig, men den totale varmeoverføringen vil være lik. Middelerdien til en slik varmeoverføring kan bli funnet ved å modifisere den generelle varmeoverføringsformelen:

$$\dot{Q} = \frac{m c_p \Delta T}{t} \quad (1.2)$$

Hvor:

$\dot{Q}$ =	Middelvarmeoverføring hastighet	[kW (kJ/s)]
$m$ =	Masse til væsken	[kg]
$c_p$ =	Spesifikk varmekapasitet til væsken	[kJ/kg °C]
$\Delta T$ =	Økning av temperaturen til væsken	[°C]
$t$ =	Tiden til varmeprosessen	[sekunder]

## MASSEBALANSE

Massebalansen brukes for å bestemme hvor massen tilføres og forlater systemet. Det er flere framgangsmåter for hvordan en massebalanse kan utføres. For tilfeller med dampkjeler kan en massebalanse i form av vannbalanse bli brukt. Forbrukt damp, spevann, returnering av damp, bunnblåsning, kontinuerlig ledningsevneavblåsning og fødevann.

Den generelle balanseligningen defineres som:

Endring beholdning = Inn-ut + Dannet – tapt

**Hvor:**

- **Beholdning** er mengden av den balanserte størrelsen som befinner seg innenfor systemets grenseflate ved ett gitt tidspunkt
- **Inn** er mengde som er tilført systemet av størrelsen over tidsperioden
- **Ut** er mengde fjernet fra systemet av størrelsen over tidsperioden



- **Dannet** er mengde dannet inne i systemet av størrelsen over tidsperioden
- **Tapt** er mengden tapt inne i systemet over tidsperioden

I tilfeller uten akkumulering og hvor den totale masse er konserverv kan man skrive den generelle balanseligningen på formelen:

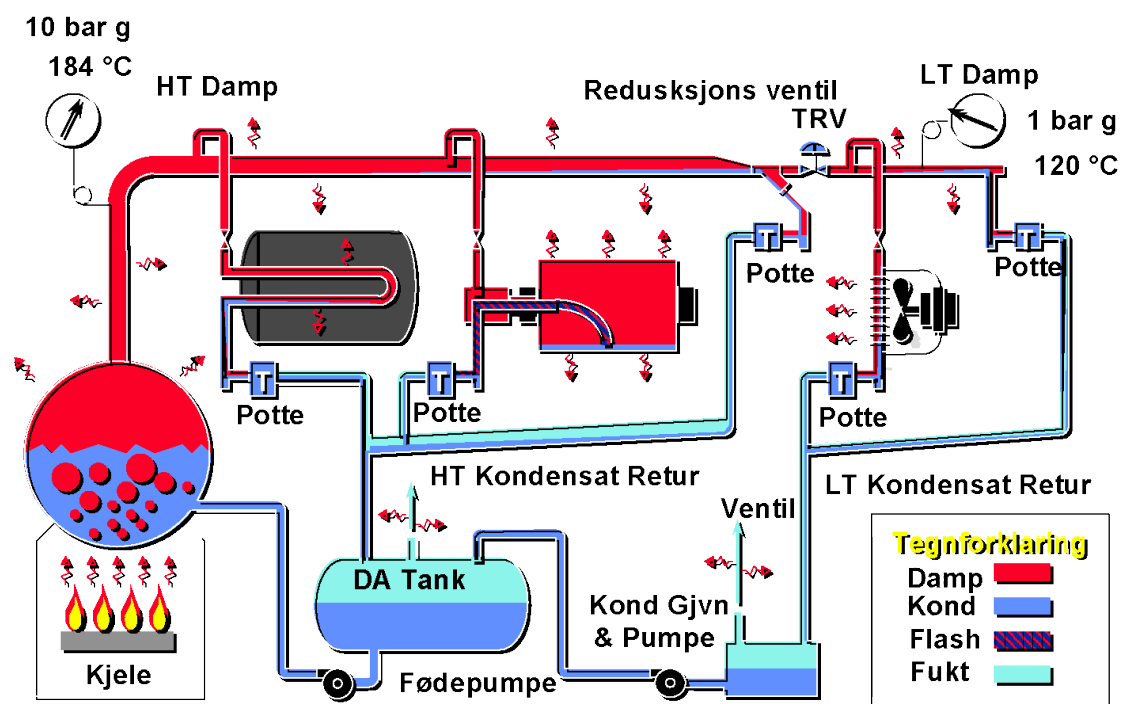
$$m_{inn} = m_{ut} \quad [\text{kg}; \text{kg/s}]$$



## 2 DAMPEN OG KONDENSATETS KRETS

Det svakeste leddet når det gjelder dampsystem trenger ikke være en komponent, men kan være en grunnleggende mangel på kunnskap (4). Damp har vært et mye brukt medie for å transportere varme siden den industrielle revolusjonen. Damp blir brukt i prosessindustrien og til strømproduksjon. Dette kapitlet er ment for å gi en bedre forståelse av de ulike delene som inngår i et dampsystem.

Elementer i et dampsystem blir generelt delt inn i 4 kategorier ettersom dampen går gjennom systemet. Disse kategoriene er; Dampproduksjon, distribusjon, sluttbruker og gjenvinning av kondensat.



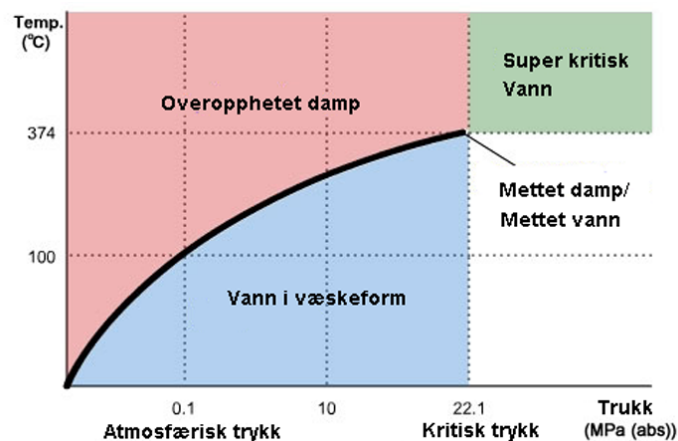
HT - Høyt trykk  
 LT - Lavt trykk  
 TRV - Trykk redusjonsventil

Figur 1 Varmetap i et dampsystem (7).

### 2.1 DAMP OG KONDENS

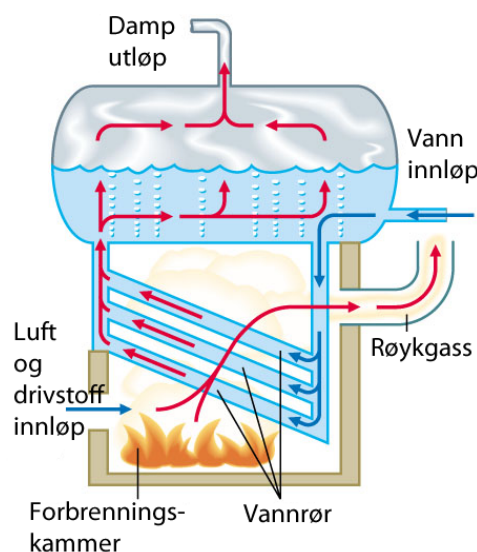
Vann kan eksistere i form av faststoff, væske og gass. Hvis varmeenergi blir tilført vann, vil temperaturen til vannet øke inntil en verdi er oppnådd hvor vannet ikke lengre kan eksistere i væskeform. Dette heter metningspunktet og ved å tilføre mer energi vil noe av vannet koke av som damp. Fordampningen krever relativt store mengder energi. Vannet og dampen som blir frigitt vil begge ha samme temperatur. Akkumulert

energi i 1 kg vann ved 100 °C er 417 kJ. For å forandre 1 liter vann ved 100 °C til 1 kg damp som tilsvarer 1694 liter gass kreves 2258 kJ. Det totale varmeinnholdet i 1694 liter damp vil dermed være: væskevarme 417 kJ + fordampningsvarme 2258 kJ = 2675 kJ. Når dampen kondenserer vil fordampningsvarmen frigjøres, og dampen blir til kondensat ved uendret temperatur. Entalpiverdiene til vann og damp er hentet ut i fra damptabell som ligger i vedlegg 12 (8). Figur 2 viser sammenhengen mellom trykket og temperaturen til vann i væskeform og damp.



**Figur 2 Sammenhengen mellom trykk og temperatur for vann i væske – og dampform (9).**

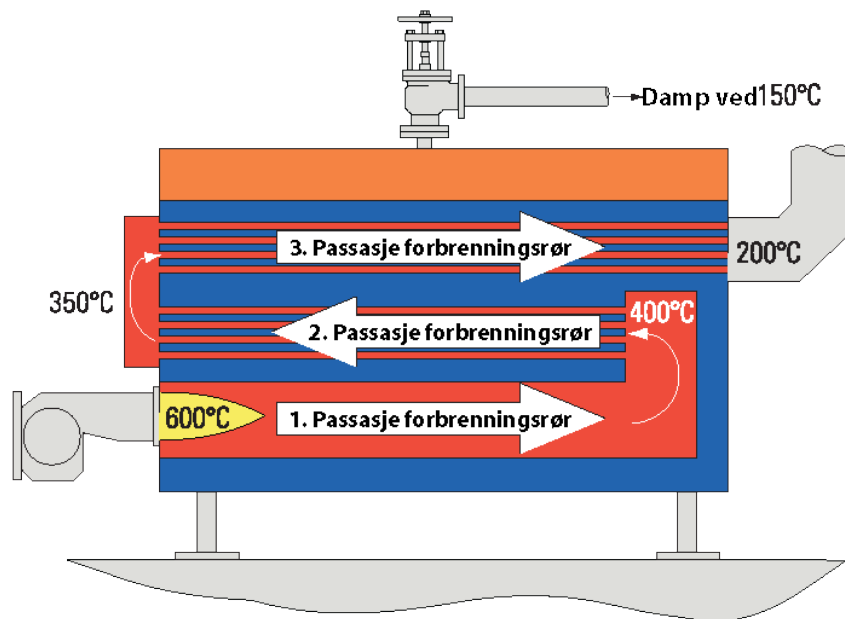
Den sorte linjen i figuren over indikerer hvor det blir dannet mettet damp. Mettetdamp dannes ved temperaturer og trykk hvor damp og vann i væskeform kan eksistere side om side. Figur 3 viser en grov skisse av de ulike parameterne i en kjele.



**Figur 3 Prinsippskisse over en dampkjele (10).**

## 2.2 DAMPPRODUKSJON

**Kjelen** er hjertet i et dampsystem. Kjelen er en lukket beholder hvor varme tilføres vannet inntil det blir hetvann eller damp. Hetvannet eller dampen som holdes under trykk er dermed brukbar til å overføre varme i en prosess. Når vannet fordampes vil volumet øke med 1600 ganger. Dette vil skape en kraft som er nesten like stor som svartkrutt. Kjelen er derfor et veldig farlig utstyr som må behandles deretter. En typisk moderne pakket kjele som vist i Figur 4 er vanligvis drevet av en brenner som sender varme gjennom forbrenningsrørene.



**Figur 4** Typisk varmerute gjennom en skallkjele (11).

Varm gass fra brenneren vil passere fram og tilbake opptil 3 ganger gjennom en serie med rør. Dette gjøres for å få maksimum overføring av varme fra røroverflaten til kjelevannet (11).

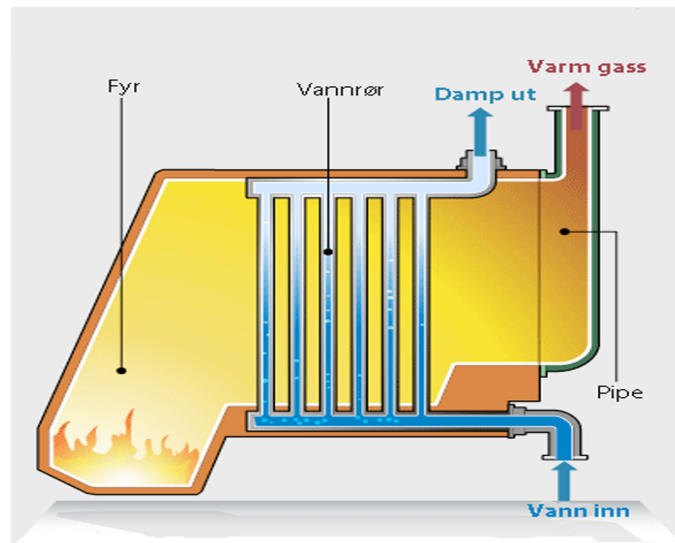
Hovedoppgaven til kjelen er å:

- Frigi energien i drivstoffet så effektivt som mulig.
- Overføre den frigitte energien til kjelevannet og generere damp så effektivt som mulig.
- Separere dampen fra vannet og eksportere dampen ut i systemet.

### 2.2.1 KJELETYPER

Det er i utgangspunktet uendelig mange ulike kjeledesign, men generelt sett kan de plasseres i en av to kategorier:

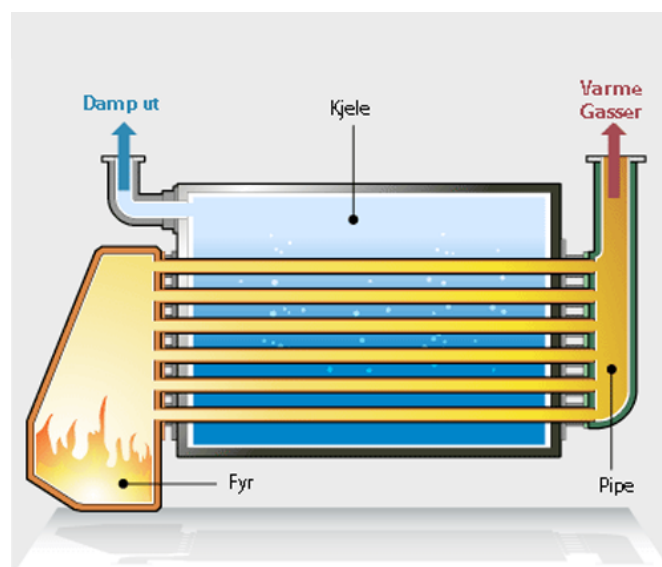
**Vannrørskjel** sirkulerer vannet på innsiden av rørene som er plassert i den varme gassen som vist i Figur 5. Kjelene kan bygges for alle dampkapasiteter og trykkstørrelser.



Figur 5 Prinsippskisse vannrørskjel (12).

Vannrørskjeler har et mindre vanninnhold enn røkrørskjeler som beskrives i neste avsnitt, og kan derfor besvare en økende etterspørsel raskere. Den lille diameteren på rørene gjør at vannrørskjelen kan tolerere et veldig høyt damptrykk. I kraftverk brukes ofte trykk opp mot 160 bar (13).

**Røkrørskjel** rommer lange stålrør som den varme gassen fra fyren går gjennom. Rørene overfører igjen varmen over til kjelevannet. I motsetning til vannrørskjel passerer vannet på utsiden av rørene.



Figur 6 Prinsippskisse av en røkrørskjel (12).

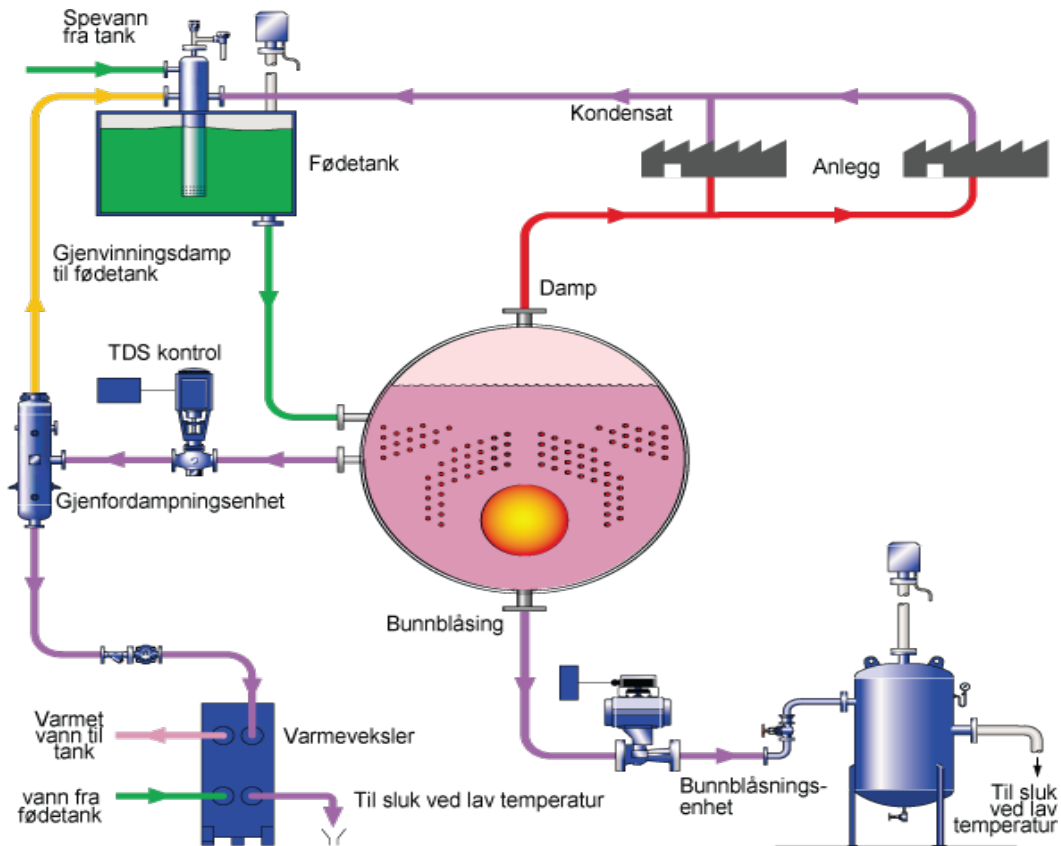
Røkrørskjeler har som regel en lavere initialkostnad, er mer drivstoffeffektive og er enklere å betjene. Pakkingsprinsippet som benyttes i røkrørskjeler gjør at 27 000 kg/time er maksimumsproduksjonsevnen. Er det behov for mer damp må flere kjeler kobles sammen. På grunn de store sylindrerne som brukes i konstruksjonen, er damptrykket begrenset til cirka 27 bar. Hvis det er behov for et høyere trykk må en bruke en vannrørskjel (14).

**Vannkvaliteten** er en viktig parameter som er viktig å følge med på for å opprettholde kontinuerlig drift. Vannet må være ved riktig temperatur for å unngå termisksjokk på kjelen. Vanlig ubehandlet springvann er ikke egnet for dampproduksjon og kan raskt begynne å skumme og starte kalkdannelse. Dette vil det redusere kjelens levetid og kjelen vil bli mindre effektiv. Samtidig vil dampen bli uren og våt. Fødevannet må derfor behandles for å redusere urenheter. Både vann- og varmebehandling vil ta sted i fødetanken. Fødepumpen vil tilføre fødevann til kjelen når det er nødvendig. Ved å varmebehandle vannet reduseres oksygeninnholdet, noe som er viktig fordi vann med mye oksygen er korrosivt ved høye temperaturer (11).

### 2.3 DISTRIBUTJON OG SLUTTBRUKERE

Damp gir tilgang til en metode for å transportere kontrollerbare mengder med energi fra et sentralt, automatisert kjelehus. Ved å produsere dampen sentralt kan effektiviteten økes og driftskostnadene senkes. Det er mange grunner til at damp er en av de mest brukte metodene for å transportere varmeenergi. Disse fordelene inkluderer enkel distribusjon, lav giftighet, høy effektivitet, høy varmekapasitet og lavere enhetspris i forhold til alternativene. Damp kan holde fem til seks ganger så mye potensiell energi som en likeverdig mengde med vann. Når vann blir varmet opp i en kjele, begynner den å absorbere energi. Vannet vil fordampe ved forskjellige temperaturer avhengig av trykket i kjelen. Dampen vil inneholde en stor mengde med opplagret energi som kan transporteres og frigis ved ønsket prosess. Dampen vil strømme som en funksjon av trykkfallet langs hele røret. Det er dermed ikke behov for dyre sirkulasjonspumper og det er kun behov for relativt små rør på grunn av dampens høye varmeinnhold. På grunn av det direkte forholdet mellom trykket og temperaturen til mettet damp kan tilført energi i en prosess enkelt kontrolleres.





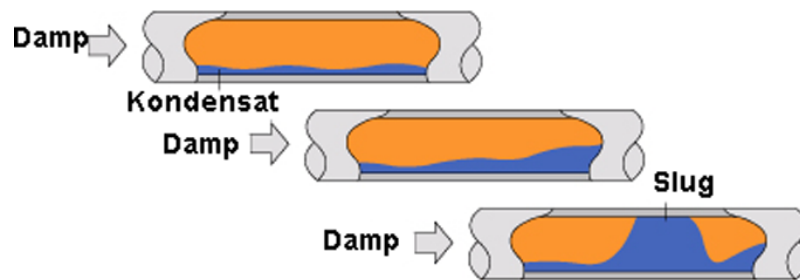
**Figur 7 Et dampsystem med gjenvinning av kontinuerlig ledningsevneavblåsning (15).**

Dampen kan omslutte eller injiseres inn i produktet som skal varmes. Kondensering av dampen vil effektivt transportere varmeenergien til produktet ved en jevn temperatur. Dette eliminerer problemet med temperaturgradienter som ofte er et problem ved bruk av oljer med høy temperatur og hetvann. Fordi varmeoverføringsevnen til damp er så stor vil den nødvendige varmeoverføringsoverflaten være relativt liten. Figur 7 viser et dampsystem ved gjenvinning av kontinuerlig ledningsevneavblåsningen.

## 2.4 KONDENSATRETURSYSTEM

Ettersom dampen blir fordelt ut i distribusjonssystemet vil den begynne å miste energi. Når dampen kommer fram til ønsket sted vil den begynne å gå over til vann. Kondensat vil også danne seg langs distribusjonssystemet. Kondensen må fjernes med en gang. Fordi den vil redusere kvaliteten til dampen og senke effektiviteten til systemet. Et lukket system hvor alt av kondensat blir returnert til kjelen er optimalt. Spillevarmen til kondensatet og dens renhet kan utgjøre store besparinger innenfor energi og vannbehandling.

Kondenspotter er essensielle for å fjerne kondensat. Disse blir installert utover i distribusjonssystemet for å fjerne kondensat, luft og andre urenheter som kan redusere effektiviteten til dampsystemet. Kondensat, luft og andre urenheter som ikke blir fjernet kan gi betydelig reduksjon i varmeoverføring og føre til vannhammer.



**Figur 8 Vannhammer som blir dannet av kondensat i systemet (16).**

Figur 8 viser en vannhammer som blir dannet fordi kondens har fått mulighet til å samle seg i systemet. Når kondensatet blir plukket opp av dampen vil den få en hastighet i mange tilfeller på over 25 m/s (16).

## 3 FORBEDRINGER

Å ta de riktige beslutningene tidlig i et energieffektiviseringsprosjekt er vesentlig for at det endelige resultatet blir godt. Dette krever god planlegging og de riktige verktøyene for å enes om hva som bør igangsettes. Det er flere muligheter for å maksimere effektiviteten og redusere driftskostnadene til en kjele. Dette avsnittet undersøker i detalj flere nøkkelmuligheter for energi- og kostnadsreduksjon.

### 3.1 DAMPPRODUKSJON

Dampproduksjonsdelen av et dampsystem bruker en kjele for å tilføre varme til fødevannet for generer damp.

#### 3.1.1 VIRKNINGSGRADEN TIL KJELEN

Dampproduksjon er i prinsippet en energikonversjon-prosess hvor drivstoffenergien blir konvertert over til energien i damp. Kjelen er den største forbrukeren av energi i et dampsystem. Dette antyder at kjelen bør være et fokuspunkt. Typisk vil det største tapet som er assosiert med kjelen være energien som går ut av kjelen med røykgassen. Dette tapet er direkte avhengig av temperaturen til røykgassen og mengden overskuddsluft som blir tilført forbrenningen. Andre faktorer som har innvirkning på effekten må også tas hensyn til. Bunnblåsning og ledningsevneavblåsning er essensielt for den kontinuerlige driften til alle dampkjeler. Bunnblåsningen og ledningsevneavblåsning er også et tap i kjeledrift. I stor grad kan dette tapet kontrolleres og reduseres. Varmeoverføringstap fra kjelens overflate er også et potensielt interesseområde. Virkningsgraden til kjelen vil ikke være konstant over driftsbelastningen.

#### 3.1.2 TAP I FORBRENNINGSRØRET

Tap fra forbrenningsrøret er ofte den største synderen i dampsystemet. Mange faktorer er tilknyttet forbrenningstapet, men de største kommer av temperaturen til røykgassen og overskuddsluft. Røykrørtapet blir som regel fastsatt gjennom en forbrenningsanalyse. Denne analysen vil sammenligne mengden energi som går ut av kjelen med røykgassen, med den totale energien som går inn i kjelen med drivstoffet. Siden forbrenningstapet kan være massivt og generelt sett er det største tapet, kreves det nærmere oppsyn. Røykrørtapet vil bli delt inn i to kategorier som blir analysert nærmere; overskuddsluft og temperatur.

**Røykgasstemperaturen** er kanskje det mest åpenbare tapet assosiert med kjeledriften. Tapet skjer når røykgassen går ut av kjelen med hevet temperatur. Røykgasstemperaturen bør måles daglig med hensyn på kjelelast og omgivelsestilstand. Det er også særdeles viktig hvor målepunktet blir satt. Målepunktet bør ligge så nærme utgangen til røykgassen på enden av varmeveksleren. Med andre ord skal målepunktet, hvis kjelen er utstyrt med en Economiser, plasseres ved utgangen av Economiseren. Ideen er å få det sanne energiinnholdet i røykgassen i forhold til energivekslingsprosessen inne i kjelen. Det bør foretas en årlig sammenligning av den nåværende røykgasstemperaturen og tidligere temperaturer hvor kjelen driftes under lignende forhold. Røykgasstemperaturen er avhengig av mange faktorer som:

- Begroing på vannsiden av varmeoverføringsoverflaten
- Begroing på forbrenningssiden av varmeoverføringsoverflaten
- Kjelelast
- Overskuddsluft
- Defekte deler i kjelen
- Kjeleledesign

**Oksygeninnholdet i røykgassen** kan utgjøre et betydelig tap til dampsystemet hvis innholdet ikke blir holdt innenfor rimelige grenser. I forbrenningsprosessen må drivstoffet komme i kontakt med oksygen for at den skal kunne friggi den kjemiske energien iboende i drivstoffet. Hvis drivstoffet ikke reagerer vil den forlate forbrenningsområdet og kjelen. Dette er et tap i systemet fordi energien i drivstoffet ikke blir frigitt. Dette kan også utgjøre en sikkerhetsrisiko i og med at drivstoffet kan ta fyr i deler av kjelen som ikke er beregnet til forbrenning.

Overskuddsoksygen blir tilført forbrenningen for å forsikre at alt drivstoff blir forbrent. Dette oksygenet vil bli tilført kjelen ved romtemperatur. Når oksygenet går ut av systemet vil den ha en forhøyet temperatur. Derfor vil overskuddsluften som blir tilført kjelen, varmes fra romtemperatur til røykgasstemperatur av drivstoffet. I tillegg vil luften som er kilden til oksygenet inneholde mye mer nitrogen enn oksygen. Nitrogenet gjør ingenting for forbrenningsprosessen utenom å hente ut energi og øke tapet (17). Overskuddsluft er mengde luft introdusert til forbrenningssonen i forhold til den teoretiske støkiometriske mengden nødvendig for å fullføre forbrenningen uten overskuddsluft (18).

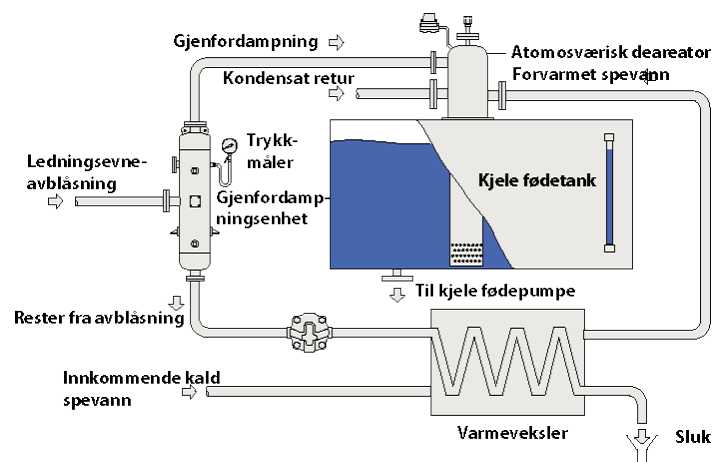
## Oppsummering:

- Bruk varmegjenvinning av røygassen hvor det er mulig for å forvarme den innkommende forbrenningsluften eller spevannet.
- Fjern eller reduser alle kilder til uønsket lufttilførsel inn i kjelen.
- Overvåk og kontroller den korrekte mengden med oksygentilførsel.
- Utfør vedlikehold ved regelmessige tidspunkt for å redusere sot og andre avsetninger på heteoverflater. Dermed forsikre effektiv varmeoverføring til prosessen.

### 3.1.3 BUNNBLÅSING OG LEDNINGSEVNEAVBLÅSING

Bunnblåsing eller ledningsevneavblåsing er essensielt for å kunne ha kontinuerlig drift av enhver kjele. Når vann koker og damp blir produsert, vil oppløst faststoff i vannet bli igjen i kjelen og samle seg i bunnen av kjelen. Ved en bestemt konsentrasjon vil faststoffene fremme skumdannelse. Dette fører til at vann blir med dampen ut i systemet. Faststoffene vil også føre til kalkdannelse på veggene. Det er derfor nødvendig å kontrollere mengden konsentrasjon faststoff i kjelen. Dette blir gjort med ledningsevneavblåsing og bunnblåsing. En mengde kjelevann blir blåst ut og automatisk erstattet med fødevann. Konvensjonelle metoder for å kontrollere konsentrasjon av faststoff i kjelevannet består av to metoder (19):

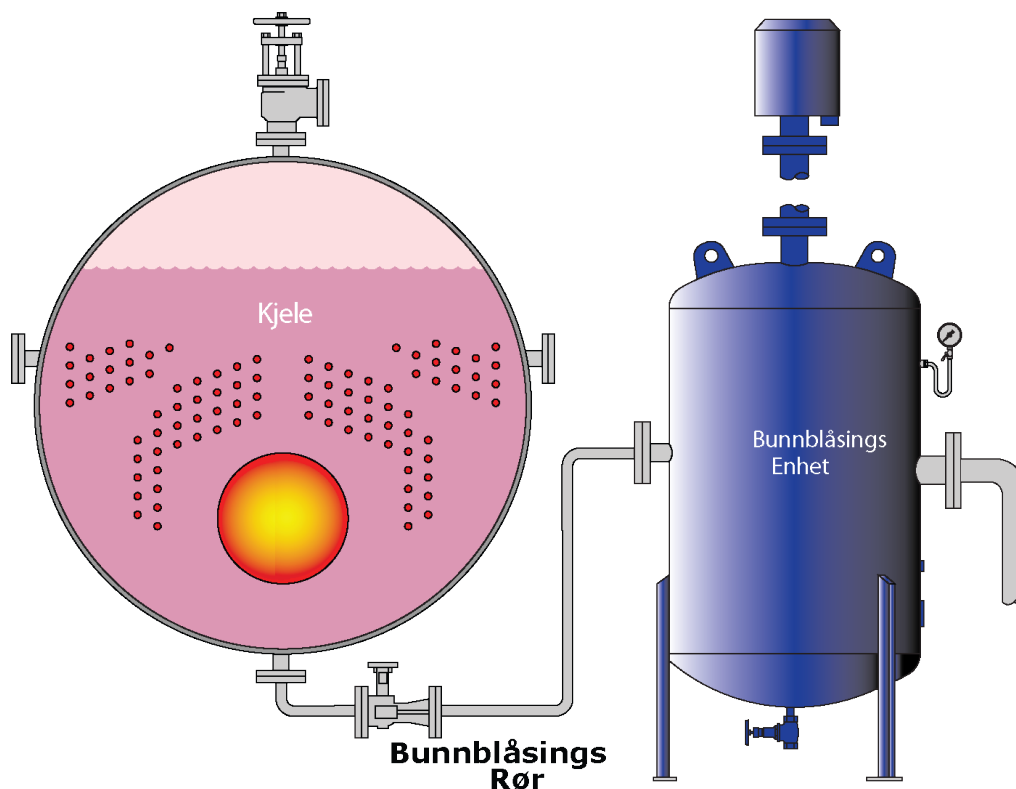
**Kontinuerlig ledningsevneavblåsing** gir en konstant utbytting av konsentratet i kjelevannet. Dette sikrer en konstant kontrollert mengde oppløst faststoff og en ren damp ved alle damplaster. Selv om store mengder varme blir spilt bort er det muligheter for å gjenvinne energi. Figur 3 viser et typisk oppsett for gjenvinning av damp fra ledningsevneavblåsningen.



Figur 9 Vanlig enhet for å gjenvinne damp fra ledningsevneavblåsing (20).

**Periodisk bunnblåsning** er ofte gitt med en manuelt styrt ventil plassert på det laveste punktet i kjelen. Bunnblåsingen skal fjerne bunnfelt faststoff eller redusere ledningsevnen, pH, kvarts- og fosfatkonsentrasjoner. Under bunnblåsingen blir en ventil med stor diameter åpnet for en kort periode. Lengden til bunnblåsingen er ofte basert på tommelfingerregler slik som 1 gang om dagen i 2 minutter (11). Bunnblåsning krever en stor økning i tilført fødevann over en kort periode. Det er derfor ofte nødvendig med en større fødevannspumpe enn hvis det hadde blitt brukt ledningsevneavblåsning. Mengde faststoff i kjelevannet vil også variere i større grad og skape svingninger i vannivået i kjelen. Det vil også gå tapt store mengde med varmeenergi fordi det er vanskelig gjenvinne energi fra bunnblåsning.

Bunnblåsning- og ledningsevneavblåsningsmengde er typisk kontrollert gjennom bruk av kjemiske analyser av kjelevannet. Den mest vanlige metoden er å måle ledningsevnen i kjelevannet. Ledningsevnen til kjelevannet gir en indikasjon på den kjemiske konsentrasjonen. For å bestemme størrelsen på tapet må en vite massegjennomstrømningen til bunnblåsning eller ledningsevneavblåsningen. Gjennomstrømningen blir vanligvis ikke målt direkte på grunn av problemer med strømningsmålere. Mengden kan derimot estimeres ganske nøyaktig gjennom kjemiske analyser av klorid, kvarts eller andre kjemiske komponenter (21).



Figur 10 Bunnblåsingsenhet oppsett på en enkel kjele (22).

En må utføre forsiktighet når en evaluerer kjeler som bruker periodisk bunnblåsing. Denne typen av ledningsevnekontroll tillater den kjemiske konsentrasjonen til å konsentrere seg inntil bunnblåsing tar plass. Bunnblåsing vil senke konsentrasjonen i kjelevannet betydelig. Denne metoden vil frigi mer kjelevann enn kontinuerlig ledningsevneavblåsing og er derfor ikke anbefalt for kjeler med større kapasitet (22).

Reduksjon av bunnblåsing- og ledningsevneavblåsingstap oppnås ved hjelp av to metoder. Den første måten er å redusere bunnblåsing og ledningsevneavblåsing ved å forbedre fødevannskvaliteten. Hovedfokuset bør være å forbedre spevannsbehandlingen og øke gjenvinningen av kondensatet. Den andre måten er å gjenvinne energi fra ledningsevneavblåsing (23).

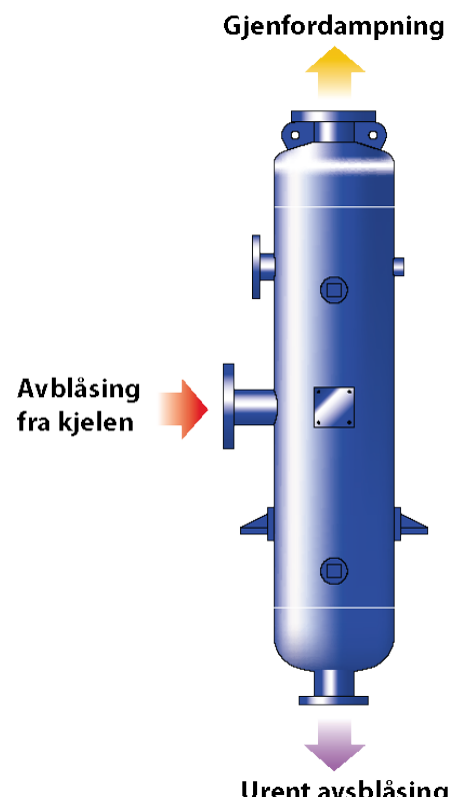
Det vil bli diskutert to hovedmetoder for å gjenvinne energi fra ledningsevneavblåsing.

**Gjenfordampning** er en effektiv mulighet for å gjenvinne energi. I det avblåsing går ut av kjelen og minker i trykk, vil en del av væsken gå over til damp. Denne dampen er ren for urenheterne i fra avblåsing og kan brukes i en prosess. Mengden damp øker ettersom trykkforskjellen mellom kjelen og gjenfordampning stiger.

Gjenfordampningsenheten fungerer som en separator som sørger for at den resterende avblåsing separeres fra dampen. Dampen føres inn i et lavtrykk dampsystem og blir ofte brukt i et avgassingstårn (20).

**En varmeveksler** brukes for å transportere varmen i avblåsing over til spevannet. En må være nøye i valget av varmeveksler siden avblåsing har stort potensiale for begroing. Varmeveksleren må ha muligheten for å kunne rengjøres (20).

Gjenfordampningssystemet og varmeveksleren kan brukes i kombinasjon for å lage lavtrykksdamp og for å forvarme spevannet.



Figur 11  
 Gjenfordampningsenhet (20).

### Oppsummering:

- Når mulig, forbedre vannbehandlingen for å redusere den totale mengden med oppløst faststoff i fødevannet. Dette vil igjen redusere frekvensen av bunnblåsing.
- Installer gjenvinningsystem for ledningsevneavblåsingsvarme. Dette vil stort sett inkludere to metoder av varmegjenvinning; varmeveksler og gjenfordampning.
- Installer automatisk bunnblåsingsystem for å optimalisere intervallene og mengden av bunnblåsing. Dette vil sørge for at minimalt med energi vil gå til spille.

#### 3.1.4 ECONOMISER OG RECUPERATOR

I mange kjeler vil røykgassen fortsatt inneholde brukbare mengder med energi selv etter at den har passert gjennom kjelen. En Economiser gir en god måte for å øke virkningsgraden til kjelen ved å overføre varmeenergien til røykgassen over til det inngående fødevannet. Ved å gjenvinne spillvarmen kan Economiseren redusere drivstofforbruket med 5 til 10 % (24). Det er i hovedsak to prinsipielle Economisere; kondenserende og ikke-kondenserende. Kondenserende Economiser er designet for å kondensere røykgassen. På grunn av den latente varmegjenvinningen vil denne typen generelt sett hente ut mer energi. Spesialmateriale er derimot ofte påkrevd for slike Economisere. Ikke-kondenserende Economisere er som regel luft til vann varmeveksler. Siden denne typen ikke er beregnet for kondensering av røykgassen, må varmeveksleren driftes på temperaturer over duggpunktet til røykgassen (25). Duggpunktet til røykgassen er stort sett avhengig av vanninnholdet som igjen er relatert til mengden med hydrogen i gassen (26).

Recuperatorer er like Economisere i det de overfører varmeenergi fra røykgassen tilbake i systemet. I disse enhetene blir derimot varmeenergien overført til den inngående forbrenningsluften.

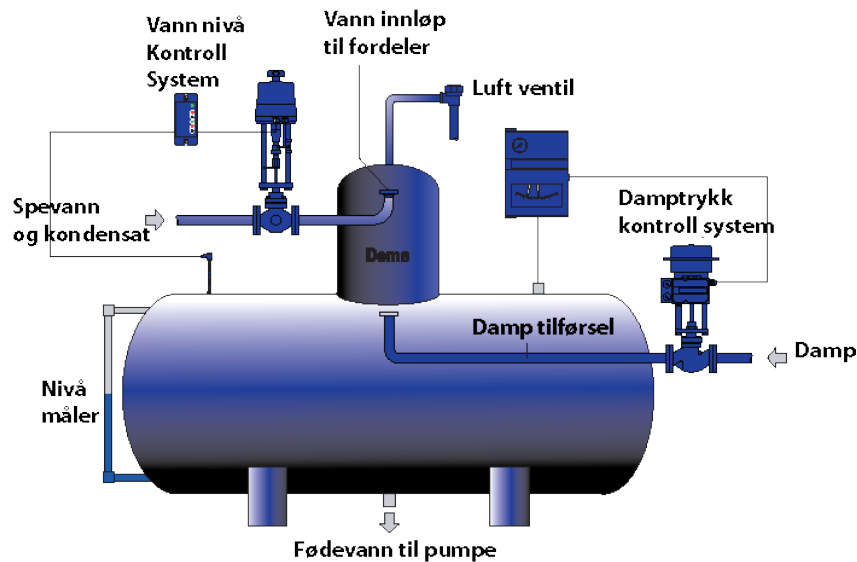
### Oppsummering:

- Bruk Economiser eller Recuperator hvor det er mulig for å forvarme den innkommende forbrenningsluften eller spevannet.
- Utfør vedlikehold ved regelmessige tidspunkt for å redusere sot og andre avsetninger på hete overflater. Dermed forsikre effektiv varmeoverføring til prosessen.



### 3.1.5 AVGASSINGSTÅRN

Tilstedeværelse av oksygen i kjelesystemet kan være et betydelig problem. Dette er på grunn av oksygenets korrosive egenskaper ved høye temperaturer.



**Figur 12 Generelt oppsett for et trykksatt avgassingstårn (27).**

Avgassingstårn sitter som regel på toppen av trykksatte tanker. Ved hjelp av damp øker temperaturen på vannet slik at oksygenet og andre gasser blåses av (28). Mesteparten av dampen vil kondensere, men som regel vil 5 til 14 % av dampen følge med gassen for å sørge for at alt går ut (29).

### 3.1.6 BEGROING OG SOTDANNELSE PÅ FORBRENNINGSRØR

Begroing skjer når kalsium, magnesium og silisiumoksid har en kjemisk reaksjon og danner en hinne på vannsiden av kjelens røykrør. Begroing er et problem siden den innehar en mindre varmeoverføringsevne enn rent stål. Selv en tynn kalkhinne vil virke som en effektiv isolasjon og motvirke varmeoverføringen. 1 mm tykt lag med begroing vil øke drivstofforbruket med 2 % (30).

Sot fra forbrenning av kull og oljer, kan danne en sothinne på forbrenningssiden av kjelerøykrøret. Dette fører til en dårligere varmeoverføringsevne. Når mindre varme blir overført til prosessvannet vil mer varme forbli i eksosen og forsvinne i avtrekket. Eksperiment har vist at sotlag på 0,8 mm vil redusere varmeoverføringen med 9,5 % og et lag på 4,5 mm vil reduserer med 69 %. Som et resultat av dette vil røykgasstemperaturen øke (30).

En økning i røykgasstemperaturen kan være en indirekte indikator på begroing og sotdannelse (31). Ved å redusere røykgasstemperaturen med 20 °C vil en øke kjeleeffektiviteten med omkring 1 % (32). En anbefalt metode for å redusere drivstofforbruket er å sette en anbefalt røykgasstemperatur. Hvis temperaturen overstiger denne verdien med 10 eller 20 °C vaskes kjelen. En kan samtidig sjekke og justere vannbehandlingen og luft-drivstoffblandingen (33).

### Oppsummering:

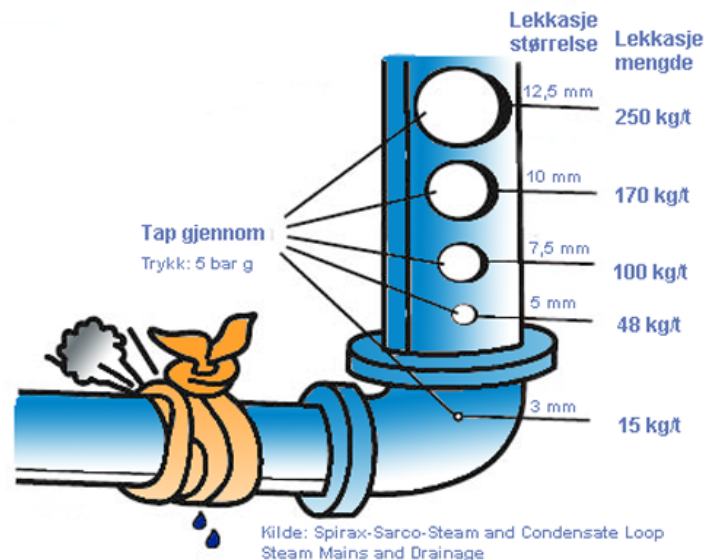
- Overvåk og kontroller røykgass temperaturen.
- Utfør vedlikehold ved regelmessige tidspunkt for å redusere sot og andre avsetninger på heteoverflater. Dermed forsikre effektiv varmeoverføring til prosessen.

## 3.2 DAMPDISTRIBUSJON

Selv om dampproduksjon er en særskilt energikrevende prosess, kreves det også energi for å transportere og bruke dampen. Hvis de ulike prosessene blir utført mer effektivt, vil effektiviteten til hele systemet øke og bruke mindre drivstoff til samme belastning.

### 3.2.1 DAMPLEKKASJER OG LUFTING

Damplekkasjer og lufting danner spillvarme. Små lekkasjer er ofte vurdert som trivielle og forblir ubehandlet eller ureparert. I det store bildet vil det samlede tapet fra disse lekkasjene i distribusjonen og kondensatgjenvinningssystemet danne et tap opp mot flere hundretusen kroner. Det er som regel to forskjellige typer systemfeil som fører til damplekkasjer; rørlekkasje og ødelagte kondenspotter. Generelt sett vil ødelagte kondenspotter være ansvarlig for en stor del av lekkasjene i et dampsystem. Rørlekkasje kan også være ansvarlig for en stor del av damptapet, men disse blir som regel enkelt oppdaget og fikset på grunn av sikkerhetsrisiko. Ødelagte kondenspotter er vanskeligere å oppdage. Figur 13 illustrerer hvor store tap som kan komme av selv de minste lekkasjer.



**Figur 13 Tap fra lekkasjer i dampsystemet.**

Rørlekkasjer skjer som regel på grunn av dårlig design, eksterne faktorer og korrosjon. Fra en energianalyses synspunkt må rørlekkasjer fjernes fordi de er en direkte sløsing av drivstoff. I virkeligheten er ofte sikkerhetsvurderinger den drivende faktoren. Imidlertid kan energitapet rettferdiggjøre vedlikeholdskostnaden når sikkerheten ikke er et problem. Damptap ved lekkasjer er generelt vanskelig å fastslå.

Kondenspotter er en vital del i de fleste dampsystem. De er designet for å fjerne kondensat fra dampdistribusjonen og varmevekslingsutstyr. De fjerner også ikke-kondensbare gasser som kan hindre varmeoverføring og gi korrosjon. De vanligste årsakene for lekkasjer i kondenspotter er urenheter i systemet, feil bruksområde og ukorrekt dimensjonering.

Dampspotter kan gå i flere forskjellige feilmodus. Det er i hovedsak to feilmodus som vil gi økonomisk tap. Dampotten kan gå i lukket feilmodus hvor kondensatet vil fylle seg opp i systemet. Dette kan ofte forårsake vannhammer som kan gjøre store skader på systemet. Hvis det er varmevekslere i systemet vil de ikke få tilført nok energi. Kondenspotten kan også gå i åpen feilmodus. Damp vil da gå rett ut av systemet i likhet med en damplekkasje. I et dampsystem som ikke har blitt vedlikeholdt på 3 til 5 år kan så mye som 15 til 30 % av de installerte pottene ha gått i feilmodus (34). Dette kan oversettes til et betydelig tap for systemet. For å minimere tapet assosiert med kondenspotter er det lurt å innføre et vedlikeholdsprogram for kondenspotte (35).

All damp som går ut av systemet uten en praktisk betydning er et åpenbart tap for dampsystemet. Noe damptap er likevel nødvendig. Avgassingstårnet må slippe ut damp til atmosfæren for å kunne fjerne oksygen og karbondioksid fra systemet. Et klassisk eksempel på et system hvor det er nødvendig å lufte er et dampsystem med overtrykk. I dette tilfellet blir dampen luftet til atmosfæren for å kunne opprettholde et akseptabelt trykk i systemet. Disse tapene skjer fordi systemet er ute av balanse.

### **Oppsummering:**

- Ha en kontinuerlig inspeksjon av distribusjon- og kondensatretursystem for å se etter lekkasjer og gjøre reparasjoner som er nødvendig.
- Minimer alle damptap fra lekkasjer og lufting som er mulig.

---

### **3.2.2 ISOLERING**

Isolering av rørledninger og beholdere er en av de fundamentale prinsippene ved energibehandling. Hovedfaktorene som bestemmer mengden energi som går tapt fra uisolert eller dårlig isolert utstyr er romtemperatur, prosessvæskens temperatur, systemets motstand mot varmeoverføring og overflateareal. Systemets motstand mot varmeoverføring er den vanskeligste faktoren å bestemme fordi den er avhengig av faktorer som enhetens orientering, lufthastighet og formen til varmeoverføringsoverflaten. Tabeller har blitt utviklet for typiske oppsett av horisontale og vertikale rør. Disse tabellene gjør at en kan estimere varmetapet med enkelhet. Tabell 2 er et eksempel på varmetap for uisolerte horisontale damp rør. Generelt sett er isolasjon ganske rimelig å montere. Det er viktig å gjøre en analyse for å avgjøre den økonomiske tykkelsen til isolasjonsprosjekt. Isolering kan i flere tilfeller redusere energitapet med 90 % og hjelpe til med å sikre kvaliteten til dampen. Alle overflater over 50 °C bør isoleres. Dette er inkludert overflaten til kjelen, damp- og kondensatreturrør og flenser (36). En uisolert ventil på 4" ved 100 °C vil gi like stort varmetap som 2 m med uisolert rør på samme størrelse (37).

**Tabell 2 Varmetap fra uisolerte horisontale rør ved romtemperatur mellom 10 °C og 20 °C og rolig lufthastighet (38).**

Temperatur Differanse damp til luft °C	Rør størrelse (DN)									
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
	W/m									
60	60	72	88	111	125	145	172	210	250	351
70	72	87	106	132	147	177	209	253	311	432
80	86	104	125	155	171	212	248	298	376	519
90	100	121	146	180	196	248	291	347	443	610
100	116	140	169	207	223	287	336	400	514	706
110	132	160	193	237	251	328	385	457	587	807
120	149	181	219	268	282	371	436	517	664	914
130	168	203	247	301	313	417	490	581	743	1025
140	187	226	276	337	347	464	547	649	825	1142
150	208	250	306	374	382	514	607	720	911	1263
160	229	276	338	413	418	566	670	794	999	1390
170	251	302	372	455	457	620	736	873	1090	1521
180	275	330	407	499	497	676	805	955	1184	1658
190	299	359	444	544	538	735	877	1041	1281	1800
200	325	389	483	592	582	795	951	1130	1381	1947

### Oppsummering:

- Isoler så mange damprør, kondensatrør, tilleggsutstyr som det er økonomisk tilrådelig.
- Opprett rutine for å sjekke etter ødelagt isolasjon og dårlig isolerte enheter.

## 3.3 SLUTTBRUKER OG RETUR AV KONDENSATET

Gjenvinningsdelen av dampsystemet samler og returnerer kondensatet tilbake til produksjonsdelen av systemet.

### 3.3.1 KONDENSAT OG GJENFORDAMPNING

Generelt sett vil den iboende energien til kondensatet utgjøre hovedvekten av den økonomiske fordelene ved å returnere kondensatet. Imidlertid vil mange steder vannkostnadene og behandling av avløpsvann utgjøre en viktig faktor. I de fleste tilfeller vil det være vanskelig å avgjøre vannbehandlingskostnader. Det bør likevel gjøres en innsats for vurdere

og innlemme disse kostnadene for å gi en sann representasjon av kondensatets verdi. Som regel vil kondensatet som returneres være den beste kilden til kvalitetsvann. Vannet som kommer ut etter kondensering er destillert vann og har som regel få muligheter til å bli infisert. Kondensat som returneres fra varmevekslere har som regel en høy temperatur og har derfor et signifikant energiinnhold. Energibesparinger blir regnet ut ifra temperaturen til kondensatet sammenlignet med spevannet som vil erstatte kondensatet hvis det ikke blir returnert. Kondensatretursystemet består som regel av et rørsystem som samler kondensatet fra flere pletter. Rørsystemet transporterer kondensatet over i en beholder med pumper og rørsystem som kan transportere kondensatet til behandlingssystemet for fødevann. Kondensatet vil i noen tilfeller ikke bli gjenvunnet på grunn av frykt for forurensning av fødevannet. Hvis det begynner å lekke i en varmeveksler kan prosessvæske komme inn i kondensat- og dampsystemet. Dette er en reell fare. Det er noen unntak hvor det ikke er økonomisk forsvarlig å installere kondensatretursystem. Dette gjelder spesielt fabrikker i stor skala med relativt liten last langt fra kjelen. Et annet unntak er når lengden på rørene blir så lange at det ikke er brukbar energi igjen i vannet når det kommer frem til kjelen. I noen tilfeller kan det likevel være økonomisk riktig å returnere det kalde kondensatet på grunn av høye kostnader på ferskvann og vannbehandling (23).

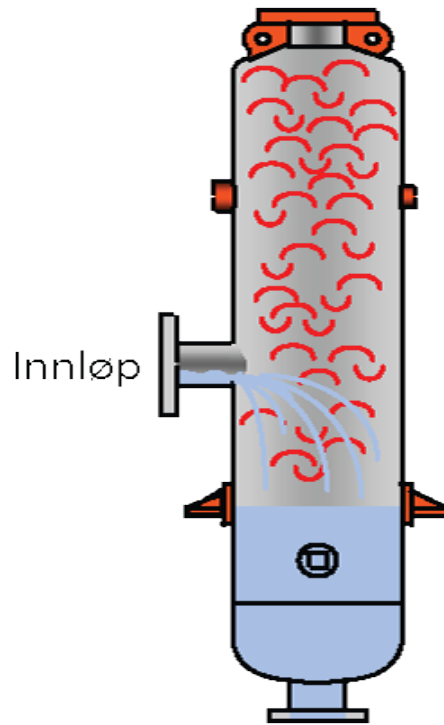
Selv om det ikke er økonomisk gunstig å returnere kondensatet til kjelen, bør en ikke la energien gå til spill uten å vurdere alle alternativene. Varmeenergien i kondensatet kan for eksempel brukes direkte eller indirekte i hetvannsproduksjon.

Gjenfordampning vil bli løsgitt fra det varme kondensatet når trykket blir redusert. Vann som holder 170 °C vil koke ved alle trykk under 6,9 bar g. damp som blir frigjort er like brukbar som damp som kommer fra dampkjelen. Gjenvinning av dampen fra gjenfordampningen reduserer ikke bare de økonomiske tapene fra systemet, men vil også redusere dampmengden som følger kondensatretursystemet. En effektiv metode som brukes for å gjenvinne gjenfordampningen er å montere en gjenfordampningsenhet i kondensatretursystemet. Dette systemet vil være identisk med systemet for gjenvinning av den kontinuerlige ledningsevneavblåsningen (39).

### Oppsummering:

- Returner kondensatet i den grad det er økonomisk tilrådelig.
- Finne alternativ bruk for kondensatet hvis det ikke er gjennomførbart å returnere den til kjelen.

Gjenfordamping utløp



Kondensat utløp

**Figur 14 Gjenfordampningsenhet (76).**

## 4 BEREGNINGSGRUNNLAG FOR SIMULERINGSMODELL

I denne delen av oppgaven vil metodologien bak hver enkel modul utredes for å kunne implementeres inn simuleringsmodellen.

### 4.1 VIRKNINGSGRADEN TIL KJELEN

Virkningsgraden til kjelen, vil i likhet med effektiviteten og fordampningsforholdet reduseres med tiden. Dette skjer på grunn av dårlig forbrenning, lite vedlikehold, lite effektiv drift og begroing av varmeoverføringsflate. Effektivitetstester hjelper til med å finne ut hvor mye effekten til kjelen har sunket i fra den originale effektiviteten. Alle avvik som blir observert kan dermed undersøkes nærmere og korrigerende tiltak kan igangsettes. Det er derfor viktig å finne ut av den nåværende effektiviteten for å gjøre prestasjonsvurderinger. Dette er en nødvendighet for å gjøre energibesparende tiltak.

Formålet med virkningsgraden er å bestemme den faktiske prestasjonen og effektiviteten til kjelen og sammenligne den med designverdier og normer. Dette er en indikator for å spore dag- og sesongvariasjoner i effektiviteten til kjelen og forbedringer i energieffektivitet.

Effektiviteten og fordampningsforholdet blir definert som følgende:

$$\text{Effektivitet, } \eta = \frac{\text{Energi output}}{\text{Energi input}} \times 100$$
$$\eta = \frac{\text{Energi i damp output [kJ/s]}}{\text{Energi i drivstoff input [kJ/s]}} \times 100 \quad (4.1)$$

$$\text{Fordampningsforhold} = \frac{\text{Mengde damp generert}}{\text{Mengde drivstoff forbrent}} \quad (4.2)$$

#### 4.1.1 REFERANSESTANDARDER

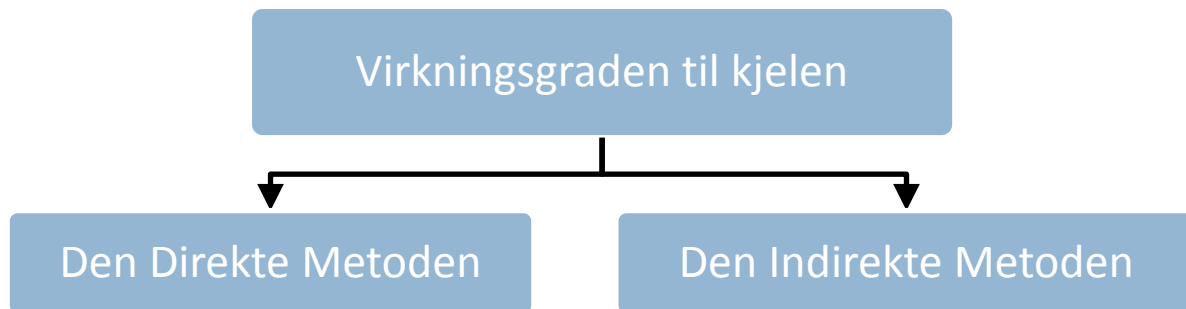
##### **ASME Standard: PTC-4-1 Power Test Code for Steam Generating Units (40):**

Denne standarden inneholder to deler. Del 1 omhandler den direkte metoden som også blir kalt input-output metoden. Del 2 omhandler den indirekte metoden som også blir kalt varmetapmetoden.



## British Standards, BS EN 845 (41):

Denne standarden beskriver under hvilke metoder og vilkår som en kjele bør bli testet for å fastsette effektiviteten. Under testen bør kjelen virke under faste lastbetingelser for en times periode. Etter denne perioden skal avlesningene tas og effektiviteten kan beregnes. Effektiviteten til en kjele er definert som prosent av den brukbare varmen tilgjengelig, uttrykt som en prosentdel av det totale energipotensialet tilgjengelig fra drivstoffet.



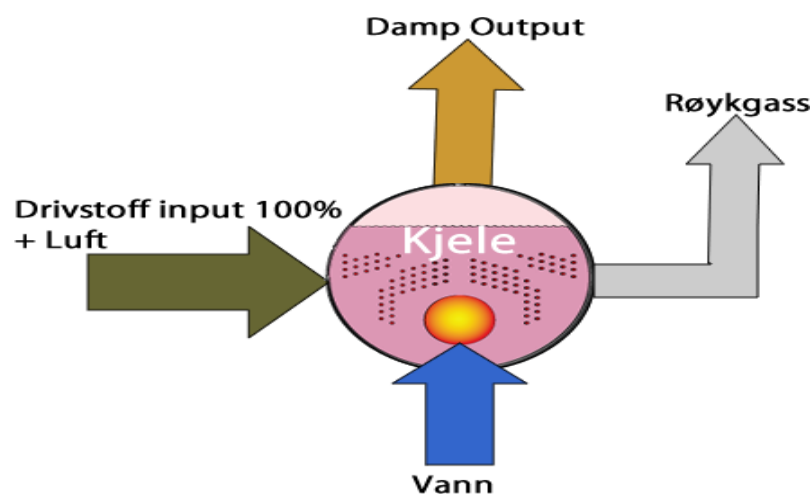
### 4.1.2 DEN DIREKTE METODEN

Denne er også kjent som input-output metoden på grunn av at den bare trenger varme-inputen, som er drivstoffet, og den nyttige outputen som er dampen.

Denne effektiviteten kan beregnes med følgende formel:

$$\text{Effektivitet, } \eta = \frac{\text{Energi output}}{\text{Energi input}} \times 100$$

En kjele vil ha følgende inputs og outputs av energi som vist i Figur 15



Figur 15 Energi inputs og output i en kjele.

$$\text{Energi input} = \text{Drivstofforbruk} \times \text{høyere kalorimetrisk brennverdi} \quad (4.3)$$

$$\text{Energi output} = \text{Dampforbruk} \times \text{entalpi økning} \quad (4.4)$$

Nøyaktig måling av dampforbruk ved høye temperaturer og trykk er vanskelig. Det er derfor mer vanlig å måle tilførselen av fødevann til kjelen.

## MÅLINGER SOM ER NØDVENDIG FOR DEN DIREKTE METODEN

### ENERGIINPUT

For å kunne måle energiinput er det nødvendig med kunnskap om den kalorimetrisk brennverdien til drivstoffet og dens forbruk i masse- eller volumstrøm gitt av egenskapene til drivstoffet.

#### **For faste drivstoff:**

Nøyaktig måling av forbruk av kull og andre faste drivstoff er veldig vanskelig. Målingene må bli basert på masse. Prøvetester må bli tatt ut igjennom testen og sendes til laboratorium for analyse av kalorimetrisk brennverdi. I noen nyere kjeler er det montert kalibrerte lastceller, men disse er fortsatt veldig uvanlige.

#### **For væskedrivstoff:**

Tungolje er veldig viskøs og egenskapene varierer veldig med temperaturen. Måleutstyret som vanligvis plasseres på forbrenningsarmaturen bør behandles som et grovt estimat og bare brukes for testhensikter. Fortrinnsvis bør måleutstyr som er kalibrert for den spesielle oljen over et realistisk temperaturområde brukes. Enda bedre er det å bruke en nøye kalibrert tank.

#### **For gassdrivstoff:**

Et godkjent gassmeter kan brukes til å måle volum. Den målte verdien må korrigeres for temperatur og trykk. En testprøve av gassen kan brukes for å bestemme kalorimetrisk brennverdi, men det er vanligvis akseptabelt å bruke oppgitt verdi fra gassleverandøren.

#### **For elektriske:**

Elektriske kjeler vil ofte ha en strømmåler som viser effektforbruk. Her er det viktig å kartlegge hvor mye strøm som går til å produsere damp og strøm som går til ekstrautstyr som pumper og annet tilleggsutstyr.

---

## ENERGIOUTPUT

---

Det er flere metoder for å bestemme energioutputen. Nøyaktig måling av dampforbruk ved høye temperaturer og trykk er vanskelig å måle. En annen mulighet er å måle mengde fødevann som kommer inn i fødetanken. Måling av tilført fødevann kan gjøres ved å kalibrere fødetanken og notere ned vannmengden ved begynnelsen og slutten av prøveperioden. Det er viktig at det ikke pumpes inn spevann under testens forløp. I tilfeller hvor kjelen har bunnblåsing, bør bunnblåsing unngås under prøveperioden. Ved kjeler som har kontinuerlig ledningsevneavblåsning, skal energitapet regnes ut og legges til energien i dampen.

**Parametere som må undersøkes for å kunne beregne kjeleeffektiviteten med den direkte metoden er:**

- Damp produsert/mengde fødevann tilført
- Drivstofforbruk
- Temperatur på fødevann
- Dampetemperatur/trykk
- Type drivstoff og kalorimetrisk brennverdi

---

## FORDELER OG ULEMPER VED DEN DIREKTE METODEN

---

### Fordeler:

- Trenger færre instrumenter til overvåking
- Trenger færre parametere for å beregne virkningsgraden
- Kjelekontrollører kan raskt evaluere effektiviteten til kjelen
- Hovedparametere fra definisjonen av effektiviteten blir målt direkte
- Trenger ikke å estimere umålbare tap

### Ulemper:

- Drivstofforbruk, kalorimetrisk brennverdi og dampgjennomstrømning må måles veldig nøyaktig for å minimere usikkerheter
- Gir ikke ledetråd til operatøren om hvorfor effektiviteten er mindre
- Bistår ikke i å lokalisere kilden til ineffektiviteten
- Regner ikke ut de forskjellige tapene som er kilden til det forskjellige effektivitetsnivå
- Fordampningsforholdet og effektiviteten kan villede, hvis dampen ikke er tørr på grunn av vann som følger dampen

## UTREGNINGER FOR DEN DIREKTE METODEN

Som nevnt tidligere utgjør den direkte metoden en direkte sammenligning av drivstoffenergiinputen og energiøkningen av arbeidsvæsken.

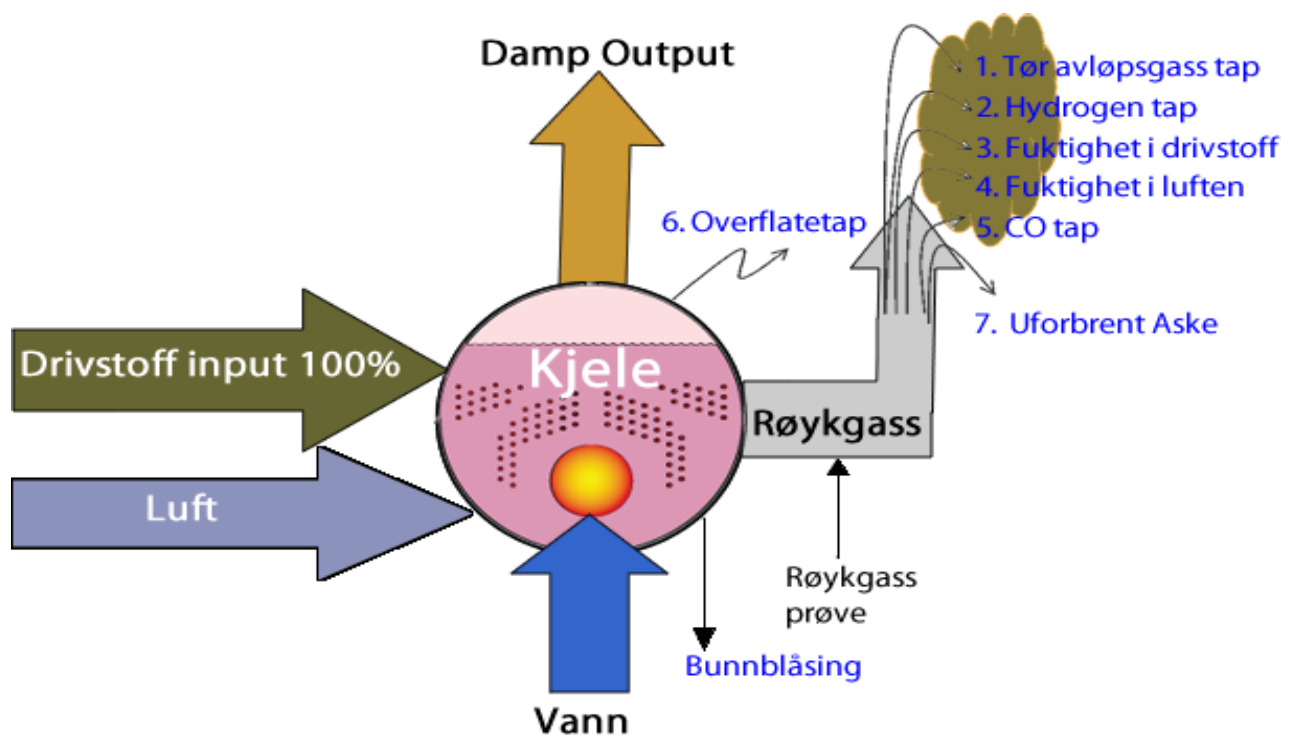
$$\text{Energi input} = \text{Drivstofforbruk} \times \text{høyere kalorimetrisk brennverdi} \quad (4.3)$$

$$\text{Energi output} = \text{Dampforbruk} \times \text{entalpi økning} \quad (4.4)$$

$$\text{Effektivitet} = \frac{\text{Energi output}}{\text{Energi input}}$$

### 4.1.3 DEN INDIREKTE METODEN

Effektiviteten kan enkelt beregnes ved å måle alle tapene som foregår i kjelen. Ulempene som forekommer ved å bruke den direkte metoden kan overvinnnes med denne metoden. Effektiviteten blir beregnet ved å trekke fra det prosentvise varmetapet fra 100 % som vist i Figur 16



$$\text{Effektivitet} = 100 - (1+2+3+4+5+6+7)$$

Figur 16 De forskjellige varmetapene som forekommer i en kjele.

## Følgende tap kan brukes på gass-, væske- eller faststoff-forbrenningskjele:

- T1**- Tap på grunn av tørr røykgass
- T2**- Tap på grunn av hydrogen i drivstoff ( $H_2$ )
- T3**- Tap på grunn av fuktighet i drivstoff ( $H_2O$ )
- T4**- Tap på grunn av fuktighet i luften ( $H_2O$ )
- T5**- Tap på grunn av karbonmonoksid (CO)
- T6**- Tap på grunn av overflatestråling, konveksjon
- T7**- Uforbrent tap til aske (karbon)

$$\text{Kjele Effektivitet} = 100 - (L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6 + L7) \quad (4.5)$$

### PARAMETERE

Parametere som må undersøkes for å kunne beregne kjeleeffektiviteten med den indirekte metoden er

- Analyse av drivstoff ( $H_2, O_2, S, C$ , fuktighetsinnhold, askeinnhold)
- Prosentinnhold av oksygen eller  $CO_2$  i røykgassen
- Røykgasstemperatur
- Omgivelsestemperatur
- Øvre kalorimetrisk brennverdi
- Væsketemperatur for damp, fødevann og kondensatretur

### UTREGNINGER FOR DEN INDIREKTE METODEN

For å kunne beregne kjeleeffektiviteten ved å bruke den indirekte metoden, må alle energitap som skjer i kjelen fastslås. Disse tapene er relatert til mengde forbrukt drivstoff. De forskjellige tapene som kan assosieres med kjelen blir diskutert nedenfor (42):

### TAP PÅ GRUNN AV TØRR RØYKGASS

Energi går tapt i kjelen ved at nitrogen går inn i kjelen med forbrenningsluften og forlater kjelen ved en høyere temperatur. I tillegg vil gasser som er produkt av forbrenningen forlate kjelen ved en høyere temperatur.

Tapet kan beregnes med følgende formel:

$$Q_{tr} = m_g c_p (T_g - T_a) \quad (4.6)$$

Hvor:

$Q_{tr}$	= Tørr røykgasstap	[kJ/kg drivstoff]
$m_g$	= Massestrøm til gass	[kg gass/ kg drivstoff]
$c_p$	= Spesifikk varmekapasitet til gass	[kJ/kg°C]
$T_g$	= Temperaturen til gassen som forlater kjelen	[°C]
$T_a$	= Temperaturen til gassen som går inn i kjelen	[°C]

Sammenhengen over viser at tapene er proporsjonale med gasstrømmen og temperaturforskjellen til gassen over kjelen. Som et resultat av dette vil en økning av overskuddsluft gi en økning av dette tapet. På den andre siden vil en reduksjon av temperaturforskjellen redusere tapet. Innløpet til luftinnsuget bør derfor ofte bli plassert i varme områder nær taket.

For å finne tapet må en regne ut hvor mye gass som genereres av 1 kg drivstoff.

I ideelle tilfeller vil all karbon i drivstoffet bli konvertert til røykgass som inneholder karbon i form av CO<sub>2</sub>. Siden karbon ikke kan deles eller bli borte er karbon inn lik karbon ut.

$$Karbon_{inn} = \% \text{ Karbon i drivstoff} \times \text{masse drivstoff}$$

$$Karbon_{ut} = \% \text{ Karbon i drivstoff} \times \text{masse røykgass}$$

$$Karbon_{inn} = Karbon_{ut} \quad (4.7)$$

$$\frac{\text{Masse røykgass}}{\text{Masse drivstoff}} = \frac{\% \text{ Karbon i drivstoff}}{\% \text{ Karbon i røykgass}}$$

Ikke all karbon blir brent. Noe vil ligge igjen i asken. Derfor vil det refereres til vekten forbrukt karbon istedenfor vekten av karbon i drivstoffet. Ligningen blir da:

$$\frac{\text{kg tør røykgass}}{\text{kg drivstoff}} = \frac{\% \text{ Av vekt forbrukt karbon i drivstoff}}{\% \text{ Av vekt karbon i tør røykgass}}$$

Her ignorerer formelen at svovel forbrennes til SO<sub>2</sub>. Den letteste metoden for å inkludere svovel i drivstoffet er å legge til karbon ekvivalenten til forbrukt karbon. Det kan bevises at svovel produserer mindre gass enn karbon med en ratio på 12 til 32. Dette er molekylvekten til de omtalte elementene.

Formelen blir da:

$$(1) \quad \frac{\text{kg t\o{r} r\o{y}kgass}}{\text{kg drivstoff}} = \frac{\% \text{ forbrukt karbon} + \text{svovel} \times \frac{12}{32}}{\% \text{ Av vekt karbon i t\o{r} r\o{y}kgass}}$$

Prosent karbon i forhold til vekten kan regnes ut ved å bruke Avogadros lov. Den indikerer at massen til like volum med gass vil være proporsjonalt til deres molekylvekt (43).

Massen til karbon i 1 kg med tørr røykgass blir da:

$$(2) \quad = \frac{12 \text{ CO}_2 + 12 \text{ CO}}{44 \text{ CO}_2 + 32 \text{ O}_2 + 28 \text{ CO} + 28 \text{ N}_2}$$

Her representerer CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub> og N<sub>2</sub> prosent volum til komponenten i røykgassen.

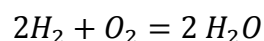
Ved å sette inn formel (2) i formel (1) er det mulig å regne ut antall kg med tørr røykgass som blir produsert for hver kg med drivstoff som blir forbrukt.

$$\%Q_{tr} = \frac{m_g c_p (T_g - T_a)}{\text{ØKB}} \times 100$$

## ENERGITAP PÅ GRUNN AV HYDROGEN I DRIVSTOFFET

Det vil være et energitap på grunn av fordampning av fuktighet som blir dannet ved forbrenning av hydrogen. Tapet skjer på grunn av at produktet av forbrenningen vil være vann. Dette vannet vil deretter bli omdannet til damp i kjelen. Dampen vil bære med seg energien ut sammen med røykgassen.

Den kjemiske reaksjonen mellom oksygen og hydrogen vil være:



Molekylvekten vil være;  $4 + 32 = 36$

1 kg med hydrogen vil derfor produsere 9 kg med vann. Tapet på grunn av hydrogen kan dermed beskrives som:

$$Q_{hd} = 9 m_h (c_{pv} (T_{sat} - T_a) + h_{fg} + c_{ps} (T_g - T_{sat})) \quad (4.8)$$

Hvor:

$Q_{hd}$ = Drivstoff hydrogentap	[kJ/ kg drivstoff]
$m_h$ = Hydrogen i røykgassen	[kg hydrogen/kg drivstoff]
$c_{pv}$ = Spesifikk varmekapasitet til vann	[kJ/kg°C]
$T_{sat}$ = Mettingstemperaturen hvor vann fordamper	[°C]
$h_{fg}$ = Latent varme til fordampning av vann	[kJ/kg°C]
$c_{ps}$ = Spesifikk varmekapasitet til damp	[kJ/kg°C]
$T_g$ = Temperaturen til gassen når den forlater kjelen	[°C]
$T_a$ = Temperaturen til gassen når den går inn i kjelen	[°C]

### TAP PÅ GRUNN AV FUKTIGHET I DRIVSTOFF

Fuktighet som følger drivstoffet inn i kjelen vil forlate kjelen som damp. Tapet består av varme som kreves for å bringe fuktigheten over i dampform.

Tapet kan beskrives med følgende formel:

$$Q_{fd} = m_v (c_{pv}(T_{sat} - T_a) + h_{fg} + c_{ps}(T_g - T_{sat})) \quad (4.9)$$

Hvor:

$Q_{fd}$ = Tap på grunn av fuktighet i drivstoff	[kJ/kg drivstoff]
$m_v$ = Fuktighet	[kg fukt/kg drivstoff]
$c_{pv}$ = Spesifikk varmekapasitet til vann	[kJ/kg°C]
$T_{sat}$ = Mettingstemperaturen hvor vann fordamper	[ °C]
$h_{fg}$ = Latent varme til fordampning av vann	[ kJ/kg°C]
$c_{ps}$ = Spesifikk varmekapasitet til damp	[ kJ/kg°C]
$T_g$ = Temperaturen til gassen når den forlater kjelen	[ °C]
$T_a$ = Temperaturen til gassen når den går inn i kjelen	[ °C]

### TAP PÅ GRUNN AV FUKTIGHET I LUFTEN

Væske i form av fuktighet i den innkommende luften blir oppvarmet og går ut sammen med røykgassen.

Tapet kan regnes ut ved å bruke følgende formel:

$$Q_{fl} = c_p(T_g - T_a) \quad (4.10)$$

Hvor:

$Q_{fl}$ = Tap grunn av fuktighet i luften	[ kJ/kg fukt]
$c_p$ = Spesifikk varemekapasitet til fuktigheten	[ kJ/kg °C]



$T_g$  = Temperaturen til gassen når den forlater kjelen [ °C]

$T_a$  = Temperaturen til gassen når den går inn i kjelen [ °C]

For å relatere dette tapet til forbrent drivstoff, fuktighet i forbrenningsluften og mengde forbrenningsluft må en vite massen til fuktigheten.

I forbrenningen er det kun drivstoff og luft som forbrukes. Den totale massen til produktet av forbrenningen må derfor være lik summen av massen til drivstoffet og luften. Produktet av forbrenning består av våt røykgass og aske. Massen til produktet blir dermed:

$$\text{Massen til (drivstoff + luft)} = \text{Massen til (våt røykgass + aske)}$$

Massen til røykgassen er summen av massen til fuktigheten til det forbrente hydrogenet pluss den tørre røykgassen og fuktigheten i drivstoffet.

## TAP PÅ GRUNN AV KARBONMONOKSID

CO, H<sub>2</sub>, og andre hydrokarboner blir dannet under ufullstendig forbrenning. Karbonmonoksid er den eneste gassen hvor konsentrasjonen kan bestemmes.

Energitalpet kan regnes ut ved å multiplisere massen til CO med den kalorimetrisk brennverdien til CO.

$$\frac{\text{kg tør røykgass}}{\text{kg drivstoff}} = \frac{\% \text{ forbrukt karbon} + \text{svovel} \times \frac{12}{32}}{\% \text{ Av vekt karbon i tør røykgass}}$$

Avogadros lov gir mengde CO i forhold til vekten av tørr røykgass

$$= \frac{28 \text{ CO}}{\text{Vekten av tør røykgass}}$$

$$\text{Kg CO} = \left( \% \text{ forbrukt karbon} + \% \text{svovel} \times \frac{12}{32} \right) \times 28 \text{ CO}$$

$$\text{Kg drivstoff} = 12 \text{ CO}_2 + 12 \text{ CO}$$

$$\text{Prosent av CO i en kg drivstoff} = \frac{\left( \% \text{ forbrukt karbon} + \text{svovel} \times \frac{12}{32} \right)}{12 \text{ CO}_2 + 12 \text{ CO}}$$

$$\% \text{CO energitalp} = \frac{\text{Prosent av CO i en kg drivstoff} \times \text{kalorimetrisk brennverdi til CO}}{\text{øvre kalorimetrisk brennverdi til til drivstoff}}$$

---

## TAP PÅ GRUNN AV OVERFLATESTRÅLING OG KONVEKSJON

---

De ytre overflatene til kjelen vil være varmere enn omgivelsene. Overflaten vil dermed avgi energi til omgivelsene avhengig av overflateareal og temperaturforskjellen mellom omgivelsene og overflaten. Det faktiske tapet til stråling og konveksjon er vanskelig å vurdere på grunn av den spesielle emissiviteten til forskjellige overflater, dens isolasjon, luftstrømninger etc. Tapet til stråling kan i en liten kjele med kapasitet på 10 MW ligge på mellom 1 og 2 % av kalorimetrisk brennverdi til drivstoffet. En kjele på 500 MW kan ha et tap på mellom 0,2 til 1 % (44). Normalt sett skal de fleste vannrørskjeler ha mindre enn 1,0 % overflatetap i forhold til total drivstofftilførsel når kjelen kjøres oppimot full last. Størrelsen på overflatetapet endrer seg ikke ved endring i kjelelast.

Hvis overflatetapet er regnet som en prosent av drivstofftilførselen vil dermed prosenttapet øke ettersom kjelelasten synker. Røykrørskjeler har vanligvis mindre prosentvis overflatetap enn sammenlignbare vannrørskjeler. Vanligvis er det ytre skallet til en røykrørskjele i termisk kontakt med kokende vann med en relativ lav temperatur i forhold til forbrenningsgassen.

En generell overflateanalyse bør utføres for å bestemme om det er områder hvor isolasjonen er i dårlig stand. Denne analysen kan bli utført med sofistikert termisk skanningsutstyr, infrarøde termometer eller innledende visuell undersøkelse av kjelens overflate. Det er normalt sett ikke mulig å måle varmetapet på grunn av stråling og konveksjon. Det blir dermed som regel brukt empiriske verdier. Varmetapet på grunn av stråling og konveksjon vil bli estimert ut i fra maksimum brukbar varmekapasitet fra diagram (45).

---

## ENERGIBALANSE

---

Etter å ha fått etablert omfanget av alle tapene nevnt over, kan det settes opp en enkel energibalanse. Effektiviteten til kjelen vil komme fram fra denne energi balansen. Effektiviteten er differansen mellom energiinput til kjelen og de utregnede tapene.

**Tabell 3 Energibalanse i kjele.**

Tap på grunn av:-	kJ/kg drivstoff	%
T1- Tap på grunn av tørr røykgass		
T2- Tap på grunn av hydrogen i drivstoff (H <sub>2</sub> )		
T3- Tap på grunn av fuktighet i drivstoff (H <sub>2</sub> O)		
T4- Tap på grunn av fuktighet i luften (H <sub>2</sub> O)		
T5- Tap på grunn av karbonmonoksid (CO)		
T6- Tap på grunn av overflatestråling og konveksjon		
T7- Uforbrent tap til aske (karbon)		
<b>Kjele Effektivitet (100% - Tap)</b>		

**Den indirekte metoden tar ikke forbehold om:**

**Standbytap:**

Effektivitetstesten skal utføres når kjelen er under stadig last. Virkningsgraden vil derfor ikke avsløre standbytap.

**Tilleggsutstyr som forbruker energi:**

Det blir ikke tatt forbehold for energien som brukes av tilleggsutstyr som brennere, vifter og pumper.

**Bunnblåsningstap:**

Mengden energi som blir borte ved bunnblåsning varierer over et stort spekter.

**INSTRUMENTER FOR Å GJØRE EFFEKTIVITETSMÅLINGER**

Energiundersøkelser for å undersøke den nåværende virkningsgraden til systemet krever få instrumenter. Justering av kjeleeffekten og verifisering av virkningen krever derimot adskillig mer tid og relativt sofistikert utstyr.

I sistnevnte metode blir ingen masse- eller volumstrøm målt. Gjennomstrømningsmålinger er upraktiske. De krever store endringer på drivstoff-, damp- og fødevannslinjer.

Væsketemperatur for damp, fødevann og kondensatretur blir indirekte

målt ved å måle overflatetemperaturen til rørene. Det er ikke påkrevd å måle både O<sub>2</sub>- og CO<sub>2</sub>- innholdet til røygassen. Imidlertid vil måling av begge øke nøyaktigheten og sikre mot feilaktig måleutstyr.

Røygastemperaturen er en god indikator på hvor mye av energien til drivstoffet som går tapt gjennom pipa. Den gir også en god indikasjon på den interne tilstanden til kjelen. Karbonmonoksid-innholdet i røygassen skal være minimal ved normale mengder av luft. Når forbrenningen begynner å bli ufullstendig stiger karbonmonoksid-nivået brått.

Målinger av O<sub>2</sub>- eller CO<sub>2</sub>- innholdet til røygassen gir en indikasjon på hvorvidt det har blitt brukt for mye eller for lite luft i forbrenningen. Mer luft gir høyere energitap.

Diverse parametere som er diskutert over kan bli målt med instrumenter som er nevnt i Tabell 4.

**Tabell 4 Instrumenter for å vurdere kjeleeffektiviteten**

Instrument	Type	Målinger
Gjennomstrømningsmåling	Etter anvendelsesområde	Luft-, vann-, drivstoff-, dampstrøm
Temperatur indikator	Thermoelement	Røygass, drivstoff, forbrenningsluft, kjele overflate, damp
Røygass analyserer	Bærbar eller stasjonær	% CO <sub>2</sub> , O <sub>2</sub> og CO
TDS måler	Ledningsevne	Kjele vann, fødevann, spevann

### Valg av plassering av testprøve av røygass:

Røygassutløpet bør bli peilet og traversert for å finne området med høyest temperatur. Dette området vil med stor sannsynlighet falle sammen med området med maks gassgjennomstrømning. Prøvetakingsområde for både temperatur- og røygassanalyse bør dermed settes her.

Energibesparing betyr ikke alltid forbedringer i effektiviteten. Den generelle effektivitetsformel sier:

$$\eta = \frac{\text{Energi output}}{\text{Energi input}}$$

Denne ligningen uttrykker at all absorbert varme er nyttig varme. Bunnblåsing er absorbert varme, men sjelden brukbar. Energien i bunnblåsing vil med andre ord bli borte til omgivelsene. En endring i bunnblåsingmengden vil derimot ikke påvirke systemets effektivitet.

Omgjøring av den generelle effektivitetsformelen gir:

$$\eta = 1 - \frac{\Sigma Tap}{Energ\ i\ input}$$

I likhet med den generelle effektivitetsformelen vil summen av tap være avhengig av hva som blir definert som tap. Noen tap er åpenbare som, røykgass, overflatestråling og konveksjonstap. Bunnblåsing er derimot ikke sett på som et tap og derfor ekskludert fra summeringen. Standarden sier til og med at bunnblåsing ikke skal foregå under effektivitetstesting.

Effektivitetsformlene viser at følgende parameter ikke vil ha innvirkning på effektiviteten til kjelen:

- Kondensatreturtemperatur
- Mengde bunnblåsing
- Damptemperatur
- Damptrykk
- Kondensatretur

Parametrene blir ikke tatt med i effektivitetsberegningen og vil derfor ikke ha innvirkning på effektiviteten. Til tross for dette vil en senking av damptemperaturen eller trykket senke drivstofforbruket. Dette vil ikke tilsa at det er en feil på definisjonen av effektiviteten. Det viser at en kan spare drivstoff uten å endre effektiviteten til systemet. Et grunnleggende problem ved effektivitetstesting er at virkningsgraden ikke er påvirket av nevnte parametere, noe dampstrømmen er.

## 4.2 KONTINUERLIG LEDNINGSEVNEAVBLÅSING

Den faktiske mengden med totalt oppløst faststoff i kjelen som gir skumming vil variere fra kjele til kjele. Det fins tabeller over tolererbare nivåer med totalt oppløst faststoff for forskjellige typer kjeler som kan brukes som en pekepinne. Generelt sett bør kjelemakeren alltid konsulteres for spesifikke anbefalinger.

Den kontinuerlige ledningsevneavblåsing kan beregnes etter følgende formel (21):

$$\text{Ledningsevneavblåsing [kg/h]} = \frac{F \times \dot{m}_{\text{damp}}}{N - F} \quad (4.11)$$

Hvor:

$$\begin{aligned} F &= \text{Totalt oppløst faststoff i fødevann} && [\text{ppm}] \\ \dot{m}_{\text{damp}} &= \text{Dampproduksjon} && [\text{kg/h}] \\ N &= \text{Nødvendig totalt oppløst faststoff i kjelevannet} && [\text{ppm}] \end{aligned}$$

En kan nå regne ut energien som går ut med ledningsevneavblåsing med følgende formel:

$$\text{Energi i ledningsevneavblåsing [kW]} = \dot{m}_{\text{ledningsevne}} \times h_f$$

Hvor:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{ledningsevne}} &= \text{Ledningsevneavblåsing} && [\text{kg/s}] \\ h_f &= \text{Den spesifikke entalpien til vannet ved kokepunktet} && [\text{kJ/kg}] \end{aligned}$$

Ledningsevneavblåsing som frigis fra kjelen er vann ved kokepunktet til trykket i kjelen. Siden det ofte er et overskudd av entalpi eller energi i væsken vil mye av vannet gå over til dampform.

Hvis en går ut i fra at ledningsevneavblåsingvannet blir frigitt til et gjenfordampningssystem som driftes under trykk, kan en kvantifisere overskuddsenergien (20).

$$\% \text{ Gjenfordampning} = \frac{(h_{f(\text{kjele})} - h_{f(\text{gjenfordampning})})}{h_{fg(\text{gjenfordampning})}} \quad (4.12)$$

Hvor:

$$\begin{aligned} h_{f(\text{kjele})} &= \text{Spesifikk entalpi til vann ved kjeletrykket} && [\text{kJ/kg}] \\ h_{f(\text{gjenfordampning})} &= \text{Spesifikk entalpi til vann ved gjenfordampning} && [\text{kJ/kg}] \\ h_{fg(\text{gjenfordampning})} &= \text{Spesifikk entalpi til damp ved gjenfordampning} && [\text{kJ/kg}] \end{aligned}$$

Denne dampen kan enten luftes fritt til atmosfæren eller den kan gjenvinnes og brukes på nytt i dampsystemet. Hvis dampen luftes fritt til atmosfæren vil mye brukbar energi gå til spill sammen med vann av god kvalitet.

En kan nå kvantifisere energistrømmen i gjenfordampningen ved hjelp av damptabeller.

$$\text{Gjenfordampningsstrøm [kg/s]} = \text{Ledningsevneavblåsing} \times \% \text{ Gjenfordampning}$$

$$\text{Energistrøm i gjenfordampning [kW]} = \text{Gjenfordampningsstrøm} \times h_{g(\text{damp})}$$

Hvor:

$$\text{Gjenfordampningsstrøm} = \text{Strømmen av damp etter gjenfordampning [kg/s]}$$

$$h_{g(\text{damp})} = \text{Totalt energiinnhold per kg med damp [kJ/kg]}$$

Den gjenværende væsken etter gjenfordampningen vil fortsatt inneholde mye brukbar energi som kan gjenvinnes før den føres ut i sluket. Den anbefalte metoden er å føre den gjennom en varmeveksler og forvarme spevannet. Det resterende vannet etter gjenfordampningen vil være ledningsevneavblåsing minus vannet som gjenfordamper. Energien gjenvunnet kan regnes ut med følgende formel:

$$\text{Energi gjenvunnet [kW]} = \dot{m}_{\text{vann}} \times (h_{f(\text{vann})} - h_{f(\text{spevann})}) \quad (4.13)$$

Hvor:

$$\dot{m}_{\text{vann}} = (\text{ledningsevneavblåsing} - \text{gjenfordampning}) \quad [\text{kg/s}]$$

$$h_{f(\text{vann})} = \text{Entalpi mettet vann ved gjenfordampningstrykk} \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$h_{f(\text{spevann})} = \text{Entalpi til spevannet} \quad [\text{kJ/kg}]$$

### 4.3 BUNNBLÅSING

Faststoff i kjelevannet vil etter hvert samle seg på bunnen av kjelen. Hvis det ikke fjernes vil det oppkonsentrere seg med tiden og hindre varmeoverføring i fra forbrenningsrørene. Den anbefalte metoden for å fjerne faststoffene er med korte kraftige sprut gjennom en relativ stor ventil på bunnen av kjelen.

Hvis en kjele er satt til å produsere en gitt mengde damp, må vannet i bunnblåsing være i tillegg til denne mengden. Energien som blir borte med bunnblåsing vil være lik den energien som blir tilført fødevannet for å erstatte bunnblåsing.

Gjennomstrømmingen gjennom bunnblåsingsventilen kan estimeres med følgende formel (46):

$$\dot{V} = K_v \sqrt{\Delta P} \quad (4.14)$$

Hvor:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \text{Volumgjennomstrømning} && [\text{m}^3/\text{h}] \\ K_v &= \text{Gjennomstrømning av væske som vil skape et trykkfall på 1 bar} && [\text{m}^3/\text{h bar}] \\ \Delta P &= \text{Trykkfallet over ventilen} && [\text{bar}] \end{aligned}$$

Ventilprodusenten vil oppgi  $K_v$  verdier for ventilen i produktdataen til ventilen sammen med andre opplysninger. En kan da regne ut energistrømmen i bunnblåsingen med følgende formel:

$$\text{Energistrøm bunnblåsing [kW]} = \frac{\dot{V} \rho h_f}{3600} \quad (4.15)$$

Hvor:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \text{Volumgjennomstrømning} && [\text{m}^3/\text{h}] \\ \rho &= \text{Tettheten til vann} && [\text{kg}/\text{m}^3] \\ h_f &= \text{Spesifikk entalpi til vann ved kjeletrykket} && [\text{kJ}/\text{kg}] \end{aligned}$$

Denne metoden tar ikke forbehold om gjenfordampning, noe som vil forekomme ved bunnblåsing. Resultatet må derfor kun brukes som et grovt estimat på tapet ved bunnblåsing.

#### 4.4 ECONOMISER/RECUPERATOR

I mange kjeler vil røykgassen fortsatt inneholde brukbare mengder med energi selv etter den har passert gjennom kjelen. Ved å bruke en Economiser eller Recuperator kan man gjenvinne mye av varmeenergien og overføre den tilbake til systemet. Når det ikke er faseovergang i legemet, er mengden termisk energi som legemet absorberer eller avgir for en temperaturendring gitt ved (6):

$$Q = m C_p \Delta T \quad (1.1)$$

Hvor:

$$\begin{aligned} Q &= \text{Termisk energi i røykgassen} && [\text{kJ}] \\ m &= \text{Massen av røykgass} && [\text{kg}] \\ C_p &= \text{Spesifikk varmekapasitet til røykgass} && [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \\ \Delta T &= \text{Temperaturendring} && [\text{K}] \end{aligned}$$



Denne formelen viser at for en gitt masse er temperaturøkningen lineært avhengig av tilført varmeenergi. Dette er forutsatt at den spesifikke varmekapasiteten er konstant over temperaturforskjellen. Enkel idealgasssteori forutsetter at den spesifikke varmekapasiteten ikke er en funksjon av temperatur og trykk. Selv om det siste tilfellet er tilnærmet sant i praksis, vil den spesifikke varmekapasiteten til en gass øke med temperaturer over 100 °C (47). Termisk energi i røykgassen kan regnes ut med følgende formel:

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} mC_p(T) dT \quad (4.16)$$

For å kunne beregne den potensielle termiske energien i røykgassen må en vite den iboende entalpiverdien til røykgass. Entalpiverdien til røykgass er en funksjon av den spesifikke varmekapasiteten og temperatur. Den spesifikke varmekapasiteten til røykgassen er avhengig av den kjemiske oppbygningen til drivstoffet, gasstemperatur og overskuddsluft. Det fins entalpitabeller for noen kjente fossildrivstoff, men ikke for biomasse og drivstoffblandinger. Ved å gjøre en kjemisk analyse av drivstoffet kan en beregne den spesifikke varmekapasiteten til røykgassen. Denne metoden fungerer på alle karbonbaserte drivstoff så lenge den kjemiske oppbygningen til drivstoffet er gitt (48).

Nødvendig mengde luft kan beregnes med følgende formel avhengig av overskuddsluftratio og den kjemiske oppbygningen til drivstoffet (48):

$$m_{luft} = (2,9978 \times K_H - 0,3747 \times K_O + 0,3747 \times K_S + K_C) \times (11,445 \times n)$$

Hvor:

$m_{luft}$  = Nødvendig luftmengde per kg drivstoff [ kg luft/kg drivstoff]

$K$  = Prosentvis kjemisk innhold av element i drivstoff

$n$  = Forholdstall overskuddsluft

$H$  = Hydrogen

$O$  = Oksygen

$S$  = Svovel

$C$  = Karbon

Mengde røykgass kan beregnes etter følgende formel:

$$m_{røykgass} = (2,9978 \times K_H - 0,3747 \times K_O + 0,3747 \times K_S + K_C) \times (11,445 \times n) + (1 - K_{aske})$$

Ordinær spesifikk varmekapasitet for røykgassen kan regnes ut med følgende formel (48):

$$C_{p(\text{røykgass})} = \frac{C_{p,C}}{(a_C + b_N + c_H + d_S)} \frac{m_{\text{tot. steo.}}}{m_{\text{røykgass}}} + f_a \quad (4.17)$$

Hvor:

$$C_{p(\text{røykgass})} = \text{Spesifikk varmekapasitet røykgass} \quad [ \text{kJ/kg K} ]$$

$$m_{\text{tot. steo.}} = \text{Total støkiometrisk masse} \quad [ \text{kg} ]$$

$$C_{p,C} = \text{Spesifikk varmekapasitet CO}_2 \quad [ \text{kJ/kg K} ]$$

$$a_C = \text{Koeffisient}$$

$$b_N = \text{Koeffisient}$$

$$c_H = \text{Koeffisient}$$

$$d_S = \text{Koeffisient}$$

Total støkiometrisk masse er gitt ved følgende formel:

$$m_{\text{tot. steo.}} = m_{\text{luft steo.}} + (1 + K_{\text{ash}})$$

### Estimering av koeffisient " $a_C$ " :

Utregning av  $a_C$  er gitt med følgende formel:

$$a_C = \frac{a_m}{a_{cp}}$$

Hvor:

$$a_m = \text{Masseforholdet mellom CO}_2 \text{ og røykgass for } n = 1$$

$$a_{cp} = \text{Forholdet varmekapasitet CO}_2 \text{ til CO}_2$$

$$a_m = \frac{m_C}{m_{\text{tot. steo.}}} = \frac{3,667 \times K_C}{m_{\text{tot. steo.}}}$$

### Estimering av koeffisient " $b_N$ " :

Utregning av  $b_N$  er gitt med følgende formel:

$$b_N = \frac{b_m}{b_{cp}}$$

Hvor:

$$b_m = \text{Masseforholdet mellom N}_2 \text{ og røykgass}$$

$$a_{cp} = \text{Forholdet varmekapasitet CO}_2 \text{ til N}_2 \text{ for forskjellige temperaturer}$$

$$b_{cp} = 0,9094 + 1,69 \times 10^{-4} \times T - \frac{11135}{T^2}$$

$$b_m = \frac{m_N}{m_{tot. steo.}} = \frac{0,767(2,9978 K_H - 0,3747 K_O + 0,3747 K_S + K_C) \times 11,445 + K_N}{m_{tot. steo.}}$$

### Estimering av koeffisient " $c_H$ " :

Utregning av  $c_H$  er gitt med følgende formel:

$$c_H = \frac{c_m}{c_{cp}}$$

Hvor:

$c_m$  = Masseforholdet mellom  $H_2O$  og røykgass

$c_{cp}$  = Forholdet varmekapasitet  $CO_2$  til  $H_2O$  for forskjellige temperaturer

$$c_{cp} = 0,5657 + 6,68 \times 10^{-6} \times T - \frac{104665}{T^2}$$

$$c_m = \frac{m_H}{m_{tot. steo.}} = \frac{8,938 K_H + K_M}{m_{tot. steo.}}$$

### Estimering av koeffisient " $d_S$ " :

Utregning av  $d_S$  er gitt med følgende formel:

$$d_S = \frac{d_m}{d_{cp}}$$

Hvor:

$c_m$  = Masseforholdet mellom  $SO_2$  og røykgass

$c_{cp}$  = Forholdet varmekapasitet  $CO_2$  til  $SO_2$  for forskjellige temperaturer

$$d_{cp} = e^{[2,679 - \frac{151,16}{T} - 0,289 \ln T]}$$

$$d_m = \frac{m_S}{m_{tot. steo.}} = \frac{2 K_S}{m_{tot. steo.}}$$

### Estimering av koeffisient " $f_A$ " :

Utregning av  $f_A$  er gitt med følgende formel:

$$f_A = f_m C_{p,A}$$

$$f_m = \frac{m_{\text{luft steo.}}(n-1)}{m_{\text{røykgass}}}$$

$$C_{p,A} = 0,7124 \times 1,00011^T \times T^{0,051}$$

Utregning av  $C_{p,C}$  er gitt med følgende formel:

$C_{p,C}$  er den spesifikke varmekapasiteten til  $CO_2$

$$C_{p,C} = (0,1874) \times 1,00061^T \times T^{0,2665}$$

En kan nå sette formelen for spesifikk varmekapasitet til røykgass inn i formelen for termisk energi i røykgassen:

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} m C_{p(\text{røykgass})}(T) dT$$

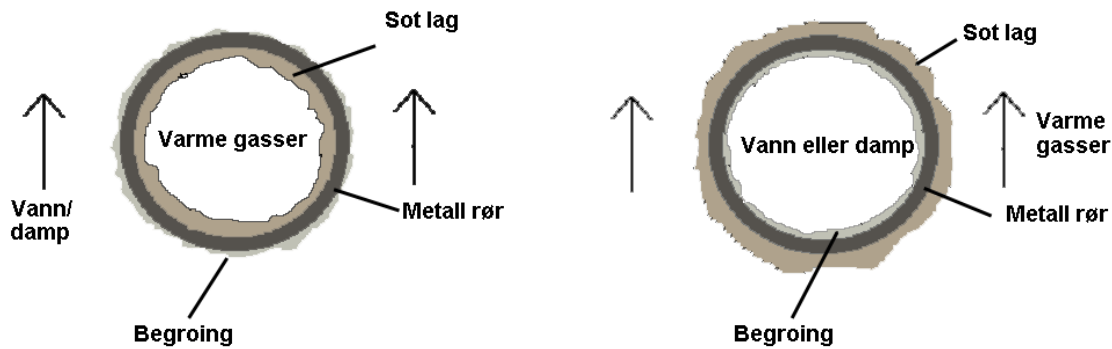
En kan legge merke til at når overskuddsluft øker vil den ordinære spesifikke varmekapasiteten til røykgassen gå i mot verdier til luft. Denne metoden vil på grunn av metodens oppbygning kun være gjeldene for ikke- kondenserende Economisere og Recuperatorer.

#### 4.5 BEGROING OG SOTDANNELSE PÅ FORBRENNINGSRØR

Dampkjeler blir levert rene uten sot, slagg og begroing. Etter hvert som kjelen blir brukt vil den få begroing og sotedannelse. Selv en tynn hinne vil virke som en effektiv isolasjon og motvirke varmeoverføringen. Når mindre varme blir overført til kjelevannet vil mer varme forbli i eksosen og forsvinne i avtrekket.

De fleste kjeleprodusenter spesifiserer røykgasstemperaturen en kan forvente ved forskjellige fyringskapasiteter. Høy røykgasstemperatur vil derfor være et sikkert tegn på at det har samlet seg sot og begroing på varmeoverføringsoverflaten i kjelen.

I en dampkjele vil energien til den varme forbrenningsgassen bli overført gjennom sotlaget, rørveggen og begroingen på vannsiden. Både sotlaget og begroingen vil virke som isolasjon. Ut temperaturen til røykgassen vil dermed øke. Dette skjer på grunn av at sotlaget og begroingen hindrer forbrenningsgassen i å overføre varme til vannsiden. Figur 18 og Figur 17 viser hvordan begroing og sot danner seg på henholdsvis røykrørskjele og en vannrørskjele.



**Figur 18 Et røykrør med sot på innsiden og begroing på utsiden (49).**

**Figur 17 Et vannrør med sot på utsiden og begroing på innsiden (50).**

Det er vanskelig å gjøre gode beregninger på tapet assosiert med sot og begroing. Unøyaktigheten vil som regel komme av estimeringer av termisk ledningsevne over begroingen og sotlaget. Disse verdiene kan variere betraktelig. Grove estimat av varmeoverføringskoeffisientene har mindre å si i og med at disse verdiene ikke har en betydelig innvirkning på resultatet. Tykkelsen til sotlaget og begroingen kan måles med spesialutstyr, men vil i praksis være vanskelig å gjennomføre. Målingene vil ofte kreve stopp i produksjonen og grove inngrep i kjelens indre. Vanlig praksis er å følge med på røykgasstemperaturen og rengjøre kjelen hvis temperaturen øker med 10 til 20 °C. Som diskutert tidligere vil en økning i temperaturen på 20 °C øke drivstofforbruket med 1 %.

Med målinger av røykgasstemperaturen kan man regne ut endringen i virkningsgraden til kjelen og estimere drivstofftapet. En må regne ut virkningsgraden ved å bruke den indirekte metoden og må dermed gjøre en forbrenningsanalyse. Beregningene vil være lik som vist i metodikken til beregning av virkningsgraden ved bruk av den indirekte metode som vist i delkapittel 4.1.3. Det forutsettes at økningen i røykgasstemperaturen i hovedsak vil være på grunn av sot og begroing.

Det er mange fordeler ved å måle røykgasstemperaturen til kjelen over lengre tid. Den gir veldig viktig informasjon over virkningsgraden til kjelen og dens driftstimer. Samtidig vil den vise økningen i temperaturen på grunn av begroing og sotedannelse.

Det er viktig å relatere røykgasstemperaturen til fyringsgraden til kjelen. Ved lavere fyringsgrader vil temperaturen være betydelig mindre. En økning i overskuddsluft vil også senke temperaturen. Temperaturmåleren kan også ofte få et sotlag som isolerer. Den vil dermed vise en lavere temperatur (49).

## 4.6 AVGASSINGSTÅRN

Hvis en væske er ved kokepunktet er oppløseligheten for gass lik null. Væsken må like fullt være satt i bevegelse eller koke for å forsikre at væsken blir fullstendig avgasset. Den nødvendige mengden med damp blir regnet ut ved hjelp av masse- og energibalanser. Prinsippet som ligger bak balansen går ut i fra at den opprinnelige varmen til fødevannet pluss varmen som blir tilført med dampen må være lik sluttvarmen i fødevannet. En må også gjøre en massebalanse og plusse på massen til dampen som kondenserer. For å beregne nødvendig dampmengde kan en dermed bruke følgende formel (27):

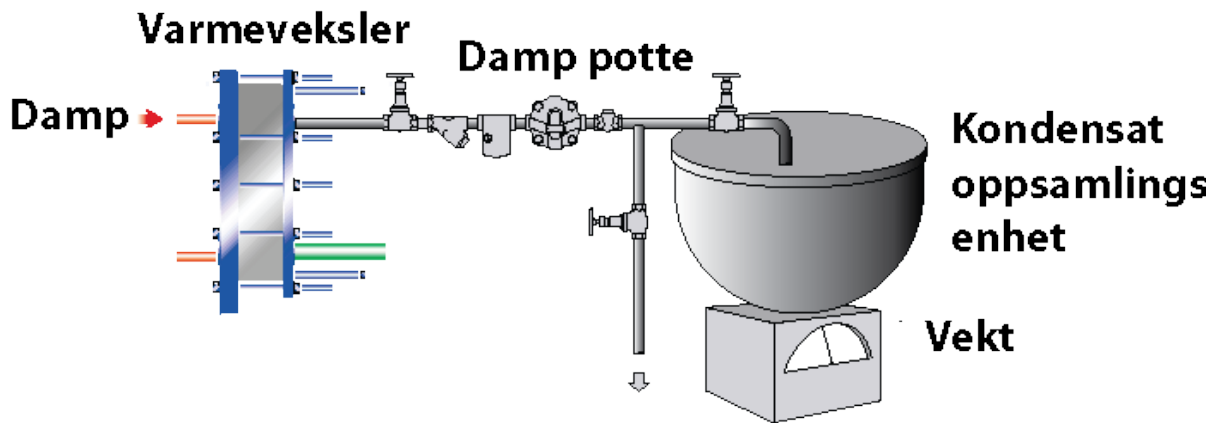
$$\dot{m}_s = \dot{m} \frac{(h_{f(2)} - h_{f(1)})}{(h_g - h_{f(2)})} \quad (4.18)$$

Hvor:

$\dot{m}$	= Kondensatstrøm til avgassingstårnet	[ kg/h ]
$\dot{m}_s$	= Mengde damp som skal bli tilført	[ kg/h ]
$h_{f(1)}$	= Entalpi til vannet ved begynnelsen	[ kJ/kg ]
$h_{f(2)}$	= Entalpi til vannet ved avgassingstemperatur	[ kJ/kg ]
$h_g$	= Total entalpi til damp tilført avgassingstårnet	[ kJ/kg ]

Hvis en sammenligner denne verdien med faktisk tilført dampmengde kan en beregne overskuddsenergi som følger med avgassene ut av systemet.

I virkelige dampsystem vil det ofte være vanskelig å måle kondensat og dampstrømmer. En annen tilnærming er å gjøre direkte målinger av energien som går ut av avgassingstårnet. Dette kan om mulig gjøres ved å kondensere ut dampen som følger avgassingene. Kondensatet blir samlet i en beholder over et tidsrom. Der vil massen til kondensatet måles og en kan dermed regne ut dampmengden. Denne metoden er enkel å sette opp og vil gi et nøyaktig resultat (50). Figur 19 viser et eksperiment hvor en samler opp kondensatet fra en varmeveksler.



Figur 19 Utstyr for å måle dampmengde (50).

**Framgangsmåte:** mål vekten til oppsamlingsenheten sammen med en tilstrekkelig mengde med vann. Kondensatet føres inn i enheten under vannlinjen for å kondensere all damp. Ved å måle vektøkningen over tid kan en bestemme dampmengden. Det er viktig å legge merke til at dampen blir slippet ut i et atmosfærisk system. Hvis systemet normalt sett ville vært under trykk kan en gå ut i fra at kondenspotten vil gi differensialtrykket. For at eksperimentet skal gi nøyaktige tall er det viktig å sørge for at bare kondensat produsert under testen blir målt. Før testen starter bør derfor varmeveksleren og rør tømmes for kondensat. Ved slutten av testen kan varmeveksleren tømmes slik at resterende kondensat blir med i målingene.

Målingene bør utføres flere ganger over lengre perioder for å redusere sjansen for feilmålinger. De ulike forsøkene bør utføres under like forhold. Ved slutten av eksperimentet kan målingene sammenlignes og en kan regne ut gjennomsnittresultatet, standardavvik og standardfeil (50).

#### 4.7 KONDENSAT OG GJENFORDAMPNING

Kondensatet vil som regel bli gjenvunnet fra system med høyere trykk. Som et resultat av trykkreduksjonen vil noe av kondensatet gjenfordampe. Mengden som gjenfordamper er avhengig av mengden varmeenergi som kan oppholde seg i kondensatet ved aktuelt trykk. Prosentvis gjenfordampning er gitt ved følgende formel (20):

$$\% \text{ Gjenfordampning} = \frac{(h_{f(ht)} - h_{f(lt)})}{h_{fg(lt)}} \quad (4.19)$$

Hvor:

$$h_{f(ht)} = \text{Spesifikk entalpi til vann ved høyt trykk} \quad [ \text{kJ/kg} ]$$

$$h_{f(lt)} = \text{Spesifikk entalpi til vann ved lavt trykk} \quad [ \text{kJ/kg} ]$$

$$h_{fg(lt)} = \text{Spesifikk entalpi til damp ved lavt trykk} \quad [ \text{kJ/kg} ]$$

Hver kg med kondensat som ikke blir returnert til dampkjelen blir erstattet med kald spevann. Dette vannet må varmes opp til kondensatets temperatur. Energien som brukes for å øke temperaturen til vannet er gitt med følgende formel:

$$Q = m c_p \Delta T$$

Hvor:

$$Q = \text{Mengde energi} \quad [ \text{kJ} ]$$

$$m = \text{Massen til spevannet} \quad [ \text{kg} ]$$

$$c_p = \text{Spesifikk varmekapasitet til spevannet} \quad [ \text{kJ/kg}^\circ\text{C} ]$$

$$\Delta T = \text{Temperatur økningen til spevannet} \quad [ ^\circ\text{C} ]$$

I virkelige dampsystem er det gjerne vanskelig å måle kondensat og dampstrømmer. En annen tilnærming er å gjøre direkte målinger av energien som går ut av kondensattanken. Dette kan om mulig gjøres ved å kondensere ut dampen som følger kondensatet. Kondensatet blir samlet i en beholder over et tidsrom. Der vil massen til kondensatet måles og en kan dermed regne ut dampmengden. Denne metoden vil være lik som nevnt delkapittel 4.6.

## 4.8 LEKKASJER I KONDENSPOTTER

Generelt sett vil ødelagte kondenspotter være ansvarlig for en stor del av lekkasjene i et dampsystem.

Testing av dampotter bør bli utført av opplærte teknikere. Ved vurdering av driftstilstanden til kondenspottene er det anbefalt å bruke definisjonene i Tabell 5. Kondenspotter som går i feilmodus: gjennomblåsing, lekkasje eller dampotter som er på vei inn i feilmodus er dekket under denne metodologien (35).



**Tabell 5 Definisjoner for identifisering av feilmodus av kondenspotter (35).**

Utrykk	Beskrivelse	Definisjon
<b>OK</b>	Bra kondenspotte	Kondenspotten er i normal driftsmodus.
<b>GB</b>	Gjennomblåsing	Kondenspotte har gått i åpen feilmodus med maksimum damptap. <i>Kondenspotten bør repareres eller byttes.</i>
<b>LK</b>	Lekkasje	Kondenspotten har gått i delvis åpen feilmodus med et damptap på omkring 25 % av maksimum. <i>Kondenspotten bør byttes eller repareres.</i>
<b>HS</b>	Hurtig syklus	Kondenspotten er på vei inn i feilmodus.
<b>PL</b>	Plugget	Kondenspotten har gått i lukke feilmodus hvor den kondensat blir samlet opp. <i>Kondenspotten bør byttes eller repareres.</i>
<b>OF</b>	Overfylt	Kondenspotten er vurdert som underdimensjonert og ikke i stand til å behandle mengden kondensat. <i>Kondenspotten bør byttes med en kondenspotte i riktig størrelse.</i>
<b>UD</b>	Ute av drift	Damptilførselen og kondenspotten er ute av drift.
<b>IT</b>	Ikke testet	Kondenspotten er i drift men er ikke testet på grunn av utilgjengelighet, utenfor rekkevidde etc.

Damptapet på grunn av kondenspotter som har gått i feilmodus blir beregnet for hver enkel kondenspotte på bakgrunn av resultatene fra en analyse av kondenspottene. Tapet blir beregnet med følgende formel (35):

$$DP_{tap} = FM \times SF \times SK \times Driftstimer \times \sqrt{(P_{in} - P_{ut}) \times (P_{in} + P_{ut})} \quad (4.20)$$

Hvor:

$DP_{tap}$  = Er tapet av damp på grunn av damppotten under tiden t [kg/h]

FM = Feilmodusfaktor til damppotten

SF = Servicefaktor til damppotten

SK = Strømningskoeffisienten til damppotten

Driftstimer = driftstimer til damppoten [timer]

$P_{in}$  = Trykket til dampen ved innløpet til damppotten [Psi g]

$P_{ut}$  = Trykket til kondensatet ved utløpet til damppotten [Psi g]

Ligningen over kan utføres på dampotter som har gått i feilmodus som åpen modus eller delvis åpen modus. Disse er identifisert i kondenspotteanalysen som gjennomblåsing, lekkasje og hurtig sykklus. Formelen er bare gyldig for trykk ved utløpet som er lik eller større enn halve trykket ved innløpet. Hvis utløpet er mindre enn innløpstrykket dividert på 2 bør  $\frac{P_{in}}{2}$  brukes som  $P_{ut}$  (35).

Feilmodusfaktoren er en empirisk verdi estimert av bedriften Armstrong (35). Denne faktoren er designet for å reflektere at det er betydelig forskjell på tapene assosiert med de ulike feilmodusene. Kondenspotter med lekkasje er forventet å ha et tap på 25 % av tapet til en dampotte med gjennomblåsing. En dampotte med hurtig sykling er derimot forventet å ha et tap på 20 %. En dampotte med gjennomblåsing vil ha et tap på 100 %.

Servicefaktoren er laget for å reflektere de forskjellige bruksområdene til kondenspotter. Servicefaktoren tar forbehold om at det faktiske damptapet er avhengig av kondenspottestørrelsen (blender) i forhold til den faktiske lasten. Dette er igjen avhengig av bruksområde.

$$SF = 2,1 \times \frac{S - 1}{S}$$

Hvor:

SF = Servicefaktor

S = Kapasitets sikkerhetsfaktor

**Tabell 6 Servicefaktor SF (35).**

Bruksområde	Kapasitets sikkerhetsfaktor S	Servicefaktor SF
<b>Prosess kondenspotter</b>	1,75	0,9
<b>"Drip and tracer" kondenspotter</b>	3,0	1,4
<b>Dampstrøm(ingen kondensat)</b>	Veldig stor	2,1

Damptapet vil også være avhengig av den faktiske størrelsen til kondenspotte blenden. Strømningskoeffisienten SK er en funksjon av størrelsen til blenden.

$$SK = 22,1 \times D^2$$

Hvor:

SK = Strømningskoeffisienten

D = Diameteren til blenden til dampotten [ mm]

Detaljer ved dampsystemets drift har ikke blitt vurdert. Dette er derfor bare en tilnærmet verdi av tapet. Hvis den ventilerte dampen går gjennom en dampturbin før den forlater systemet vil noen av ressursene bli gjenvunnet.

#### 4.9 ISOLERING AV RØR

Hovedfaktorene som bestemmer mengden energi som går tapt fra uisolerte eller dårlig isolert utstyr er romtemperatur, prosessvæskens temperatur, systemets motstand mot varmeoverføring og overflateareal. Systemets motstand mot varmeoverføring er den vanskeligste faktoren å bestemme fordi den er avhengig av faktorer som enhetens orientering, lufthastighet og formen til varmeoverføringsoverflaten.

Et første tiltak vil være gjøre en gjennomgang av systemet. Det er da viktig å ta en tur gjennom fasiliteten og se etter tegn på energi som går til spille. Typiske kjennetegn som bør legges merke til kan for eksempel være: ødelagt isolasjon, varme overflater, hull i isolasjonene og våte overflater. Rent teoretisk kan et langt rør med dårlig isolasjon være årsaken til like mye varmetap som et kort stykke uten isolasjon. Steder hvor det er manglende isolasjon eller der isolasjonen har stor skade har ofte lav tilbakebetalingstid.

Etter at en har identifisert muligheten må energitapet bestemmes. Beregningen som trengs for å estimere reduksjonen av varmeoverføring ved å isolere er lange og kompliserte. Tabeller har blitt utviklet for typiske oppsett av horisontale og vertikale rør. Disse tabellene gjør at en kan estimere varmetapet med relativ enkelhet. Det har blitt utviklet tabeller for anbefalte isolasjonstykkelser for forskjellige materialer og temperaturer. Vedlegg 13 viser en slik typisk tabell for mineralfiber isolasjon for rørtykkelser varierende i fra DN15 til DN900 og prosessstemperatur mellom 65 °C og 566 °C. Isolasjonsprodusenter har utarbeidet tabeller for mange ulike materialer siden termisk motstand varierer med egenskapene til materialet og prosessstemperaturen. I situasjoner hvor det ikke er mulig å få tak i slike tabeller kan en bruke et dataverktøy. Departementet for energi i USA tilbyr et slikt verktøy gratis. 3E-Plus er designet for komplett analyse av de fleste vanlige isolasjonsprosjekt (51).

**Framgangsmåte:** Ut i fra prosessstemperaturen, rørdiameteren og isolasjonsmateriale kan en ut i fra tabeller få ut: anbefalt isolasjonstykkelse, varmetap og overflatetemperatur. Varmetapet i fra røret uten isolasjon kan slås opp ut i fra standard tabeller. Reduksjon i varmetapet kan dermed regnes ut med følgende formel:

$$RV_{tap} = (\dot{Q}_{tap(isolert)} - \dot{Q}_{tap(uisolert)}) \times l \quad (4.21)$$

Hvor:

$RV_{tap}$	= Reduksjon i varmetap på grunn av isolasjon	[Wh/h]
$\dot{Q}_{tap(isolert)}$	= Varmetap per meter med isolasjon	[Wh/m h]
$\dot{Q}_{tap(uisolert)}$	= Varmetap per meter uten isolasjon	[Wh/m h]
$l$	= Rørlengde	[m]

#### 4.10 ISOLERING AV UISOLERTE VENTILER OG FLENSER

Denne metoden for å estimere varmetap er basert på standard varmeoverføringsteori. Beregningen av varmetapet til ventiler og flenser går ut i fra følgende (52):

- Den termiske isolasjonen er homogen over enheten
- Størrelsen og driftstemperaturen til ventilen eller flensen er kjent
- Isolasjonens tykkelse er kjent
- Verdier for vindhastighet og emissivitet skal være tilgjengelig for å estimere overflatekoeffisienter for både overflaten med og uten isolasjon
- Overflatetemperaturen forutsettes som jevn arealet
- ASTM standard C 680 kompatibel programvare eller sammenlignbare metodologi skal brukes for å estimere varmetapet fra både isolert og uisolert overflate (53)
- Overflatearealet uten isolasjon skal være tilgjengelig
- Det ytre overflatearealet til isolasjonskappen kan bli estimert fra tegninger eller feltmålinger.

Beregning av varmetapet fra uisolert ventil eller flens er gitt av følgende formel (52):

$$\dot{Q}_{uisolert} = \dot{q}_{uisolert} \times A_{uisolert} \quad (4.22)$$

Hvor:

$\dot{Q}_{\text{uisolert}}$  = Varmetapet i fra overflaten til en uisolert flens eller ventil [W]

$\dot{q}_{\text{uisolert}}$  = Varmetap per arealenhet i fra overflaten  
til en uisolert ventil eller flens [W/m<sup>2</sup>]

$A_{\text{uisolert}}$  = Ytre overflateareal til en uisolert ventil eller flense [m<sup>2</sup>]

Beregning av varmetapet fra isolert ventil eller flens er gitt av følgende formel (52):

$$\dot{Q}_{\text{isolert}} = \dot{q}_{\text{isolert}} \times A_{\text{isolert}}$$

Hvor:

$\dot{Q}_{\text{isolert}}$  = Varmetapet i fra overflaten til en isolert flens eller ventil [W]

$\dot{q}_{\text{isolert}}$  = Varmetap per arealenhet i fra overflaten  
til en isolert ventil eller flens [W/m<sup>2</sup>]

$A_{\text{isolert}}$  = Ytre overflateareal til en isolert ventil eller flense [m<sup>2</sup>]

Besparelsen av å isolere ventilen eller flensen kan dermed regnes ut med følgende formel:

$$\dot{Q}_{\text{besparelse}} = \dot{Q}_{\text{uisolert}} - \dot{Q}_{\text{isolert}} \quad (4.23)$$

Siden ASTM standard C 680 er designet for å regne ut varmetapet til flate overflater og rør er det nødvendig å behandle den isolerte ventilen eller flensen som et rør. Det er anbefalt å bruke en diameter som passer til ventilen eller diameteren til flensen for beregningene.

#### 4.11 DRIVHUSGASSUTSLIPP

Etter hvert som en regner ut produksjonsbesparelser kan en beregne redusert utslipp. Reduserte utslipp blir beregnet på bakgrunn av likeverdig bruk av fossilt drivstoff. Likeverdig drivstofforbruk vil være avhengig av virkningsgraden til kjelen samt karbondioksidinnholdet. Metoden baserer seg på mengden drivstoff som ville blitt forbrukt hvis en ikke implementerer gjenvinningstiltak. Dermed kan en sammenligne mengde forbruk før og etter igangsatt tiltak.

CO<sub>2</sub> vil utgjøre majoriteten av drivhusutslippet fra de fleste stasjonære forbrenningsanlegg selv om både CH<sub>4</sub> og N<sub>2</sub>O dannes under forbrenningen av fossilt drivstoff. CO<sub>2</sub> vil i flere tilfeller representere over 99 % av drivhusgassutslippet. CO<sub>2</sub>- forbruket kan med enkelhet estimeres ved å bruke passende forurensningsfaktorer. CH<sub>4</sub> og N<sub>2</sub>O vil ikke kun være

avhengig av drivstoffkarakteristikken, men også forbrenningskarakteristikk, forbrenningsteknologi og andre miljøfaktorer. På grunn av kompleksiteten og den store anstrengelsen det trengs for å estimere forurensning på grunn av CH<sub>4</sub> og N<sub>2</sub>O vil det i denne modellen kun estimeres forurensning på grunn av CO<sub>2</sub> (54).

Komplett forbrenning er beskrevet med følgende formel (55):



Molforholdet av karbon i CO<sub>2</sub> er  $\frac{12 \text{ mol karbon}}{44 \text{ mol CO}_2}$

For hver kg med karbon i det fossile drivstoffet vil det danne seg en ekvivalent mengde med karbondioksid.

Ekvivalent karbondioksidreduksjon kan dermed regnes ut med følgende formel (55):

$$\text{Karbon faktor} = 1 \text{ tonn drivstoff} \times \frac{\% C_{\text{drivstoff}}}{\frac{12 \text{ mol karbon}}{44 \text{ mol CO}_2}}$$

Hvor:

$$\begin{aligned} \text{Karbon faktor} &= \text{CO}_2 \text{ i drivstoff} && [\text{tonn CO}_2/\text{tonn drivstoff}] \\ \% C_{\text{drivstoff}} &= \text{Prosent karbon i drivstoffet} \end{aligned}$$

Ekvivalent mengde drivstoff kan regnes ut med følgende formel:

$$\text{Drivstoff faktor} = \frac{1 \text{ ton damp} \times h_g}{\text{ØKB} \times \eta_{\text{kjele}}} \quad (4.24)$$

Hvor:

$$\begin{aligned} \text{Drivstoff faktor} &= \text{Tonn drivstoff per tonn damp} \\ h_g &= \text{Total entalpi til produksjons damp minus entalpi spevann} && [\text{Mj/kg}] \\ \text{ØKB} &= \text{Øvre kalorimetriske brennverdi drivstoff} && [\text{MJ/kg}] \\ \eta_{\text{kjele}} &= \text{Virkningsgraden til kjelen} \end{aligned}$$

#### 4.12 GENERELLE BETRAKTNINGER

Den totale kostnaden til drivstoffet tilført kjelen vil gi en pekepinne på det økonomiske potensiale til foreslått driftsendring. Enhetskostnaden til drivstoffet er også viktig i vurderingen av systemprestasjoner og driftsforandringer.

**Energiforbruket** til kjelen kan enkelt bestemmes som en funksjon av last og virkningsgrad som vist i formelen:

$$\text{Energiforbruk} = \int \frac{\text{last}}{\text{virkningsgrad}} dt \quad (8.1)$$

I likhet kan driftskostnaden til kjelen bestemmes som:

$$\text{Energikostnad} = \int \frac{\text{last}}{\text{virkningsgrad}} \times \text{drivstoffkostnad} dt \quad (8.2)$$

En kan dermed kategorisere mulighetene for å redusere energiforbruket. For å redusere forbruket til kjelen kan man enten øke virkningsgraden, redusere enhetens drivstoffkostnad, redusere lasten eller en kombinasjon av nevnte tiltak (56).

Formlene for energiforbruk og energikostnad vil ikke alltid være like enkel. Lasten kan variere som en funksjon av etterspørselen og andre parametere, som været og tid. I tillegg kan drivstoffkostnaden variere med tiden.

Hvis det ikke er en egen måler for drivstoff utstyrt på kjelen, er det mulig å estimere drivstofforbruket. En må bestemme virkningsgraden til kjelen med den indirekte metoden. Etter virkningsgraden har blitt estimert kan man sammen med dampproduksjonen estimere drivstofforbruket etter følgende formel:

$$\dot{m}_{\text{drivstoff}} = \frac{\dot{m}_{\text{damp}}(h_{\text{damp}} - h_{f\text{ødevann}})}{\eta_{\text{kjele}}\text{ØKB}} \quad (8.3)$$

Hvor:

$\dot{m}_{\text{drivstoff}}$ = Forbruk drivstoff	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{damp}}$ = Produsert damp	[kg/s]
$h_g(\text{damp})$ = Entalpien til dampen	[kJ/kg]
$h_g(\text{fødevann})$ = Entalpien til fødevannet	[kJ/kg]
$\eta_{\text{kjele}}$ = Virkningsgraden til kjelen	
ØKB = Øvre kalorimetriske brennverdi	[kJ/kg]

Driftstiden til kjelen må bestemmes for å kunne sammenligne drift- og kostnadsbesparelser opp mot faktiske driftstimer. Mange fasiliteter driftes opp mot 24 timer i døgnet og 365 dager i året.

For å bestemme driftstimer  $T$  for kan en bruke følgende formel:

$$\text{Driftstimer} = t/d \times (d/\text{år}) = t/\text{år} \quad (8.4)$$

Hvor:

Driftstimer = tid	[timer]
$t/d$ = timer per dag	[timer]
$d/\text{år}$ = dager per år	[timer]

#### 4.13 ØKONOMISKE BEREGNINGER

De økonomiske beregningen baserer seg på prisen for å produsere en likeverdig mengde damp som det så går tapt hvis det ikke igangsettes tiltak. Det blir regnet ut hvor mye drivstoff som kreves for å generere 1 tonn med damp basert på forholdet tilført drivstoff / produsert damp. Når 1 tonn med damp går tapt på grunn av lekkasjer, lufting etc. vil mengden drivstoff som trengs for å generere den mengden damp gå tapt.

For å kunne anbefale effektivitetsforbedringer må en gjøre en vurdering av økonomien assosiert med forbedringene.

I mange kjeleanalyser vil ikke mengde produsert damp endres etter forbedringene er fullført. Mengde drivstoff som er nødvendig for å produsere gitt mengde damp er en av hovedfaktorene som endrer seg av effektivitetsforbedringer. Derfor vil tilført energi være konstant. Energien tilført med drivstoffet kan beskrives som følgende:

$$\dot{Q}_{\text{drivstoff}} = \dot{m}_{\text{drivstoff}} \times \text{ØKB} \quad (8.5)$$

Hvor:

$\dot{Q}_{\text{drivstoff}}$ = Energi tilført med drivstoff	[MW]
$\dot{m}_{\text{drivstoff}}$ = Forbruk drivstoff	[kg/s]
ØKB = Øvre kalorimetriske brennverdi	[MJ/kg]

Energien tilført dampen kan beskrives med følgende formel:

$$\dot{Q}_{\text{damp}} = \dot{m}_{\text{damp}}(h_{\text{damp}} - h_{f\text{ødevann}}) \quad (8.6)$$

Hvor:

$\dot{Q}_{\text{damp}}$ = Energi tilført dampen	[kW]
$\dot{m}_{\text{damp}}$ = Mengde damp	[kg/s]
$h_{f\text{ødevann}}$ = Entalpi til fødevannet	[kJ/kg]
$h_{\text{damp}}$ = Entalpi til dampen	[kJ/kg]



Tilført energi med drivstoffet er relatert til energien tilført dampen igjennom virkningsgraden til kjelen:

$$\dot{Q}_{drivstoff} = \frac{\dot{m}_{damp}(h_{damp} - h_{f\ddot{o}devann})}{\eta_{kjele}} \quad (8.7)$$

Når virkningsgraden til kjelen forbedres ved å redusere kjeletapet vil tilført energi til dampen være konstant. Endringen i driftskostnader vil kun være differansen mellom den originale driftskostnaden og den justerte driftskostnaden.

$$\sigma = \dot{B}_{original} - \dot{B}_{justert}$$

$$\sigma = \frac{\dot{Q}_{damp}}{\eta_{original}} \times B_{drivstoff} - \frac{\dot{Q}_{damp}}{\eta_{justert}} \times B_{drivstoff}$$

Hvor:

$$\sigma = \text{Besparelser} \quad [\text{kr}]$$

$$\dot{B}_{original} = \text{Den originale kostnad basert på drivstofforbruk} \quad [\text{kr}]$$

$$\dot{B}_{justert} = \text{Kostnad etter justering basert på drivstofforbruk} \quad [\text{kr}]$$

$$\eta_{original} = \text{Original virkningsgrad til kjelen}$$

$$\eta_{justert} = \text{Justert virkningsgrad til kjelen}$$

Denne formelen kan skrives om for å få en mer passende form:

$$\sigma = \frac{\dot{Q}_{damp}}{\eta_{original}} \times B_{drivstoff} \left( \frac{\eta_{original}}{\eta_{original}} - \frac{\eta_{original}}{\eta_{justert}} \right)$$

$$\sigma = \dot{B}_{original}(1 - \phi) \quad (8.8)$$

Hvor:

$$\phi = \frac{\eta_o}{\eta_j} = \text{Drivstoff reduksjonsfaktor}$$

## 5 UTVIKLING AV SIMULERINGSMODELL

Simuleringsmodellen blir døpt " Steam and Condensate System Survey Tool" med forkortelsen SACSS.

### 5.1 VURDERING AV PROGRAMVERKTØY

Det finnes mange ulike programmer hvor SACSS kan utvikles. For å velge ut den programløsningen som er best egnet til å utvikle ønsket simuleringsmodell blir det utviklet en Program Verktøy Selekeringsmetode (PVS). Vurderingen skal gi en solid indikasjon på hvilket programverktøy som bør velges. Metoden skal gjøre at subjektive meninger ikke fører til at gode programverktøy blir neglisjert og at dårlige programmer ikke blir med videre. Det blir satt opp ulike krav til endelig løsning og programverktøy hvor løsningen skal bli utarbeidet. Fullstendig analyse av hvert enkelt programverktøy er presentert i vedlegg 10.

I den utvidede evalueringen blir det klart at Excel har fordeler framfor de andre tre programverktøyene. En stor fordel med Excel er at man kan kombinere Excel med andre verktøy for mer avanserte kalkulasjoner.

Excel blir valgt som foretrukket programverktøy i denne sammenhengen.

### 5.2 MODELLOPPBYGGING

Et mål med oppgaven er å utvikle et verktøy som kan benyttes i samarbeid med industrien for å se potensialet til effektivisering. Verktøyet skal designes for å tillate energianalytikere til å lage tilnærmede modeller av virkelige dampsystem. Ved bruk av modellene kan energikostnader, forurensningsbesparelse og potensielle nøkkelforbedringer kvantifiseres. Verktøyet skal virke som en simuleringsmodell som inneholder nøkkelelementene i et dampsystem.

Det er ønsket om å ha et verktøy som skal være mulig å utvikle videre i framtiden. Det blir derfor valgt å dekomponere de ulike aspektene i modellen ned i moduler. Ved videreutvikling kan dermed neste modul legges inn i modellen uten å gjøre store kosmetiske endringer. De ulike modulene vil dermed ikke være avhengig av hverandre. Til sammen vil de ulike modulene utgjøre den samlede modellen av dampsystemet.

Brukere vil ofte dømme programmet på bakgrunn av designet istedenfor dens funksjonalitet. Lite gjennomtenkte brukergrensesnitt er ofte grunnen for at mange programmer aldri blir benyttet. Det er derfor viktig å tenke på designet under utformingen av modellen. Det blir lagt vekt på å lage

en gjennomført og sammenhengende utforming. Ved å legge alle modulene under hverandre kan modellen lett utvides ved å legge en ny modul under de eksisterende modulene.

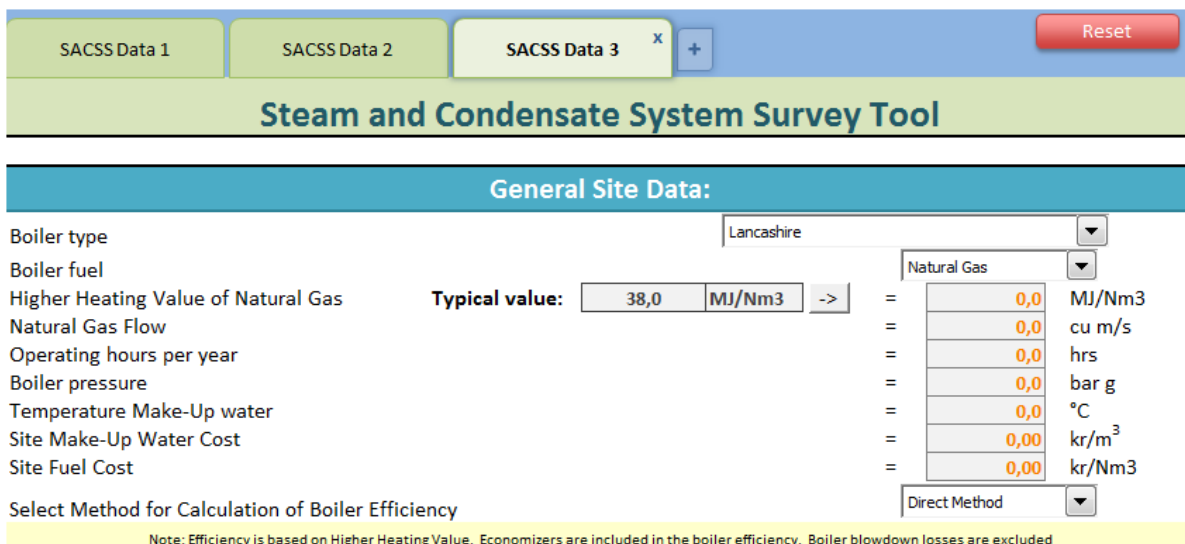
Simuleringsmodellen er i hovedsak bygd opp av syv Excel ark. Det vil i selve simuleringsmodellen være flere ark, men de er av en slik natur at de ikke vil være hensiktsmessig å ha synlige for brukeren. SACSS ligger vedlagt som elektronisk vedlegg 14 og 15. Vedlegg 14 er SACSS som den vil foreligge for en bruker. Ark som ikke er hensiktsmessig for bruker er gjemt og kun celler som godtar input er åpen for endringer. Vedlegg 15 inneholder en åpen versjon uten restriksjoner og gjemte ark.

Simuleringsmodellen er utviklet og testet i Excel 2010. Det anbefales derfor at modellen benyttes i Excel 2010 eller senere. SACSS benytter i stor grad macroer til bakgrunns funksjoner. Macro støtte i Excel må derfor slås på og tillates for at modellen skal fungere optimalt.

Oppbygningen av de viktigste arkene følger i de neste avsnittene.

### 5.2.1 INPUT

Inputarket vil tillate brukeren å legge inn data spesifikk for driften til det aktuelle systemet. Øverst i inputarket vil det være en generell data seksjon. Denne blir brukt for å definere nøkkelparametere for systemet som vil være likt for resten av modulene.



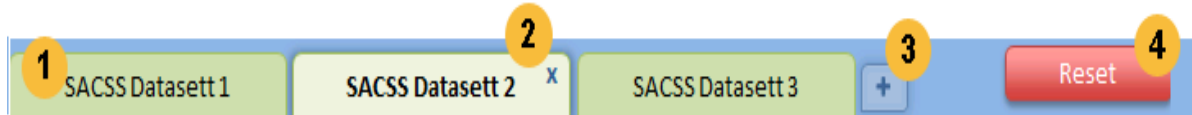
The screenshot shows the 'Steam and Condensate System Survey Tool' interface. At the top, there are three tabs labeled 'SACSS Data 1', 'SACSS Data 2', and 'SACSS Data 3', with a 'Reset' button on the right. Below the tabs is the title 'Steam and Condensate System Survey Tool'. The main section is titled 'General Site Data:' and contains the following fields:

Boiler type	Lancashire
Boiler fuel	Natural Gas
Higher Heating Value of Natural Gas	Typical value: 38,0 MJ/Nm <sup>3</sup> -> = 0,0 MJ/Nm <sup>3</sup>
Natural Gas Flow	= 0,0 cu m/s
Operating hours per year	= 0,0 hrs
Boiler pressure	= 0,0 bar g
Temperature Make-Up water	= 0,0 °C
Site Make-Up Water Cost	= 0,00 kr/m <sup>3</sup>
Site Fuel Cost	= 0,00 kr/Nm <sup>3</sup>
Select Method for Calculation of Boiler Efficiency	Direct Method

Note: Efficiency is based on Higher Heating Value. Economizers are included in the boiler efficiency. Boiler blowdown losses are excluded

Figur 20 Deler av inputarket til SACSS.

Øverst i simuleringsmodellen vil det være et fanesystem som kan brukes for å simulere forskjellige parameter for samme system. En kan med enkelhet bytte mellom forskjellige parameter og lese av resultatene uten å måtte åpne flere versjoner av simuleringsmodellen.



**Figur 21 Senariobehandler i SACSS.**

Forklaring av de ulike funksjonene til Senariobehandleren. Tallene refererer til tallene på Figur 21

1. Ved å velge de ulike scenarioene vil dataen lastes inn i modellen. Når en velger et annet scenario vil dataen lagres og dataen i det nye scenarioet lastes inn. Slik kan en bytte i mellom ulike inputverdier i modellen. Ved å dobbeltrykke på de ulike scenarioene kan en endre navnet på scenarioet. Navnet vil følge modellen gjennom de ulike arkene.
2. Ved å trykke på krysset slettes scenarioet og scenarioet til venstre lastes inn.
3. SACSS har støtte for maks 5 ulike scenarioer. Ved å trykke på pluss knappen legges inn et nytt scenario med samme verdi som aktivt scenario.
4. Reset-knappen vil slette dataen i det aktive scenarioet og resette modellen.

Celler hvor det kan legges inn data vil være skraverte med grå bakgrunn og oransje skrift. Noen inputverdier krever at dataen blir lagt direkte inn i skjemaet mens andre kommer med nedtrekksbokser med godkjente verdier. Hvor det er tilgjengelige verdier vil disse bli vist i grå skraverte celler med svart skrift som vist i Figur 22.

General Site Data:			
Boiler type		User defined	▼
Boiler fuel		Gas Oil	▼
Higher Heating Value of Gas Oil	Typical value:	38,0 MJ/kg	= 38,0 MJ/kg
Gas Oil Flow		0,2	= 0,2 kg/s

**Figur 22 Eksempel på modul i modellen.**

Etter hvert som en legger inn data i modellen vil verktøyet automatisk regne ut driftsverdier for systemet. Noen ganger vil det være flere muligheter eller moduler som ikke er mulig å simulere for systemet. Disse modulene vil gjemmes eller vises ettersom de er hensiktsmessig i

modellen. Et eksempel er gjenvinning av røykgass. Ved bruk av elektrisk kjele vil den modulen være gjemt både i fra resultater og input.

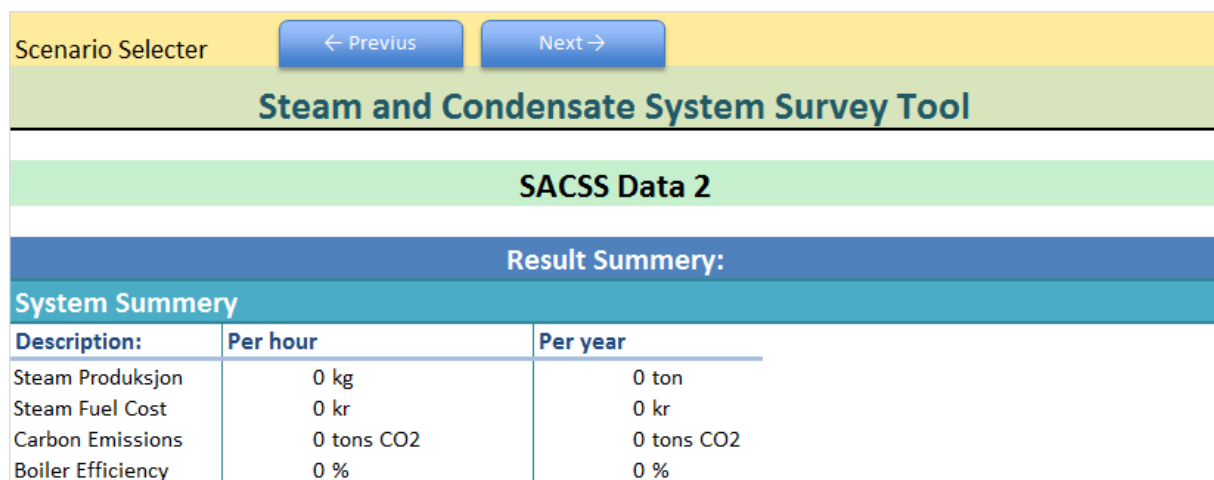
Noen ganger vil det være hensiktsmessig å legge inn større datasett. Det vil for eksempel være lite praktisk å gjøre ti like analyser av forskjellige kondenspotter. Det er i disse tilfellene lagt inn egne ark hvor en kan legge inn større datasett. Dette vil gjelde for analyse av kondenspotter og isolering av ventiler og flenser. Knapper vil føre brukeren frem og tilbake i fra beregningsarket. En kan også bruke Excels naturlige navigasjon mellom ark. Figur 23 viser hvordan en modul med mulighet for å legge in datasett kan settes opp for å linke til inputarket.



**Figur 23** Ved å bruke knapper kan brukeren enkelt navigerer mellom ulike ark i SACSS.

## 5.2.2 RESULTATER

Resultatarket viser nøkkelresultatene i fra modellsystemet. Den begynner med å vise en oppsummering av driftssituasjonen til systemet både per år og per time.



**Figur 24** Deler av resultatarket til SACSS.

Ved bruk av øvre navigasjonsbar kan brukeren navigere igjennom de ulike scenarioene. Den vil så vise en oppsummering av alle kostnader som er assosiert med modellen. Deretter vises en oversikt over hvor mye en kan redusere drivhusgassutslippet ved å gjøre nevnte tiltak. Nederst på arket er det en detaljert beskrivelse av virkningsgradanalysen. Denne modulen vil kreve at en bruker den indirekte metoden for å beregne

virkningsgraden for å gi detaljerte opplysninger.

### 5.2.3 UTREGNINGER

I dette arket vil alle beregningene finne sted. Alle modulene vil listes opp og beregnes etter parameteren som oppgis i inputarket. Her kan en gå dypere inn i alle kalkulasjonene og se mer spesifikt hvor de store potensialet ligger. Ved å bruke den øvre navigasjonsfunksjonen kan en enkelt sammenligne ulike scenarioer.

Scenario Selector		← Previous	Next →
<b>Heat Recovery from Boiler Blowdown</b>			
(TDS Control Only)			
<b>Block: 3.13.2</b>			
Calculated blowdown rate		=	0,00 kg/h
The blowdown rate in kg/s		=	0,00 kg/s
Rate of energi blowdown		=	0,00 kW
Rate of energi blowdown with make-up water		=	0,00 kW
Rate of energi blowdown with make-up water per year		=	0,00 GJ/year
Cost of energi blowdown		=	0,00 kr/year
Steam		=	0,00 ton steam
<b>Annual fuel usages</b>		=	0,00 MJ /year
<b>Water Cost per year</b>		=	0,00 kr/year

Figur 25 Deler av beregningsarket til SACSS.

### 5.2.4 OPPSUMMERING

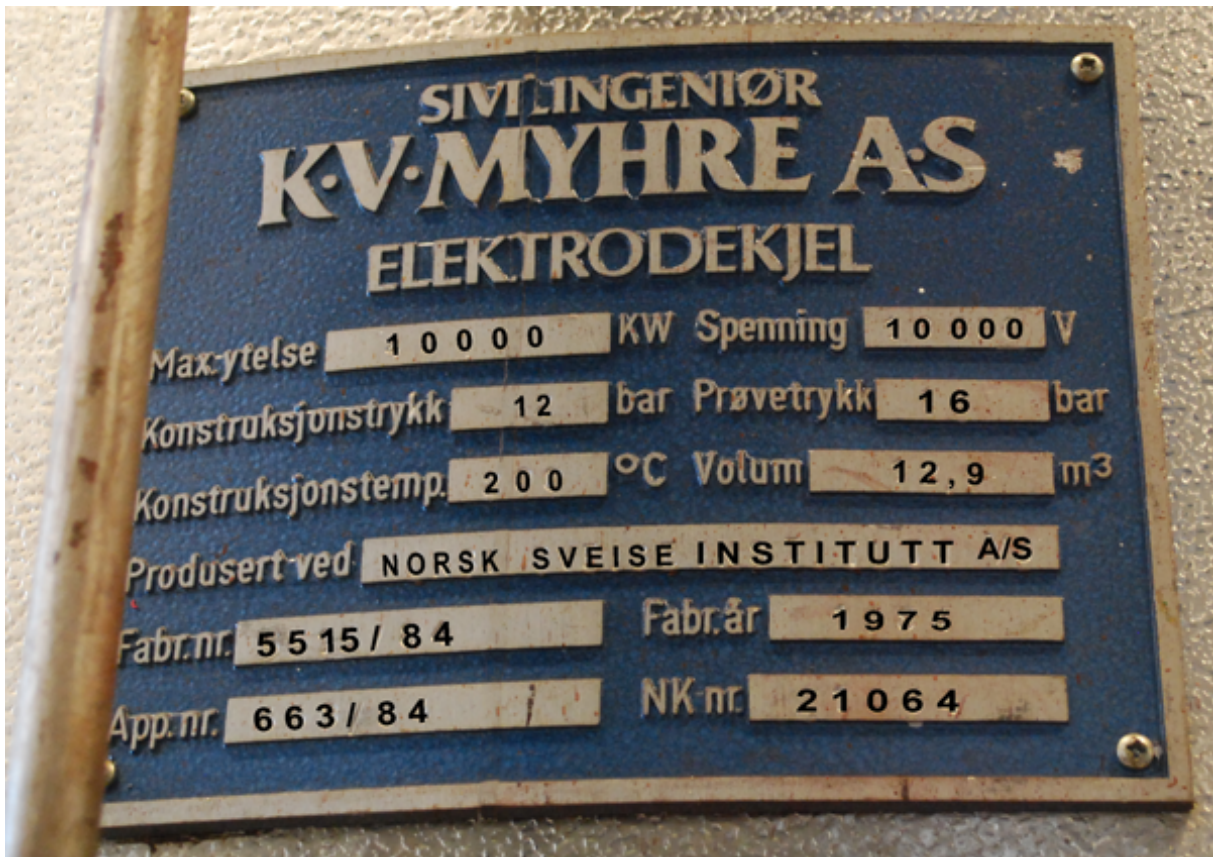
Dette verktøyet vil tillate brukeren å bygge en modell av sitt dampsystem og evaluere innvirkningene av endringer på systemet. Styrken til SACSS er at brukeren lager en masse, energi og økonomisk analyse av dampsystemet. Brukeren kan dermed gjøre endringer på dampsystemet og observere innvirkningene av endringene. Den identifiserer interaktive og komplekse handlinger i dampsystemet for analyse. I seg selv er verktøyet veldig fleksibelt og tillater kalkulasjoner med forskjellige drivstofftyper og dampforhold. Det er bygget mange forskjellige prosjekter inn i verktøyet som er vanlige for virkelige dampsystem. Verktøyet kan for eksempel simulere innvirkningen av å redusere dampforbruket, endre drivstofftype til kjelen eller forbedre virkningsgraden til kjelen.



## 6 PRAKTISK EKSEMPEL PÅ TINE MEIERIET OSLO

For å illustrere hvordan SACSS kan brukes i praksis ble det gjort et studie av dampanlegget til TINE Meieriet Oslo.

Meieriet på Kalbakken er Norges største konsummelkanlegg. Anlegget behandler årlig 134 millioner liter melk og fruktdrikker (57). Meieriet har i dag 4 dampkjeler hvorav en er i aktiv drift. Figur 26 viser spesifikasjonene til elektrodedampkjelen som er utgangspunktet for studiet.



**Figur 26** Spesifikasjoner elektrodekjele TINE Meieriet Oslo.

En elektrodekjele vil bruke elektrisitet istedenfor forbrenning av drivstoff som genererer damp. En elektrodekjele har en virkningsgrad på nær 100 %. Dampkjelen vil være veldig miljøvennlig hvis krafttilførselen er vind- eller vannkraft. Noen fordeler med elektrodekjele vil være:

- Miljøvennlig og forurensningsfri ved stedet den blir brukt
- Er ikke nødvendig med kjelehus eller pipe
- Ikke nødvendig med drivstofflager
- Momentan produksjon av damp eller hetvann i forhold til gass- og oljekjeler
- Ren og stille

- Lavt krav til vedlikehold
- Høy virkningsgrad. Opp mot 98 % selv ved delvis last

Det finnes i hovedsak to typer elektriske kjeler:

- Elektrisk motstand
- Elektrode

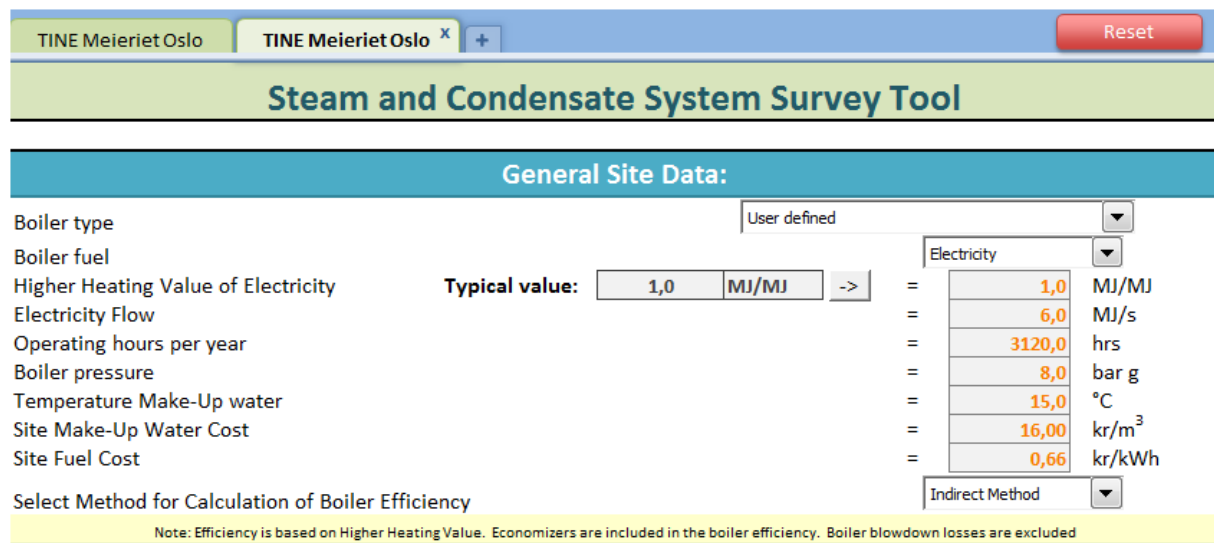
Studiet vil bli foretatt på en elektrodekjele. Denne typen kjeler bruker elektroder for å føre strøm gjennom vannet. Motstanden til vannet produserer varme. Elektrodekjeler er relativt effektive til å omforme elektrisitet til varme. De vil kun ha et lite prosenttap til stråling og konveksjon fra overflaten til kjelen (58). Elektrodekjelen vil heretter gå under navnet elkjele.

Det blir valgt å bruke den indirekte metoden for å beregne virkningsgraden. Det går ut i fra en gjennomsnittlig strømpris på 36,40 øre/kWh etter gjennomsnittlig strømpris for industri 2010 (59). Denne prisen er eksklusiv avgifter og nettleie. Nettleien inkluderer 1 øre/kWh eksklusiv mva. i avgift til Energifondet. I tillegg kreves forbruksavgift for staten med 11,21 øre/kWh eksklusiv mva. Industri får redusert satsen med 0,45 øre/kWh eksklusiv mva (60). I 2010 var nettleien for industri 21,01 øre/kWh om vinteren og 16,89 øre/kWh for sommeren (61). Det blir gjort en gjennomsnittutregning av nettleien for å gi et estimat av den årlige strømprisen. Det blir dermed ikke tatt forbehold om svingninger i produksjonen på grunn av varm sommer og kald vinter. Dette gir en gjennomsnittlig strømpris på 66,11 øre/kWh eksklusiv mva.

Elkjelen driftes til daglig på omtrent 8 bar g. damapanlegget til TINE Oslo står standby 24 timer i døgnet, men har en veldig variert belastning. Produksjonen varierer i både lengde og intensitet hver dag. Det blir derfor gjort et konservativt estimat på antall driftstimer per år. Produksjonen har 2 skift hvor det siste skiftet varierer i lengde etter størrelsen på bestilt produkt. Det forutsettes en gjennomsnittlig drift på 12 timer per dag og 260 dager i året. Driftstimer blir dermed estimert til 3120 timer per år. Under normal drift vil kjelen driftes på mellom 5 og 6 MW. Det blir gjort et estimat av belastningen for å bestemme strømbruken. Kjelebelastningen settes dermed til 6MW. Det forutsettes at temperaturen på vanntilførselen holder seg konstant ved 15 °C og det blir oppgitt en vannkostnad på 16 kr/m<sup>3</sup> (62).



Figur 27 viser de generelle parametere satt opp i SACSS Tool.



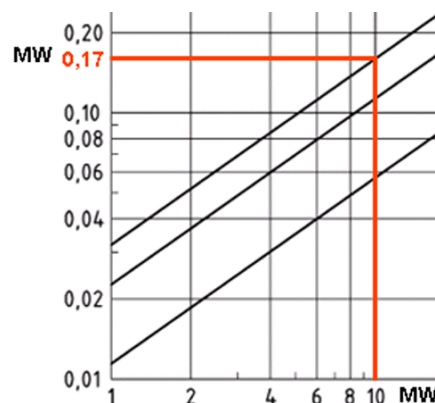
Figur 27 Generell kjeledata satt opp i SACSS.

## 6.1 VIRKNINGSGRAD

Virkningsgraden til kjelen sier hvor mye av drivstoffenergien som blir gjort om til dampenergi. Elektrodekjeler er tilnærmet 100 % effektive i å omforme elektrisitet til varme. De vil kun ha et lite prosenttap til stråling og konveksjon fra overflaten til kjelen. Dette er i stor kontrast til dampkjeler som bruker fossilt brennstoff. Her vil virkningsgraden ofte ligge mellom 60 til 80 % (63).

I og med at det er en elkjele vil det eneste tapet komme av stråling og konveksjon fra overflaten til kjelen.

Tapet på grunn av stråling og konveksjon blir estimert på bakgrunn av makseffekten til kjelen. I dette tilfellet ligger makseffekten til kjelen på 10 MW. Tapet kan da enkelt leses av graf i SACSS.



Figur 28 Estimere tap på grunn av stråling og konveksjon hentet fra SACSS.

Fra grafen leses tapet til å være 0,17 MW, noe som gir et prosenttap på 1,7 % ved maks effekt. Under normal drift vil kjelen driftes på mellom 5 og 6 MW. Prosent strålingstap blir i dette tilfelle satt til 3 % som et konservativt estimat.

Boiler Efficiency - Indirect Method:			
<b>Heat loss due to radiation and convection:</b>			
Normally surface loss and other unaccounted losses is assumed based on the type and size of the boiler.			
Select Method for Calculation of Loss due to radiation and convection	<input type="text" value="Estimate Loss by BS EN 12952-15:2003 (standard)"/>		
<b>Estimate Loss by BS EN 12952-15:2003 (standard)</b>			
Estimated Heat Loss due to Radiation and Convection	<input type="button" value="Read from Chart"/>	=	3,00 %

**Figur 29 Varmetap på grunn av stråling og konveksjon, SACSS.**

Dette gir kjelen en virkningsgrad på 97 % noe som stemmer godt overens med virkningsgraden til lignende kjeler (63).

## 6.2 LEDNINGSEVNEAVBLÅSING

I elektrokjeler må ledningsevnen til vannet kontrolleres nøye. Hvis ledningsevnen øker uten grenser vil det føre til skade på kjelen (64).

Hvis kjelen driftes på 6 MW vil den produsere 7730 kg damp per time som vist på Figur 30. Ledningsevnen til kjelevannet blir målt kontinuerlig i  $\mu\text{S}/\text{cm}$ . Kjelen har et trykk på 8 bar g, som gir en temperatur på 175 °C fra damptabell. Fødevannstanken har et trykk på 0,2 bar g som gir en temperatur på 105 °C. For å konvertere ledningsevnen kan følgende formel brukes:

$$TDS [ppm] = (\text{ledningsevne i } \mu\text{S}/\text{cm}) \times 0,7$$

Kjelen skal ha en ledningsevne på 35,6  $\mu\text{S}/\text{cm}$  (62). Det er påmontert en ledningsevnemåler på kjelen som kontinuerlig måler ledningsevne ved riktig temperatur. Målinger viser at fødevannet fra fødevannstanken har en ledningsevne på 2,5  $\mu\text{S}/\text{cm}$  ved 25 °C. Varmeveksleren for gjenvinning av energien i ledningsevneavblåsing vil ofte kunne senke temperaturen på ledningsevneavblåsing ned til 20 °C ved å bruke 2 kjølekretser. Dataen legges inn i SACSS for å estimere mulighetene for gjenvinning.

Boiler continuous Blowdown:				
Steam Outlet pressure				8,00 bar g
Boiler Steam produksjon	<b>Calculated Value:</b>	7 729 kg/h	=	7 729,44 kg/h
Maximum allowable boiler TDS	<b>Typical value:</b>	User defined ppm	->	35,60 ppm
Feedwater TDS			=	2,50 ppm
Flash steam system pressure			=	0,20 bar g
Blowdown Heat Exchanger Outlet Temperature			=	20,00 °C
Temperature of make-up water to replace blowdown			=	15,00 °C

**Figur 30 Inndata ledningsevneavblåsing i SACSS.**

Ut i fra SACSS kan en hente ut følgende data som vist i Figur 31. Figuren viser hvor mange kroner som går til spill og hvor mye av kroneverdien som kan gjenvinnes fra ledningsevneavblåsing.

Boiler continuous Blowdown:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	234 552	229 532	5 020
Make-Up Water Cost	29 143	3 930	25 213
Total Cost	263 695	233 462	30 233

**Figur 31 Resultater fra analyse av energigjenvinning av ledningsevneavblåsing.**

Vanlig praksis i TINE er at en utbedring skal ha en nedbetalingstid på 3 år for at investeringen kan anses som lønnsom. TINE kan dermed investere 700 000 kroner i et ledningsevneavblåsings gjenvinningsystem (62).

### 6.3 BUNNBLÅSING

Kjelen har i dette tilfellet bunnblåsing i både øvre og nedre del. Rutinen til TINE er å kjøre en bunnblåsing i uken på 15 sekunder (62). Ventilene har følgende spesifikasjoner:

**Tabell 7 Bunnblåsingsventiler dampkjelen til TINE Oslo (65) (66).**

Beskrivelse	Kode	Type	Størrelse	Kv
Nedre bunnblåsingsventil	KVN III /KX-GT	Seteventil	DN32	20,5
Øvre bunnblåsingsventil	BSA3	Seteventil	DN40	30,0

$K_v$ -verdiene summeres og legges inn i SACSS for å beregne tapet til bunnblåsing. Mottrykket settes til 1 bar g for å ta forbehold om gjenfordampning og naturlig mottrykk som dannes i systemet.

Estimate bottom Blowdown loss:		
Flow Coefficient K_vs Bottom Blowdown valve	50,50	
Upstream Pressure	8,00	bar g
Downstream Pressure	1,00	bar g
Blowdowns per year	52	/year
Blowdown Period	15,00	sec

**Figur 32 Inndata bunnblåsing i SACSS.**

Det blir forutsatt at trykkfallet over ventilen er 8 bar. Følgende data hentes ut i fra SACSS.

Estimate bottom Blowdown loss:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	2 657	0	2 657
Make-Up Water Cost	444	0	444
Total Cost	3 101	0	3 101

**Figur 33 Resultater fra analyse av energigjenvinning av bunnblåsing.**

Resultatene viser at denne kjelen har et veldig lite tap når det gjelder bunnblåsing. Mange kjeler vil som nevnt tidligere ha bunnblåsing opp mot 3 ganger om dagen. Hvis dette hadde vært tilfelle her ville det gitt tap som ville vært betydelig større. Metoden som er brukt for å regne ut volumstrøm tar ikke forbehold om gjenfordampning. Resultatet må dermed bare brukes som et grovt estimat på tapet ved bunnblåsing.

## 6.4 AVGASSINGSTÅRN

Fødevanntanken til dampanlegget til TINE var på forsøksdagen ute av drift på grunn av reparasjoner på en sikkerhetsventil. Det ble dermed ikke utført planlagt forsøk på avgassingstårnet. For å gi et uttrykk for det iboende potensialet til gjenvinning fra avgassingstårn vil det bli gjort et hypotetisk eksperiment. Det vil bli gjort tilnærmelser for verdier som kan stemme for fødevanntanken til TINE. Tidligere forsøk som har blitt utført av TINE har antydnet at i snitt 90 % av kondensatet blir gjenvunnet (62). Ved en stabil drift på 6 MW vil kjelen produsere 7 730 kg damp per time. Hvis 90 % av kondensatet blir returnert må 10 % spevann tilføres fødevanntanken gjennom avgassingstårnet. Dette gir en spevanntilførsel på 773 kg/h. Spevannet vil som regel ha en temperatur på 85 °C og fødevanntanken vil ha et trykk på 0,2 bar g. Mesteparten av dampen som tilføres for å avgasse kondensatet vil kondensere, men noe må følge med avgassen. Dette vil som regel være mellom 5 til 14 % (67). I dette tilfellet vil det bli antatt at 10 % dampen følger med avgassen.



**Figur 34 Avgassingstårn på TINE Meieriet Oslo.**

Figur 35 viser verdiene som ble satt inn i analysen til SACSS:

Steam needed to heat a pressurised deaerator:			
Mass flowrate of water make-up to deaerator	=	772,90	kg/h
Initial make-up temperature	=	85,00	°C
Boiler pressure	=	0,20	bar g
Required feed water temperature	=	105,00	°C
Mass flowrate of steam to deaerator	Typical value:	32,03	kg/h

**Figur 35 Inndata avgassingstårn i SACSS.**

Følgende data kan nå hentes ut i fra SACSS

Steam needed to heat a pressurised deaerator:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	4 602	4 602	0
Make-Up Water Cost	145	0	145
Total Cost	4 748	4 602	145

**Figur 36 Resultater fra analyse av energigjenvinning av Avgassingstårn.**

I dette tilfellet er det relativt lite energi som går til spille. Her er dampmengden estimert, i virkeligheten kan denne være betraktelig større. Bedrifter har ofte ikke kontroll på mengden damp som går til fødevannstanken. Det kan derfor være lurt å gjøre et eksperiment hvor en

kondenserer ut dampen i fra avgassingen som beskrevet delkapittel 4.6. Hvis en sammenligner denne verdien med typisk verdi i fra modellen kan en se om unødvendig mye damp går til spill for så å justere tilførselen.

## 6.5 KONDENSAT OG GJENFORDAMPNING

For å kunne estimere gjenfordampningen nøyaktig må en gjøre en omfattende analyse av produksjonen samt kartlegge de ulike sluttbrukerne. Dette vil være et for stort arbeid for dette studiet. Det blir derfor satt opp et hypotetisk eksperiment for gjenfordampning på TINE Meieriet Oslo. Det blir forutsatt følgende:

- 90 % av kondensatet blir returnert til dampkjelen
- Kondensatet vil ikke bli underkjølt
- Kun høytrykk kondensatgjenvinning

Figur 37 viser verdiene som ble satt inn i analysen til SACSS.

Flash recovery from condensate:			
<b>High Pressure Condensate recovery</b>			
Condensate Flow Rate	=	6956,50	kg/h
Steam Press. on Steam Traps	=	8,00	bar g
Flash Steam Pressure	=	0,20	bar g

**Figur 37** Inndata gjenfordampning fra kondensat i SACSS.

Følgende data kan nå hentes ut i fra SACSS.

Flash recovery from condensate:			
<b>High Pressure Condensate recovery</b>			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	1 452 191	1 452 191	0
Make-Up Water Cost	46 830	46 830	0
Total Cost	1 499 021	1 499 021	0

**Figur 38** Resultater fra analyse av gjenfordampning av kondensat.

I mange dampanlegg blir gjenfordampningen luftet ut over taket. Dette vil være et rent tap av energi, både av damp og brukbare vannmengder. Dette resultatet vil i beste tilfelle kun være et estimat. I praksis vil kondensatet ofte bli underkjølt og mye av dampen vil kondensere på grunn av tap i systemet. Det er anbefalt å gjøre grundigere analyser for å kartlegge sluttbrukerne. SACSS kan med fordel brukes på hver enkelt sluttbruker for å gi et nøyaktig resultat. TINE Meieriet Oslo har per dags dato ikke gjenvinning på gjenfordampningen. Ut i fra analysen bør dette ses nærmere på i framtiden.



En kan nå se på hvor verdien til kondensatet som blir borte i systemet.

Value of returning the condensate:			
Steam production	=	7729,44	kg/h
Returned Condensate to boiler	=	6956,50	kg/h
Temperature make-up water	=	15,00	°C
Temperature condensate	=	90,00	°C

**Figur 39** Inndata gjenfordampning fra kondensat i SACSS.

Følgende data kan nå hentes ut i fra SACSS.

Value of returning the condensate:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	143 473	143 473	0
Make-Up Water Cost	38 585	38 585	0
Total Cost	182 059	182 059	0

**Figur 40** Resultater fra analyse av kondensat.

På dette anlegget blir 10 % av kondensatet borte i systemet. Dette kondensatet har en verdi på omlag 182 000 kr per år. For å finne ut hvor mye av dette kondensatet som er et reelt tap må det gjøres dypere analyser. En må for eksempel kartlegge hvor mye av dampen som blir tilført direkte inn i produktet og hvor mye som går rett ut med spillvannet.



**Figur 41** Oppsett kondensering av damp fra kondensattank.

Det blir foretatt et eksperiment for å måle hvor mye damp som luftes over taket i en pipe. Det blir satt opp et system som vist i Figur 41 for å kondensere dampen som blir luftet ut i fra kondensattanken. Dampanlegget har en veldig variert belastning, noe som vises i variasjonen av dampmengde som går ut av pipen. I visse anledninger øker damptapet betraktelig i korte perioder. Det blir gjort to serier med datainnsamling. I den første serien ble det målt et toppunkt som varierte mye i fra resten av måledataen. Dette kan komme av plutselige endringer av etterspørsel eller sluttbrukere som ikke fungerer optimalt. Den brå økningen gikk over etter kort tid. Det ene avviket vil derfor bli sett bort i fra ved beregning av gjennomsnittet. Tabell 8 viser måleresultatene for forsøket. Gjennomsnittet til måleseriene blir regnet ut til å være  $\bar{X} = 0,047$  kg/s.

**Tabell 8 Forsøksresultater fra kondensering av damp fra fødetanken.**

Data serie	Klokken	Tid (sek)	Masse (kg)	Massestrøm (kg/s)
Serie 1	10:27	900	27,5	0,031
	10:45	900	32,5	0,036
	11:03	540	30,6	0,057
	11:18	710	31,6	0,045
	11:34	840	31,2	0,037
Serie 2	12:48	540	31,2	0,058
	12:57	555	30,7	0,055
	13:09	550	31,4	0,057
<b>Gjennomsnitt</b>				0,047

Standardavviket og standardfeilen til gjennomsnittet til måleseriene blir regnet ut til å være henholdsvis  $S=0,011$  kg/s og  $S_{\bar{X}} = 0,0039$  kg/s.

95 % konfidensintervall for gjennomsnittet kan dermed regnes ut:

Standardfeilen for gjennomsnittet har  $8-1=7$  frihetsgrader. Statistikken som tilsvarer en t-distribusjon for 7 frihetsgrader og et 95 % konfidensintervall blir beregnet i Excel til  $t_{7;0,05} = 2,365$ .

Det er dermed 95 % sannsynlig at den sanne verdien til damptapet vil ligge innenfor intervallet:

$$0,047 \pm 2,365 \times 0,0039 \text{ [ kg/s ]}$$

$$0,047 \pm 0,009 \text{ [ kg/s ]}$$



Dette vil gi et damptap i timen på 169 kg damp. Følgende data blir lagt inn i SACSS for å regnet ut tapet som går ut over taket.

Experiment collect condensate:		
Increase in Weight	0,047	kg
Steam Pressure	1,00	bar g
Period of time	1,00	sec

**Figur 42 Inndata kondensering av damp i SACSS.**

Følgende data kan nå hentes ut i fra SACSS.

Experiment collect condensate:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	270 531	270 531	0
Make-Up Water Cost	8 446	8 446	0
Total Cost	278 977	278 977	0

**Figur 43 Resultater fra analyse av kondensat.**

Resultatene viser at det er en betydelig sum som forsvinner på taket. Her er det klart at det bør foretas noe tiltak for å redusere tapet. Resultatet viser også et stort avvik fra beregnet gjenfordampning fra kondensat og målt gjenfordampning fra kondensat. Dette kan komme av at store deler av kondensatet blir underkjølt i sluttbrukerne eller at store deler av kondensatretursystemet er uisolert. Det kan også hende at det i realiteten er mindre enn 90 % av kondensatet som blir returnert. Dette vil skape mindre gjenfordampning eller kondensere tilbake gjenfordampingen. Det anbefales å gjøre en dypere analyse og gjøre nye undersøkelser på returnert kondensat. Dette eksperimentet ble foretatt på en pipe. Dampsystemet har flere avluftingspiper som bør bli sett nærmere på.

## 6.6 LEKKASJER I KONDENSPOTTER

Ved en gjennomgang av dampsystemet blir det funnet syv kondenspotter som har gått i feilmodus. Damptapet blir regnet ut basert på gjennomsnittsverdier for kondenspottedyser gitt av Tabell 9

**Tabell 9 Gjennomsnittlig størrelse på dyser i kondenspotter (68).**

Størrelse	Gjennomsnittlig dyse størrelse (mm)
<b>DN15</b>	3,0
<b>DN20</b>	5,0
<b>DN25</b>	7,5
<b>DN40</b>	10,0
<b>DN50</b>	12,0

Spesifikasjonene til kondenspottene blir lagt inn i SACSS for å vurdere tapet.

Description	Failure type	Service Factor	Diameter of Orifice (mm)	Pressure i (bar g)	Pressure o (bar g)	Loss of steam (kg/year)
<b>FT14 DN20 4,5</b>	Leaking	Drip and tracer	5	3,5	1,75	56231
<b>TD 32F DN15</b>	Leaking	Drip and tracer	3	3,5	1,75	20243
<b>AV21 DN15 10</b>	Leaking	Process	3	8,0	4,0	25307
<b>(P 3A3) FT10 DN20 4,5</b>	Leaking	Drip and tracer	5	3,5	1,75	56231
<b>FT10 DN20 4,5</b>	Leaking	Drip and tracer	5	3,5	1,75	56231
<b>(Stasjon P) MST21 DN15 4,5</b>	Leaking	Process	3	3,5	1,75	13013
<b>(VLUP) DN50 FT10-10</b>	Leaking	Drip and tracer	12	8,0	4,0	629866

**Figur 44 Inndata kondenspotteanalyse i SACSS.**

Følgende data kan nå hentes ut i fra SACSS.

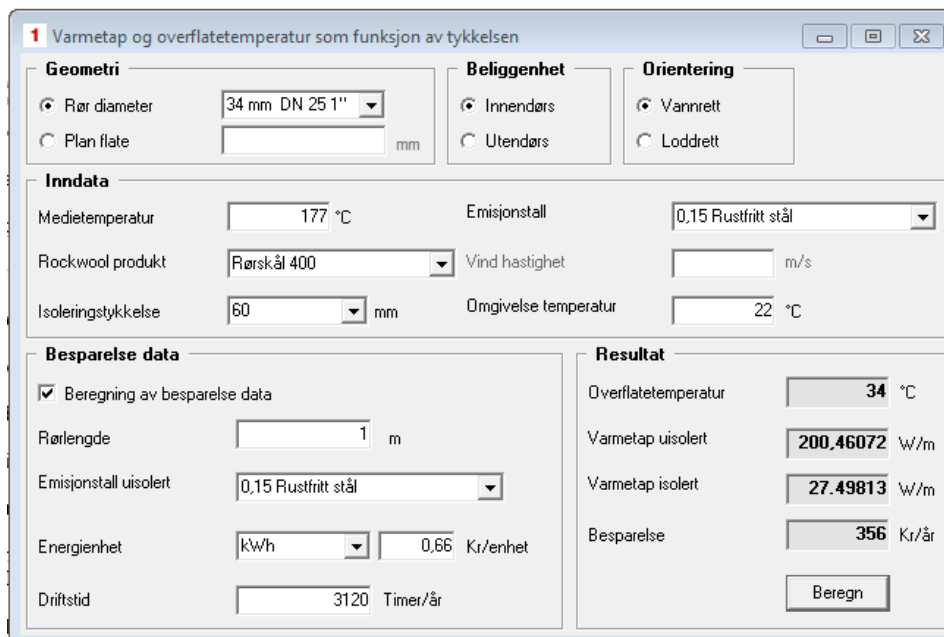
Wasted energy by leaking traps:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	439 859	439 859	0
Make-Up Water Cost	0	0	0
Total Cost	439 859	439 859	0

**Figur 45 Resultater fra analyse av kondenspotter.**

Fra resultatene kan en se at det er et stort potensiale for innsparinger ved å bytte ut kondenspotter med lekkasje. I denne analysen har det blitt gjort en forutsetning om at alle kondenspottene er i drift under hele driftstiden. I realiteten vil mange av kondenspottene ha forskjellig driftskarakteristikk. Resultatet er basert på at kondensatet fra kondenspotten ikke blir returnert til kjelen.

## 6.7 ISOLERING AV UISOLERTE RØR

Under en gjennomgang av systemet blir det oppdaget et uisolert rørstykke på 1 meter i 8 bar g systemet. Ved å legge den inn i SACSS kan en se hvor mye det koster årlig å la rørstrekket stå uisolert. Typiske verdier for varmetap fra isolert rør blir hentet i fra tabellverk (69). Varmetapet fra det uisolerte rørstrekket blir beregnet ved hjelp av Rocktec. Rocktec er et beregningsprogram for varmetap fra rørstrekket laget av Rockwool (70).



**Figur 46 Beregning av varmetap fra uisolert rørstykke (70).**

Følgende parameter blir lagt inn i SACSS.

Insulating non-insulated piping:			
Pipe Diameter (DN)	=	25	DN
Pipe Length	=	1,00	m
Pipe Temperature		177	°C
Insulation type		Mineral Fibre	
Operating Hours per year	=	3120,00	h/yr
Proposed Insulation thickness	Typical value:	51 mm	->
Heat loss Per metre Insulated	Typical value:	29 Wh/m	->
Heat loss Per metre Uninsulated	=	200,00	Wh/m h

**Figur 47 Inndata isolering av uisolerte rørstrekk i SACSS.**

Følgende data kan nå hentes ut i fra SACSS.

Insulating non-insulated piping:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	425	364	62
Make-Up Water Cost	0	0	0
Total Cost	425	364	62

**Figur 48 Resultater fra analyse av uisolert rør.**

En meter med uisolert rør vil gi et tap på 425 kr i året. En grundigere studie av dampanlegget vil med stor sannsynlighet avsløre flere strekker som til sammen vil årlig genere store tap.

## 6.8 ISOLERING AV UISOLERTE VENTILER OG FLENSER

Under gjennomgangen av dampsystemet ble det oppdaget flere uisolerte ventiler og flenser. Varmetapet fra overflaten til ventiler og flenser blir estimert ved å bruke 3E Plu (51).

Overflaten blir forutsatt som tilsvarende rørstrekke med samme dimensjoner. Figur 26 viser dataen som blir lagt inn for å estimere overflatetapet i fra en DN32 flens. Flensen sitter i et 3,5 bar system som tilsvarer at den har en temperatur på 148 °C. Temperaturen i rommet forutsettes til å holde seg ved 20 °C. Lufthastigheten forutsettes å være tilnærmet null og det forutsettes at flensen sitter i et horisontalt rørstrekke.

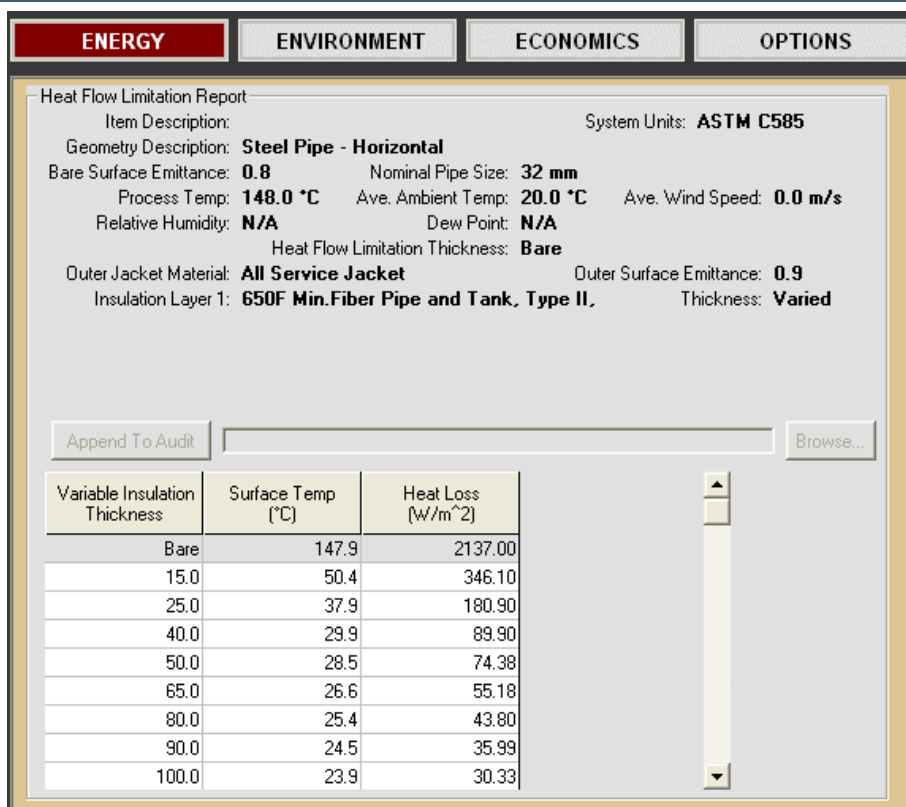


Figur 49 Uisolerte ventiler på TINE Meieriet Oslo.

Varmetapet i fra den uisolerte overflaten samt varmetapet for røret med forskjellige isolasjonstykkelser kan så regnes ut. I dette tilfellet blir varmetapet regnet ut ved bruk av "650F mineralfiber for rør og tank type 2 isolasjon" (51). Resultatet fra beregningen vises i Figur 51.

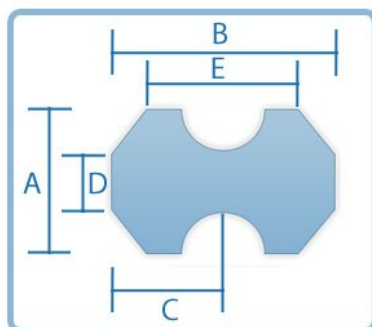
ENERGY		ENVIRONMENT	ECONOMICS	OPTIONS
Insulation Thickness				
Item Description	System Application:	System Units:		
	Pipe - Horizontal	ASTM C585		
Calculation Type:				
Heat Flow Limitation				
Process Temp:	Ambient Temp:	NPS Pipe Size:		
148 °C	20 °C	32		
Wind Speed:	Heat Flow Limit:			
0 m/s	3000 W/m <sup>2</sup>			
Insulation Layers				
Add		Delete		
#	Type	Name	Lock Thickness	Thickness, mm
	Base Metal	Steel		
1	Insulation	650F Min.Fiber Pipe and Tank, Type II, C1393-00a	Vary	
	Jacket Material	0.9 All Service Jacket		

Figur 50 Inndata for analyse av varmetap i fra en DN32 flens, 3E Plus (51).



Figur 51 Resultater i fra varmetapanalyse for en DN32 ventil, 3E Plus (51).

Tilsvarende beregninger blir gjort for de resterende ventilene og dysene som legges inn i SACSS. Resultatet i fra analysene kan leses av Figur 54 og Figur 55. Komplette analyse av alle varmetap i fra de ulike flensene kan leses i elektronisk vedlegg 16. Alminnelig overflateareal til uisolerte ventiler kan hentes ut i fra tabell for de enkelte ventilene (52). Overflatearealet til flenser med og uten isolasjon blir forutsatt tilnærmet tilsvarende rør i samme størrelse. Isolasjonstykkelsen forutsettes til 50 mm. Overflatearealet til isolerte ventiler må regnes ut for hver enkel ventil ut i fra dimensjoner oppgitt i fra produsent (71). Figur 52 viser overflaten til en avtagbar isolasjonshette for en DN32 ventil. Overflatearealet kan dermed regnes ut i fra dimensjonene til isolasjonen.



Figur 52 Overflaten til en avtagbar isolasjonshette for en DN32 ventil (71).

Følgende formel blir satt opp for utregning av overflatearealet til isolasjonene.

$$Areal_{iso} = A \times B - \frac{(A - D) \times (B - E)}{2} - \frac{\pi \times Dia_{sirkel}^2}{4}$$

Hvor parameteren er vist på Figur 52. Dimensjonene til de ulike arealene blir hentet fra produsent og satt opp i Tabell 10 for å regne ut overflatearealet.

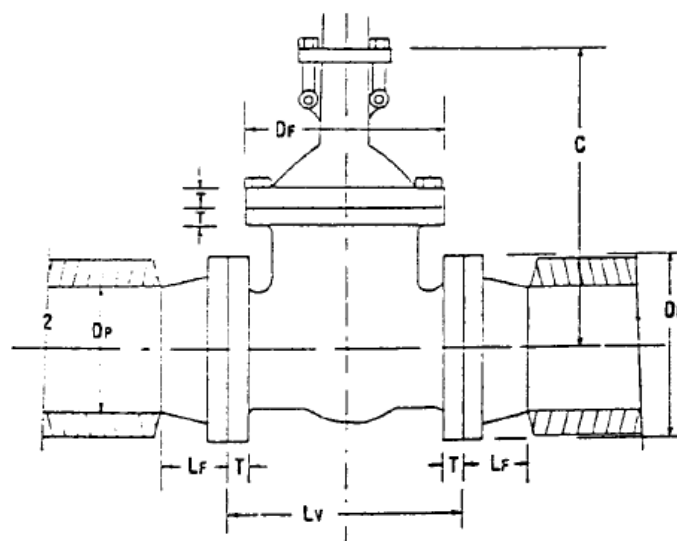
**Tabell 10 Utregning av overflateareal til isolasjonshetter (71).**

Ventil	Dimensjon (mm)					Diameter	Areal (m <sup>2</sup> )
	A	B	C	D	E		
DN15	457	330	165			63,5	0,148
DN20	508	356	178			63,5	0,177
DN32	584	432	216			63,5	0,249
DN50	1067	406	203	737	203	127	0,387
DN80	1270	406	203	889	254	152,4	0,469
DN100	1448	457	229	1016	254	152,4	0,600

For å få nøyaktig overflateareal til uisolerte ventiler er det anbefalt å beregne overflaten til hver enkel ventil. Ved å innhente dimensjonene til ventilene i fra produsenten kan overflatearealet regnes ut med følgende formel (52):

$$Areal_{uiso} = \left( D_p \times \left( L_v + 2L_f + \left( C - \frac{D_p}{2} \right) - 6T \right) + 1,5 \times (D_f^2 - D_p^2) + 6D_f \times T \right) \pi$$

Hvor de ulike parameterne er oppgitt på Figur 53.



**Figur 53 Parameter for å regne ut overflateareal fra uisolert ventil (52).**

Tabell 11 viser utregning av de ulike overflatearealene for ventilene. Det forutsettes at  $C = \frac{3}{4}H$  er et godt estimat på høyden på ventilen uten hjul. Overflatearealet vil variere noe mellom produsentene. For at datainnsamlingen ikke skal bli for stor vil det kun innhentes data fra en produsent og forutsettes at den gir en god estimering for overflaten til ventiler fra andre produsenter.

**Tabell 11 Utregning av overflatearealet til de ulike ventilene (72).**

**Ventiler**

DN = D <sub>p</sub>		Dimensjoner (mm)									
mm	in	L <sub>v</sub>	D <sub>F</sub>	D1	D2	T	n-φd	C =3/4 H	H	Do	Areal (m <sup>2</sup> )
15	1/2	108	89	60,5	35	12,8	4-φ16	181	241	100	0,067
20	3/4	117	98	69,9	43	14,3	4-φ16	181	241	100	0,082
32	1 1/4	140	117	89,0	63	17,5	4-φ16	210	280	160	0,121
50	2	203	152	120,7	92	20,5	4-φ19	276	368	200	0,208
80	3	241	190	152,4	127	25,4	4-φ19	308	411	250	0,321
100	4	292	229	190,5	157	25,4	8-φ19	341	454	250	0,445

Følgende informasjon blir lagt inn i SACSS for å beregne varmetapet fra flere flenser og ventiler.

Heat Savings by Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges ASTM C 1129					
Description		Valve DN80	Valve DN100	Valve DN15	Valve DN50
Number of Valves/flanges	Stk.	7	2	1	2
Pressure	bar g	0,0	0,0	0,0	0,0
Heat loss per unit area from the bare valve/flange surface	W/m <sup>2</sup>	1000	984	1148	1029
Heat loss per unit area from the insulation surface	W/m <sup>2</sup>	43,72	46,09	29,57	38,54
Outer surface area of the valve/flange	m <sup>2</sup>	0,321	0,445	0,067	0,208
Surface area of the insulation	m <sup>2</sup>	0,469	0,600	0,148	0,387

Note: Heat loss per unit area should be calculated with a program based upon ASMT Pracice C 680

**Figur 54 Inndata for beregning av tap fra ventiler ved 0 bar g i SACSS.**



**Heat Savings by Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges ASTM C 1129**

Description		Valve DN32	Valve DN20	Valve DN15
Number of Valves/flanges	Stk.	1	1	2
Pressure	bar g	3,5	3,5	3,5
Heat loss per unit area from the bare valve/flange surface	W/m <sup>2</sup>	2137,00	2235,00	2294,00
Heat loss per unit area from the insulation surface	W/m <sup>2</sup>	74,38	64,49	56,69
Outer surface area of the valve/flange	m <sup>2</sup>	0,121	0,082	0,067
Surface area of the insulation	m <sup>2</sup>	0,249	0,177	0,148

Note: Heat loss per unit area should be calculated with a program based upon ASMT Pracice C 680

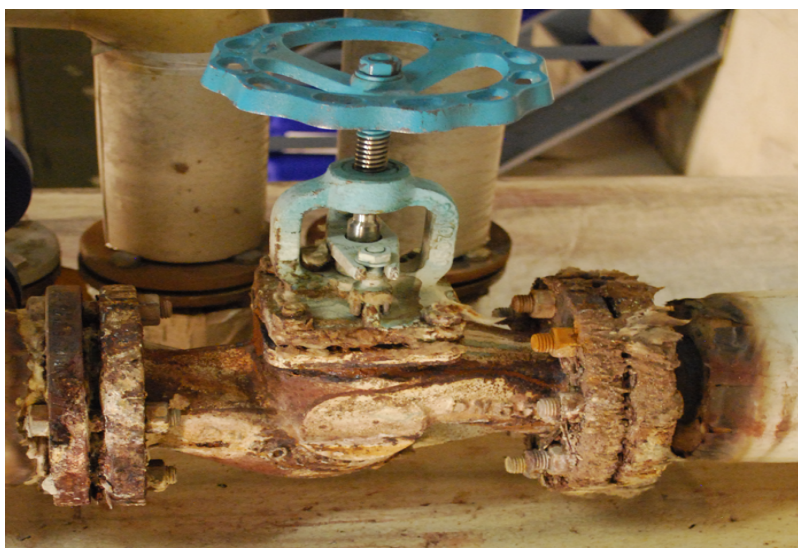
**Figur 55 Inndata for beregning av tap fra ventiler ved 3,5 bar g i SACSS.**

Følgende data kan nå hentes ut i fra SACSS.

Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges:			
Description (kr / year )	Wasted Energy	Posible Savings	Loss
Fuel Cost	9 309	8 714	595
Make-Up Water Cost	0	0	0
Total Cost	9 309	8 714	595

**Figur 56 Resultater fra analyse av uisolerte ventiler.**

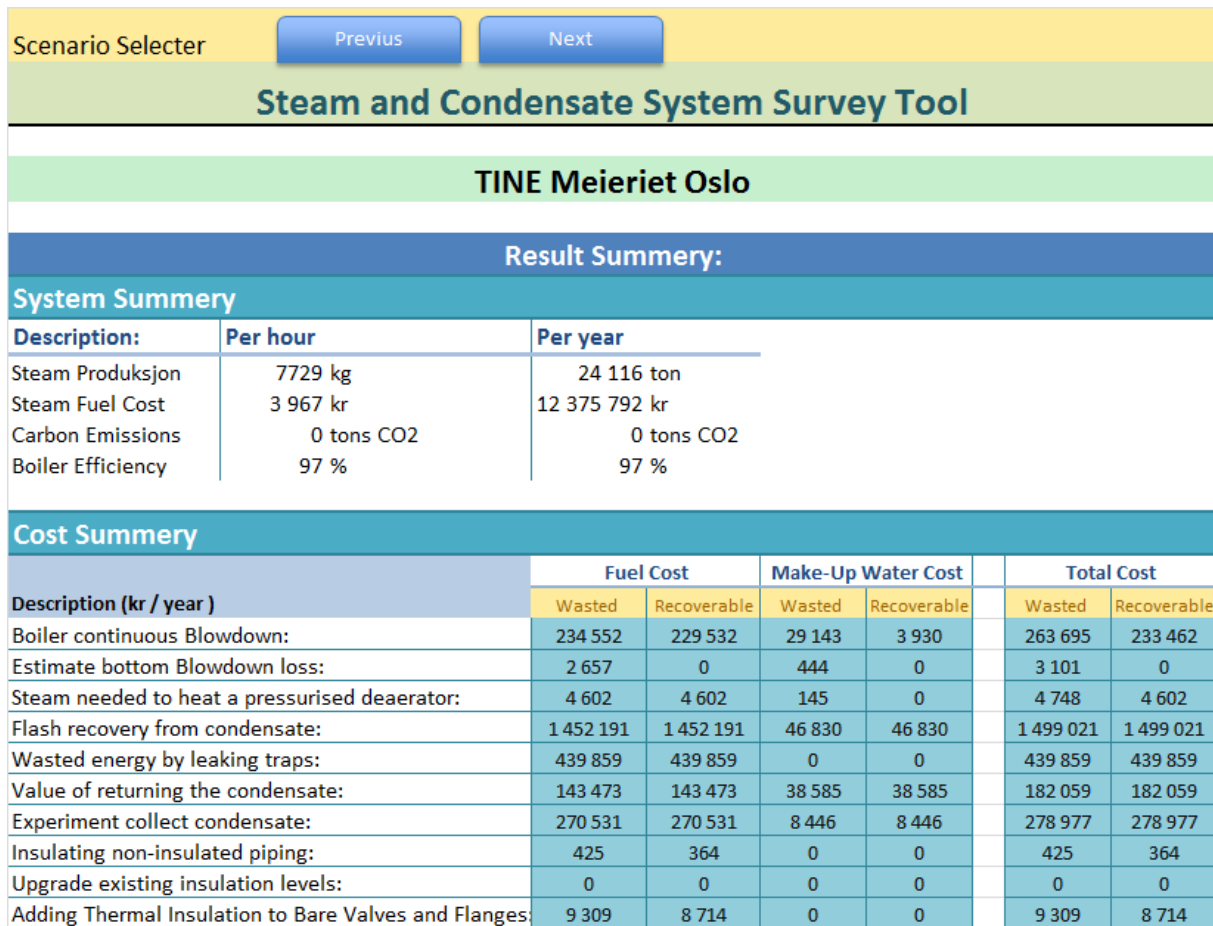
Resultatet viser at 16 uisolerte ventiler i forskjellige størrelser vil gi et totalt årlig tap på 9 309 kr. En grundigere studie av dampanlegget vil med stor sannsynlighet avsløre flere uisolerte ventiler og flenser som til sammen kan gi et stort tap.



**Figur 57 Uisolert kran på TINE Meieriet Oslo.**

## 6.9 OPPSUMMERING AV STUDIET AV TINE MEIERIET OSLO

Studiet har vist at det er store muligheter for å optimalisere produksjonen til TINE. Ved å gjøre enkle undersøkelser kan muligheter energieffektiviserings estimeres med relativ god nøyaktighet. SACSS utfører komplekse beregninger med stor enkelhet som ville tatt lang tid å utføre for hånd.



**Figur 58 Oppsummering av resultatet i fra studiet av TINE Meieriet Oslo, SACSS.**

Gjennom studiet er det nevnt flere punkter som er viktig å se nærmere på hvis en ønsker å optimalisere og få ned driftskostnadene. Det er da viktig å vurdere investeringskostnader og nåverdi. Det er viktig å være oppmerksom på at flere av løsningene vil ha innvirkning på hverandre. Ved å gjenvinne gjenfordampningen vil en også senke mengden damp som blåses over taket. En kan dermed ikke legge i sammen alle kostnadene, men må se på systemet i sin helhet. Det er derfor vanskelig å gi et eksakt tall på den totale besparelsen som er mulig, men resultatene er heller med på å gi en pekepinne på hvor potensialet ligger.



Det er i denne avhandlingen ikke gjort en grundig vurdering av dampanlegget til TINE Meieriet Oslo, men heller overflatisk analyse for å vurdere anvendbarhetene til SACSS. Fullstendig utskrifter fra studiet for verdier av input, resultater og beregninger ligger i vedlegg 11.



**Figur 59** Studie av gjenfordampning i fra kondensattank TINE Meieriet Oslo.

## 7 KONKLUSJON

Denne avhandlingen har utarbeidet fram en simuleringsmodell som skal være med å hjelpe industrien i å effektivisere og gjenvinne energi i fra et dampsystem. SACSS har blitt bygget i Excel for å simulere energiforbruket og identifisere potensiale for energigjenvinning i dampsystem.

SACSS vil ikke tilby en nøyaktig modell eller simuleringsløsning som passer nøyaktig til det som skjer i anlegget. Alle dampanlegg er forskjellige og det er sannsynlig det vil være enkelte områder ved mange system som ikke kan modelleres nøyaktig i SACSS. Det er viktig å legge på minne at resultatet som hentes ut av SACSS alltid bør støttes opp med detaljerte vurderinger før noen forbedringsprosjekt settes i gang.

Ved å bruke SACSS kan en lage en masse, energi og økonomisk analyse av dampsystemet. Brukeren kan dermed gjøre endringer på dampsystemet og observere innvirkningene av endringene. Den identifiserer interaktive og komplekse handlinger i dampsystemet for analyse. I seg selv er verktøyet veldig fleksibelt og tillater kalkulasjoner med forskjellige drivstofftyper og dampforhold.

For å illustrere hvordan SACSS kan brukes i praksis ble det gjort et studie av dampanlegget til TINE Meieriet Oslo. Studiet har vist at det er store muligheter for å optimalisere produksjonen til TINE. Ved å gjøre enkle undersøkelser kan muligheter for energieffektivisering estimeres med relativ god nøyaktighet.

SACSS har vist seg å være et verdifullt verktøy i beslutningssammenheng. Ved flere anledninger viser SACSS hvor det kan være store inntjener som må ses nærmere på og andre steder hvor potensialet ikke er tilstedeværende. Ved å utføre kompliserte beregninger gir SACSS enkle og oversiktlige tilbakemeldinger som er uvurderlige i effektiviseringssammenheng.

SACSS har avslørt store potensielle innsparinger som er tilrådt å se nærmere på. Det blir blant annet foretatt et eksperiment hvor dampen som luftes over taket blir samlet og kondensert til vann. Det blir regnet ut at det er i snitt 0,047 kg/s damp som luftes over taket. Dette tilsvarer nesten 170 kg med damp i timen. Over et år vil dette tilsvare 278 000 kroner i rene energiutgifter. I et marked som stadig stiller strengere krav til miljøkostnader og effektivisering er det tydelig at et slikt program er hensiktsmessig og vil være ettertraktet.

## 8 VIDERE ARBEID

Dette kapittelet redegjør for ulike alternativer til videre arbeid for SACSS simuleringsmodell. SACSS er i hovedsak ferdigutviklet og klar for en grundig gjennomtesting.

Et naturlig steg videre vil være å prøve ut verktøyet i reelle prosjekter med mange aktører. En vil da kunne høste erfaringer og få tilbakemeldinger fra industrien og mennesker med ulike bakgrunner og forståelse av hva som fungerer og eventuelt ikke fungerer. Et mål til utviklingen av SACSS bør være at alle som bruker det skal ha en opplevelse av at det er lettfattelig og intuitivt. Samtidig skal resultatene være konsekvente og i tråd med brukerens forventninger. I og med at alle mennesker tenker forskjellige er det vanskelig å forutsi alle ulike sider av programmet før det er utprøvd.

Brukererfaringene kan også være med på å oppdage små programmeringsfeil. Småfeil kan lure seg inn i programvaren uten at programmereren har merket det. Det er viktig å få luket bort disse fortløpende.

SACSS er bygget i Excel, med de fordeler og ulemper som dette medfører. Fordelen med dette er at Excel er et intuitivt, lettfattelig og kjent program for de fleste. Excel vil gjøre beregninger og analyser av resultatet oversiktlig. Selve programmet kan derimot bli litt uoversiktlig med mange ark. Lagring av data må dessuten lagres manuelt i separate filer utover de 5 scenarioene som er støttet i senariobehandleren. I videre arbeid bør det derfor utvikles en løsning for behandling av flere og større datasett.

Det er i denne omgangen kun sett på tør mettet damp. I videre arbeid bør det ses på hvordan en kan implementere blant annet overopphetet damp og fuktig damp.

Det er for øyeblikket ikke blitt implementert datavalidering på inputverdier. Det er for seg selv ikke et stort problem så lenge en gjør logiske vurderinger av de verdiene man legger inn. Det vil derimot være en stor fordel å ha implementert hvis simuleringsmodellen skal brukes av ufaglærte.

Det er fortsatt flere energigjenvinnende tiltak som kan implementeres i SACSS. En kan for eksempel se på bruken av dampturbiner for å produsere strøm. En kan også gå dypere inn i varmetapet i fra uisolerte rør, ventiler og flenser og implementere varmeoverføringsteori. Dette kan være en fordel slik at en ikke er avhengig av tabellverk eller

beregningsprogram som 3E Plus for å gjøre varmetapsberegninger. Økonomisk tykkelse på isolasjon kunne også være et viktig punkt for videre arbeid. Det finnes standarder for slike beregninger, men de krever iterasjoner og komplekse kalkuleringer. Dette kan være vanskelig å implementere i Excel. Det er dermed mulig man må finne alternative løsninger.

I denne avhandlingen har det ikke blitt sett på de økonomiske aspektene utover ekvivalente dampkostnader. Dette området vil trenge en dyptgående undersøkelse. En bør se på muligheten til å implementere standard investeringskalkyler.



## 9 KILDEHENVISNINGER

1. **Norsk Nettskole.** Metan, CH<sub>4</sub>. *Norsk Nettskole*. [Internett] [Sisert: 28 mars 2011.] <http://02casu.norsknettskole.no/alkaninformasjon.htm>.
2. **Fornybar.** Norske klima- og energimål. *En informasjonsressurs for fremtidens energisystemer*. [Internett] [Sisert: 28 mars 2011.] <http://www.fornybar.no/sitepageview.aspx?sitePageID=1777>.
3. **Ganapathy, V.** Steam and Power Systems. *Industrial boilers and heat recovery steam generators*. New York : Marcel Dekker, 2003, ss. 12-60.
4. **Lago, Thomas K.** Lack of steam trap knowledge is the weakest link: not knowing enough about how steam traps function can result in energy loss, environmental costs, productivity problems, and increased safety concerns. *HighBeam Research*. [Internett] 01 juli 2002. [Sisert: 19 mars 2011.] <http://www.highbeam.com/doc/1G1-89859832.html>.
5. **Kunnskapsforlaget.** Ordnett.no. *Ordnett.no -Kunnskapsforlagets blå språk- og ordboktjeneste*. [Internett] H. Aschehoug & Co. [Sisert: 30 Mars 2011.] <http://ordnett.no/>.
6. **Cengel, Yunus A.** *Heat and mass transfer - a practical approach*. Singapore : Mcgrawhill, 2006, ss. 1-60.
7. **Armstrong International, Inc.** *Michigan Technical Education Center*. [Internett] 2004. [Sisert: 11 april 2011.] [http://mtec.kvcc.edu/programs/energy/Presentations/16 LAGO-HOW STEAM SYSTEMS EFFICIENCY CAN SAVE THOUSANDS FROM YOUR FUEL BILL.pdf](http://mtec.kvcc.edu/programs/energy/Presentations/16%20LAGO-HOW%20STEAM%20SYSTEMS%20EFFICIENCY%20CAN%20SAVE%20THOUSANDS%20FROM%20YOUR%20FUEL%20BILL.pdf).
8. **Spirax Sarco.** Seksjon 4 Damptabellen. [bokforf.] Spirax Sarco. *Grunnkurs i dampteknikk*. Skytta : Spirax-Sarco Ltd, 2000.
9. **TLV Co. Ltd.** Types of Steam. *TLV A Steam Specialist Company*. [Internett] TLV Co. Ltd. [Sisert: 16 april 2011.] <http://www.tlv.com/global/UK/steam-theory/types-of-steam.html>.
10. **Lenntech.** Boiler feed water. *Water Treatment Solutions Lenntech*. [Internett] [Sisert: 29 mars 2011.] <http://www.lenntech.com/applications/process/boiler/boiler-feed-water.htm>.
11. **Spirax-Sarco.** The Steam and Condensate Loop. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.

12. **Brain, Marshall.** How Steam Engines Work. *How stuff works a Discovery Company*. [Internett] 2008. [Sisert: 07 april 2011.] <http://science.howstuffworks.com/transport/engines-equipment/steam2.htm>.
13. **Spirax-Sarco.** Water-tube Boilers. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.
14. —. Shell Boilers. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.
15. —. Boiler blowdown an overview. *SB-P403-56 AB*. Cheltonham : Spirax-Sarco Limited, 2004. 3.
16. —. Waterhammer. *International site for Spirax Sarco*. [Internett] [Sisert: 25 april 2011.] <http://www.spiraxsarco.com/products-services/capabilities/steam-system-services/waterhammer.asp>.
17. **Capehart, Barney L., Turner, Wayne C. og Kennedy, William J.** Understanding and Managing Boilers. *Guide to Energy Management*. Lilburn : The Fairmont Press, INC., 2008, Vol. Sixth Edition.
18. **TSI Incorporated.** Combustion Analysis. *TSI Incorporated*. [Internett] 2004. [Sisert: 18 april 2011.] [http://www.tsi.com/uploadedFiles/Product\\_Information/Literature/Handbooks/CA-basic-2980175.pdf](http://www.tsi.com/uploadedFiles/Product_Information/Literature/Handbooks/CA-basic-2980175.pdf).
19. INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF BOILER AND HEATER INSTALLATIONS. *Natural Resources Canada*. [Internett] 20 april 2009. [Sisert: 16 mars 2011.] [http://oee.nrcan.gc.ca/Publications/infosource/Pub/cipec/boilersheaters\\_chapter5.cfm?attr=4](http://oee.nrcan.gc.ca/Publications/infosource/Pub/cipec/boilersheaters_chapter5.cfm?attr=4).
20. **Spirax-Sarco.** Heat Recovery from Boiler Blowdown (TDS Control only). *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.
21. —. Controlling TDS in the Boiler Water. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco, 2008.
22. —. Bottom Blowdown. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.
23. **TURNER, WAYNE C.** STEAM AND CONDENSATE SYSTEMS. *ENERGY MANAGEMENT HANDBOOK*. Lilburn : THE FAIRMONT PRESS, INC., 2001.



24. **U.S. Department of Energy.** Steam Tip Sheet - Use Feedwater Economizers for Waste Heat Recovery. *U.S. Department of Energy - Energy Efficiency & Renewable Energy*. [Internett] 24 september 2008. [Sisert: 07 april 2011.]  
[http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam3\\_recovery.pdf](http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam3_recovery.pdf).
25. **Natural Resources Canada.** Business: Industrial. *Natural Resources Canada*. [Internett] 08 Januar 2009. [Sisert: 10 mars 2011.]  
<http://oee.nrcan.gc.ca/industrial/technical-info/tools/boilers/economizers.cfm?attr=24>.
26. **U.S. Department of Energy.** Steam Tip Sheet - Consider Installing a Condensing Economizer. *U.S. Department of Energy - Energy Efficiency & Renewable Energy*. [Internett] 24 september 2008. [Sisert: 07 april 2011.]  
[http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam\\_26a.pdf](http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam_26a.pdf).
27. **Spirax-Sarco.** Pressurised Deaerators. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.
28. **Lindsley, David.** The steam and water circuits. *Power-plant control and instrumentation - The control of boilers and HRSG systems*. Stevenage : Cambridge University Press, 2005.
29. **U.S. Department of Energy.** Steam Tip Sheet - Deaerators in Industrial Steam Systems. *U.S. Department of Energy - Energy Efficiency & Renewable Energy*. [Internett] 24 september 2008. [Sisert: 18 april 2011.]  
[http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam18\\_steam\\_systems.pdf](http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam18_steam_systems.pdf).
30. **Office of Energy Efficiency.** Increasing the Energy Efficiency of Boiler and Heater Installations. *Natural Resources Canada*. [Internett] 20 april 2009. [Sisert: 17 april 2011.]  
[http://oee.nrcan.gc.ca/Publications/infosource/Pub/cipec/boilersheaters\\_chapter5.cfm?attr=4](http://oee.nrcan.gc.ca/Publications/infosource/Pub/cipec/boilersheaters_chapter5.cfm?attr=4).
31. **USDOE Office of Industrial Technologies.** Clean Boiler Waterside Heat Transfer Surfaces. *Northwest Food Processors Association*. [Internett] 01 juli 2010. [Sisert: 17 april 2011.]  
<http://www.nwfpa.org/nwfpa.info/symposium/361-clean-boiler-waterside-heat-transfer-surfaces>.
32. **Dockrill, Paul og Friedrich, Frank.** Reclaiming Boiler System Heat

Losses. *Boilers and Heaters: Improving Energy Efficiency*. Nepean : CANMET Energi Technology Center, 2001.

33. **Office of Energy Efficiency**. Industrial Boilers Operation and Maintenance Tips. [Internett] Natural Resources Canada, 20 april 2009. [Sitert: 17 april 2011.]

<http://oee.nrcan.gc.ca/industrial/equipment/boilers/operation.cfm?attr=24>.

34. **U.S. Department of Energy**. Steam Tip Sheets - Inspect and Repair Steam Traps. *U.S. Department of Energy - Energy Efficiency & Renewable Energy*. [Internett] 24 september 2008. [Sitert: 17 april 2011.]

[http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam1\\_traps.pdf](http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/steam1_traps.pdf).

35. **UNFCCC**. Steam system efficiency improvements by replacing steam traps and returning condensate --- Version 2.0. *The Clean Development Mechanism*. [Internett] 22 juni 2005. [Sitert: 12 mars 2011.]

<http://cdm.unfccc.int/methodologies/DB/E8B6YV4LXC0UFS254Q070PF37XPTNG>.

36. **U.S. Department of Energy**. Steam Tip Sheets - Insulate Steam Distribution and Condensate Return Lines. *U.S. Department of Energy - Energy Efficiency & Renewable Energy*. [Internett] 24 september 2008. [Sitert: 10 april 2011.]

<http://www1.eere.energy.gov/industry/bestpractices/pdfs/39306.pdf>.

37. **Rockwool**. Varme rør. *Rockwool - Brannsikker Isolasjon*. [Internett] [Sitert: 03 mai 2011.] [http://guiden.rockwool.no/konstruksjoner/teknisk-isolering/varme-roer?page=3431#section\\_3432](http://guiden.rockwool.no/konstruksjoner/teknisk-isolering/varme-roer?page=3431#section_3432).

38. **Spirax-Sarco**. Air Venting, Heat Losses and a Summary of Various Pipe Related Standards. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.

39. —. Condensate Recovery. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.

40. **The American society of mechanical engineers**. *PTC-4-1 Steam Generating Units: Power test codes*. New York : ASME, 1964.

41. **British Standards Institution**. *Methods for assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids. Comprehensive procedure*. London : BSI, 1987. 0-580-

15857-8.

42. **The Energy Research Institute.** 3E Publications - Guidebook 2: Boilers & Furnaces. *Energy Efficiency Earnings*. [Internett] 2000. [Sisert: 10 mars 2011.] <http://www.3e.uct.ac.za/downloads/boilers.pdf>.
43. **Blauch, David N.** Gas Laws: Avogadro's Law. *Davidson College Chemistry Resources*. [Internett] 2008. [Sisert: 08 mars 2011.] <http://www.chm.davidson.edu/vce/gaslaws/avogadroslaw.html>.
44. **United Nations Environment Programme.** Assessment of boilers and thermic fluid heaters. *Energy Efficiency Guide for Industry in Asia*. [Internett] 2006. [Sisert: 08 mars 2011.] [http://www.energyefficiencyasia.org/energyequipment/assessment\\_boiler\\_indirectmethod.html](http://www.energyefficiencyasia.org/energyequipment/assessment_boiler_indirectmethod.html).
45. **British Standards Institution.** *Water-tube boilers and auxiliary installations - Part 15:Acceptance tests*. London : BSI, 2003. ISBN 0 580 42757 9.
46. **Spirax-Sarco.** Control Valve Sizing for Water Systems. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.
47. **Chu, Professor Hsin.** Flame Temperature. *National Cheng Kung University*. [Internett] [Sisert: 20 mars 2011.] [myweb.ncku.edu.tw/~chuhsin/ppt/combustion principles and control/04-Flame Temperature.ppt](http://myweb.ncku.edu.tw/~chuhsin/ppt/combustion%20principles%20and%20control/04-Flame%20Temperature.ppt).
48. **C. Coskun, Z. Oktay\*, N. Ilten.** A new approach for simplifying the calculation of flue gas specific heat and specific exergy value depending on fuel composition. *ScienceDirect*. [Internett] 04 November 2009. [Sisert: 10 mars 2011.] <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V2S-4X0Y8DV-1/2/87729fbe60bbb0efc804aa9d06937c7f>.
49. **Kaupp, Dr. Albrecht.** The soot and scale problems. *Energy Manager Training*. [Internett] [Sisert: 23 mars 2011.] <http://www.energymanagertraining.com/Documents/lecture8.doc>.
50. **Spirax-Sarco.** Measurement of Steam Consumption. *The Steam and Condensate Loop*. Gloucestershire : Spirax-Sarco Limited, 2008.
51. **North American Insulation Manufacturers Association (NAIMA).** Welcome to the Home of 3E Plus. *3E-Plus Insulation Thickness Computer Program*. [Internett] NAIMA. [Sisert: 14 april 2011.] <http://www.pipeinsulation.org/>.

52. **ASTM standards.** *C 1129 – 89: Standard Practice for Estimation of Heat Savings by Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges.* New York : American National Standards Institute, 2008. DOI: 10.1520/C1129-89R08.
53. —. *C680 - 10 Standard Practice for Estimate of the Heat Gain or Loss and the Surface Temperatures of Insulated Flat, Cylindrical, and Spherical Systems by Use of Computer Programs.* West Conshohocken : ASTM International, 2010. DOI: 10.1520/C0680-10.
54. **The Greenhouse Gas Protocol.** Indirect CO<sub>2</sub> Emissions from the Consumption of Purchased Electricity, Heat, and/or Steam. *The Greenhouse Gas Protocol Initiative.* [Internett] Januar 2007. [Sisert: 17 mars 2011.] [spce.procureweb.ac.uk/1304.file.dld](http://spce.procureweb.ac.uk/1304.file.dld).
55. **UNFCCC.** Steam System Efficiency Improvements in Refineries in Fushun, China. *The Clean Development Mechanism.* [Internett] juli 2003. [Sisert: 05 mars 2011.] [cdm.unfccc.int/UserManagement/FileStorage/FS\\_29878484](http://cdm.unfccc.int/UserManagement/FileStorage/FS_29878484).
56. **TURNER, WAYNE C.** Boilers and Fired Systems. *ENERGY MANAGEMENT HANDBOOK.* Lilburn : THE FAIRMONT PRESS, INC., 2001.
57. **TINE SA.** TINE Meieriet Oslo. *TINE.* [Internett] [Sisert: 20 april 2011.] <http://www.tine.no/9542.cms>.
58. **Alabama Power.** Space Heating and Cooling. *Alabama Power A Southern Company.* [Internett] [Sisert: 26 april 2011.] [http://www.alabamapower.com/architect/technical\\_library/lib\\_sheat\\_ElecBoil.asp](http://www.alabamapower.com/architect/technical_library/lib_sheat_ElecBoil.asp).
59. **SSB.** Tidsserie over kvartalsvise og årlige priser på elektrisk kraft, eksklusive avgifter. Øre/kWh. *Statistisk sentralbyrå.* [Internett] [Sisert: 20 April 2011.] <http://www.ssb.no/elkraftpris/tab-2011-04-01-04.html>.
60. **Fortum.** Hva er nettleie prisen? *Fortum.* [Internett] 07 oktober 2009. [Sisert: 29 april 2011.] <http://www.fortumnett.no/no/Kundeservice/Nett-og-nettleiepriser/Hva-er-nettleie-prisen/>.
61. Nettleie fra 1. januar 2010. *Fortum.* [Internett] 01 Januar 2010. [Sisert: 29 april 2011.] [http://www.fortum.no/Global/Distribution%20dokumenter/Nettleiebrosjyre\\_internett-010110.pdf](http://www.fortum.no/Global/Distribution%20dokumenter/Nettleiebrosjyre_internett-010110.pdf).
62. **Lauritsen, Nils Jacob.** *Formann varme/kulde.* Oslo, 29 april 2011.

63. **Alabama Power.** Other Electrotechnologies. *Alabama Power A Southern Company.* [Internett] [Sitert: 26 april 2011.] [http://www.alabamapower.com/architect/technical\\_library/lib\\_sheat\\_ElectrodeBoil.asp](http://www.alabamapower.com/architect/technical_library/lib_sheat_ElectrodeBoil.asp).
64. **CleaverBrooks.** Electrode Boiler - Electrode Operation and Maintenance Manual. *CleaverBrooks.* [Internett] april 2011. [Sitert: 26 april 2011.] <http://www.boilerspec.com/Products-and-Solutions/Boilers/Electric/Electrode/Electrode-Operation-and-Maintenance-Manual.aspx>.
65. **Klinger.** Valves, Piston, Klinger - Cast iron. *Chryssafidis S.A.* [Internett] [Sitert: 20 April 2011.] <http://chryssafidis.com/files/Catalogue/6-08.pdf>.
66. **Spirax-Sarco.** BSAT and BSA Bellows Sealed Stop Valves. *Spirax-Sarco.* [Internett] [Sitert: 20 april 2011.] [http://www.spiraxsarco.com/pdfs/ti/p137\\_18.pdf](http://www.spiraxsarco.com/pdfs/ti/p137_18.pdf).
67. **USDOE Office of Industrial Technologies.** Deaerators in Industrial Steam Systems. *Northwest Food Processors Association - Knowledge Exchange.* [Internett] 01 juli 2010. [Sitert: 29 april 2011.] <http://www.nwfpa.org/nwfpa.info/component/content/article/53-steam-systems/344-deaerators-in-industrial-steam-systems>.
68. **Spirax-Sarco.** Spiratec Steam trap monitoring. *Spirax-Sarco.* [Internett] 2000. [Sitert: 29 april 2011.] [www.spiraxsarco.com/pdfs/SB/s34\\_01.pdf](http://www.spiraxsarco.com/pdfs/SB/s34_01.pdf).
69. **The Energy Research Institute - Department of Mechanical Engineering.** Guide Book 6 - Insulation. *Energy Efficiency Earnings.* [Internett] 2000. [Sitert: 20 mars 2011.] <http://www.3e.uct.ac.za/downloads/insulation.pdf>.
70. **Rockwool.** Beregningsprogrammer. *Rockwool Brannsikker Isolasjon.* [Internett] [Sitert: 03 april 2011.] <http://guiden.rockwool.no/verktoey/beregningsprogrammer>.
71. **Ai Direct.** 1.5" Globe Valve Standard Insulation Jacket. *Ai Direct.* [Internett] [Sitert: 03 mai 2011.] <http://www.aidirect.co.uk/insulation-jackets/flanged-globe-valve-jackets/1-5-inch-globe-valve-standard-range-insulation-jacket.html>.
72. **Taiyi Valve.** Ansi Globe Valve. *Taiyi Valve.* [Internett] [Sitert: 03 mai



2011.] [www.taiyivalve.com/Ansi-Globe-Valve.pdf](http://www.taiyivalve.com/Ansi-Globe-Valve.pdf).

73. **Pierre Schmidt, Jim Ahart,** Energy Saving Opportunities in Steam & Condensate Loops. *Save Energy now Midwest*. [Internett] 2010. [Sisert: 05 Mars 2011.]

[www.saveenergynowmidwest.org/101026\\_IA/QuackerOats.pdf](http://www.saveenergynowmidwest.org/101026_IA/QuackerOats.pdf).

## 10 VEDLEGG

### 10.1 SKRIFTLIGE VEDLEGG

<b>Vedleggsnummer:</b>	<b>Tittel/element:</b>
v10	Program Verktøy Selekeringsmetode (PVS)
v11	Utskrift; Input verdier, resultater og kalkulasjoner studiet TINE Meieriet Oslo
v12	Damptabell
v13	Varmetap for rør isolert med mineralfiber

### 10.2 ELEKTRONISKE VEDLEGG

<b>Vedleggsnummer:</b>	<b>Tittel/element:</b>
v14	Steam and Condensate System Survey Tool (SACSS)
v15	Steam and Condensate System Survey Tool (SACSS) (åpen versjon)
v16	Varmetap analyse flenser

## VURDERING AV PROGRAMVERKTØY

Det finnes mange ulike programmer hvor SACSS kan utvikles. For å velge ut den programløsningen som er best egnet til å utvikle ønsket simuleringsmodell blir det utviklet en Program Verktøy Selekeringsmetode (PVS).

### PVS-METODEN

Ved vurdering av teknisk kompliserte løsninger er det en forutsetning at en innehar en høy grad av kunnskap innenfor det aktuelle området. I tilfeller der en ikke innehar tilstrekkelig innsikt kan det være lett å bli farget av enkelte løsninger. Årsaken til dette kan være at de ved første øyekast virker mer gjennomførbare eller har flere funksjoner som ser ut til å overgå de andre løsningene. Enkelte egenskaper hos en løsning kan gjøre at denne blir vurdert høyere enn en annet som har gjennomgående bedre egenskaper. For å unngå dette sees det på som nødvendig å dekomponere egenskapene til programverktøyene, og deretter vektlegge viktigheten av de ulike. På denne måten vil helheten til produktet være avgjørende og ikke enkelte egenskaper. PVS er en metode som ble utviklet for å sikre en objektiv vurdering av programverktøy. Dette var essensielt da noen av program verktøyene var favorisert i utgangspunktet. PVS er delt inn i 3 nivåer;

- Nivå 1 grovseleksjon
- Nivå 2 utvidet spesifikasjon og vurdering
- Nivå 3 endelig valg og vurdering.

Det settes opp ulike krav til programverktøyene med en viktighetsfaktor som skal vurderes. Hvert krav blir vektlagt på en skala fra 1 til 10, hvor 10 er veldig viktig, mens 1 er lite viktig.

---

### FRAMGANGSMÅTE

#### **Nivå 1: Grovseleksjon**

Målet for dette nivået er å objektivt selektere bort programverktøy som er uaktuelle.

#### **Nivå 2: Utvidet spesifikasjoner og vurdering**

De utvalgte programverktøyene blir vurdert med fordeler, ulemper og en rangerer de etter et vurderingssystem. Dette gjøres ved å lage en



numerisk tilnærming og vektning for å overskygge de subjektive bedømmelsene.

### **Nivå 3: Endelig valg og vurdering**

Ut i fra resultatene blir det tatt en avgjørelse om hvilket programverktøy som er best egnet til ønsket formål. Det blir også sett på praktiske aspekter og gjennomførbarhet.

---

## VALG AV PROGRAMVERKTØY

---

### NIVÅ 1: GROVSELEKSJON

Resultatet undersøkelsene av programverktøy ble 10 forskjellige programverktøy som undersøkes nærmere:

- Excel
- Python med SciPy
- Matlab
- Mathematica
- Ansys Mechanical
- Ansys Classik
- Solidworks
- Abaqus
- Jmp/sas
- The Unscramble X

Ved å vurdere de enkelte programmene nærmere for gjennomførbarhet og praktiske aspekter ble 6 programmer utelukket fra videre vurdering. De resterende programverktøyene som er med videre er:

- Excel
- Python med SciPy
- Matlab
- Mathematica

---

## NIVÅ 2: UTVIDET SPESIFIKASJONER OG VURDERING

---

4 programverktøy ble med videre fra nivå 1. De ulike programverktøyene blir nå vurdert etter 14 ulike kriterier. Viktighetsfaktoren til hvert kriterium ble vurdert for hvert enkelt punkt på bakgrunn av forklaringen som ble tillagt kriterium. Hvert av punktene er vektet fra 1-10. Tabellen under illustrerer resultatene fra evalueringen.

Tabell 1 Programverktøykriterier med tilhørende faktor og forklaring.

Krav	Viktighetsfaktor	Forklaring
Brukervennlighet	8	Muligheten til å produsere modellen uten vanskeligheter
Tilgjengelighet	8	Modellen skal bli brukt av både personer innenfor og utenfor organisasjonen. Det er derfor viktig at modellen kan brukes uten store investeringer
Forfatters innsikt i modelleringsverktøy	6	Det er avsatt begrenset tid til utføring av modellen
Visualisering	5	Plotting av trender og enkel visualisering vil gi en betydelig forbedring av brukeropplevelsen
Modulbasert	6	Muligheten til å lage modellen i moduler
Komplekse problem	7	Verktøyet bør ha muligheten til å løse komplekse problem
Teknisk kompleksitet	6	Den tekniske kompleksiteten avgjør hvorvidt modellen kan produseres/utvides i framtiden uten komplikasjoner
Beskyttelse av kildekode	4	Verktøyet er laget for å gi en fordel i markedet og bør derfor beskyttes mot uautoriserte endringer

Tabell 2 Kriterier til SACSS med tilhørende faktor og forklaring

Krav	Viktighetsfaktor	Forklaring
Brukervennlig	9	Modellen skal være brukervennlig
Rapport generator	6	Genere en enkel rapport som kan presentere resultatet
Utvidelses potensiale	9	Modellen skal ha muligheten til å utvides i framtiden
Enkel og attraktiv design	6	Kundesegmentet antas å verdsette løsninger som ser enkle og attraktive ut
Innovativt	7	Bruker skal kunne bruke modellen med minimalt opplæring selv om modellen vil kreve en viss innsikt i dampteknikk
Tilpasningsevne	9	Modellen skal kunne brukes på flere forskjellige dampkjeler

Med denne fordelingen vil maksimalt antall oppnåelig poeng bli 1060 med tilsvarende minste mulige poengsum på 106. Dette gir et spenn for analysen på totalt 954 poeng, noe som gir en god oppløsning og muligheter for å avdekke marginale forskjeller mellom programverktøyene.

Ved å analysere oppnådd poengsum i forhold til maksimalt oppnåelig poeng vil man kunne beregne en måloppnåelse for hvert konsept. Dette vil gi et bedre bilde på hvor godt hvert programverktøy er tilpasset det ønskede formålet.

Resultatene ble loggført i Excel for å sikre at resultatene ble behandlet på en tilfredsstillende måte.

**Tabell 3 Vurdering av programverktøykriterier.**

O = Oppfylt, S = Sum		Excel		Python med Scipy		Matlab		Math-works	
Krav	Viktighetsfaktor	O	S	O	S	O	S	O	S
Brukervennlighet	8	8	64	6	48	7	56	7	56
Tilgjengelighet	8	7	56	8	64	5	40	5	40
Forfatters innsikt i modelleringsverktøy	6	8	48	7	42	7	42	5	30
Visualisering	5	8	40	6	30	8	40	8	40
Modulbasert	6	7	42	9	54	6	36	6	36
Komplekse problem	7	8	56	8	56	8	56	8	56
Teknisk kompleksitet	6	8	48	8	48	8	48	8	48
Beskyttelse av kildekode	4	5	20	8	32	6	24	3	12
<b>SUM</b>			<b>374</b>		<b>374</b>		<b>342</b>		<b>318</b>

Tabell 4 Vurdering av programverktøys evne til å oppfylle kriteriene til SACSS.

O = Oppfylt, S = Sum		Excel		Python med Sciphy		Matlab		Mathworks	
Krav	Viktighetsfaktor	O	S	O	S	O	S	O	S
Brukervennlig	9	8	72	6	54	7	63	6	54
Rapport generator	6	8	48	5	30	6	36	5	30
Utvidelses potensiale	9	7	63	8	72	7	63	6	54
Enkel og attraktiv design	6	8	48	6	36	5	30	5	30
Innovativt	7	8	56	6	42	5	35	4	28
Tilpasningsevne	9	8	72	8	72	8	72	6	54
<b>SUM</b>			<b>359</b>		<b>306</b>		<b>299</b>		<b>250</b>

Under følger en kortfattet oppsummering av måloppnåelse for hvert av de ulike programverktøyene.

Tabell 5 Resultater i fra PVS-metoden

Modellverktøy	Max	Min	Excel	Python med Sciphy	Matlab	Mathworks
<b>Totalsum</b>	1060	106	733	680	641	568
<b>Måloppnåelse</b>	<b>100 %</b>	<b>0 %</b>	<b>69 %</b>	<b>64 %</b>	<b>60 %</b>	<b>54 %</b>

### NIVÅ 3: ENDELIG VALG OG VURDERING

I den utvidede evalueringen blir det klart at Excel har fordeler framfor de andre tre programverktøyene. En stor fordel med Excel er at man kan kombinere Excel med andre verktøy for mer avanserte kalkulasjoner.

Excel blir valgt som foretrukket programverktøy i denne sammenhengen.

TINE Meieriet Oslo		Reset	
<b>Steam and Condensate System Survey Tool</b>			
<b>General Site Data:</b>			
Boiler type	User defined		
Boiler fuel		Electricity	
Higher Heating Value of Electricity	Typical value: 1,0 MJ/MJ	=	1,0 MJ/MJ
Electricity Flow		=	6,0 MW
Operating hours per year		=	3120,0 hrs
Boiler pressure		=	8,0 bar g
Temperature Make-Up water		=	15,0 °C
Site Make-Up Water Cost		=	16,00 kr/m <sup>3</sup>
Site Fuel Cost		=	0,66 kr/kWh
Select Method for Calculation of Boiler Efficiency		Indirect Method	
<small>Note: Efficiency is based on Higher Heating Value. Economizers are included in the boiler efficiency. Boiler blowdown losses are excluded</small>			
<b>Boiler Efficiency - Indirect Method:</b>			
<b>Heat loss due to radiation and convection:</b>			
Normally surface loss and other unaccounted losses is assumed based on the type and size of the boiler.			
Select Method for Calculation of Loss due to radiation and convection			Estimate Loss by BS EN 12952-15:2003 (standard)
<b>Estimate Loss by BS EN 12952-15:2003 (standard)</b>			
Estimated Heat Loss due to Radiation and Convection		=	3,00 %
<b>Boiler continuous Blowdown:</b>			
Steam Outlet pressure			8,00 bar g
Boiler Steam produksjon	Calculated Value: 7 729 kg/h	=	7 729,44 kg/h
Maximum allowable boiler TDS	Typical value: User defined ppm	=	35,60 ppm
Feedwater TDS		=	2,50 ppm
Flash steam system pressure		=	0,20 bar g
Blowdown Heat Exchanger Outlet Temperature		=	20,00 °C
Temperature of make-up water to replace blowdown		=	15,00 °C
<b>Estimate bottom Blowdown loss:</b>			
Flow Coefficient K_vs Bottom Blowdown valve			50,50
Upstream Pressure			8,00 bar g
Downstream Pressure			1,00 bar g
Blowdowns per year			52 /year
Blowdown Period			15,00 sec
<b>Steam needed to heat a pressurised deaerator:</b>			
Mass flowrate of water make-up to deaerator		=	772,90 kg/h
Initial make-up temperature		=	85,00 °C
Boiler pressure		=	0,20 bar g
Required feed water temperature		=	105,00 °C
Mass flowrate of steam to deaerator	Typical value: 32,03 kg/h	=	32,03 kg/h
<b>Flash recovery from condensate:</b>			
<b>High Pressure Condensate recovery</b>			
Condensate Flow Rate		=	6956,50 kg/h
Steam Press. on Steam Traps		=	8,00 bar g
Flash Steam Pressure		=	0,20 bar g
<b>Low Pressure Condensate recovery</b>			
Condensate Flow Rate		=	0,00 kg/h
Steam Press. on Steam Traps		=	0,00 bar g
Flash Steam Pressure		=	0,00 bar g

## Value of returning the condensate:

Steam production	=	7729,44	kg/h
Returned Condensate to boiler	=	6956,50	kg/h
Temperature make-up water	=	15,00	°C
Temperature condensate	=	90,00	°C

## Experiment collect condensate:

Increase in Weight		0,047	kg
Steam Pressure		1,00	bar g
Period of time		1,00	sec

## Wasted energy by leaking traps:

--	--	--	--

## Insulating non-insulated piping:

Pipe Diameter (DN)	=	25	DN
Pipe Length	=	1,00	m
Pipe Temperature		177	°C
Insulation type		Mineral Fibre	
Operating Hours per year	=	3120,00	h/yr
Proposed Insulation thickness	Typical value:	51 mm	= 51,00 mm
Heat loss Per metre Insulated	Typical value:	29 Wh/m	= 29,00 Wh/m h
Heat loss Per metre Uninsulated	=	200,00	Wh/m h

## Upgrade existing insulation levels:

Pipe Diameter (DN)	=	0	DN
Pipe Length	=	0,00	m
Pipe Temperature		177	°C
Operating Hours per year	=	3120,00	h/yr
Heat loss Per metre Uninsulated	=	0,00	Wh/m

## Original Insulation:

Insulation type		Cellular Glass	
Proposed Insulation thickness	Typical value:	#N/A mm	= 0,00 mm
Heat loss Per metre Insulated	Typical value:	#N/A Wh/m	= 0,00 Wh/m

## New Insulation:

Insulation type		Cellular Glass	
Proposed Insulation thickness	Typical value:	#N/A mm	= 0,00 mm
Heat loss Per metre Insulated	Typical value:	#N/A Wh/m	= 0,00 Wh/m

## Heat Savings by Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges ASTM C 1129

## Multiple Valves and flanges:

## Singel flange/valve:

Number of Valves/flanges	=	0	
Heat loss per unit area from the bare valve/flange surface	=	0,00	W/m <sup>2</sup>
Heat loss per unit area from the insulation surface	=	0,00	W/m <sup>2</sup>
Outer surface area of the valve/flange	=	0,000	m <sup>2</sup>
Surface area of the insulation	=	0,000	m <sup>2</sup>

Note: Heat loss per unit area should be calculated with a program based upon ASMT Praccice C 680

## Heat Savings by Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges ASTM C 1129

Description	Valve DN80	Valve DN100	Valve DN15	Valve DN50	Valve DN32	Valve DN20	Valve DN15
Number of Valves/flanges	7	2	1	2	1	1	2
Pressure	0,0	0,0	0,0	0,0	3,5	3,5	3,5
Heat loss per unit area from the bare valve/flange surface	1000,00	984,70	1148,00	1029,00	2137,00	2235,00	2294,00
Heat loss per unit area from the insulation surface	43,72	46,09	29,57	38,54	74,38	64,49	56,69
Outer surface area of the valve/flange	0,321	0,445	0,067	0,208	0,121	0,082	0,067
Surface area of the insulation	0,469	0,600	0,148	0,387	0,249	0,177	0,148

Note: Heat loss per unit area should be calculated with a program based upon ASMT Practive C 680

## Wasted energy by leaking traps:

Description	Failure type	Service Facktor	Number of traps	Diameter of Orifice (mm)	Operating hours (h)	Pressure i (bar g)	Pressure o (bar g)	Loss of steam due to steam trap (kg/year)
FT14 DN20 4,5	Leaking	Drip and tracer steam traps	1	5	3120	3,5	1,75	56231
TD 32F DN15	Leaking	Drip and tracer steam traps	1	3	3120	3,5	1,75	20243
AV21 DN15 10	Leaking	Process steam traps	1	3	3120	8	4	25307
(P 3A3) FT10 DN20 4,5	Leaking	Drip and tracer steam traps	1	5	3120	3,5	1,75	56231
FT10 DN20 4,5	Leaking	Drip and tracer steam traps	1	5	3120	3,5	1,75	56231
(Stasjon P) MST21 DN15 4,5	Leaking	Process steam traps	1	3	3120	3,5	1,75	13013
(VLUP) DN50 FT10-10	Leaking	Drip and tracer steam traps	1	12	3120	8	4	629866

Scenario Selector ← Previous Next →

## Steam and Condensate System Survey Tool

### TINE Meieriet Oslo

#### Result Summary:

##### System Summary

Description:	Per hour	Per year
Steam Produksjon	7729 kg	24 116 ton
Steam Fuel Cost	3 967 kr	12 375 792 kr
Carbon Emissions	0 tons CO2	0 tons CO2
Boiler Efficiency	97 %	97 %

##### Cost Summary

Description (kr / year)	Fuel Cost		Make-Up Water Cost		Total Cost		Loss
	Wasted	Recoverable	Wasted	Recoverable	Wasted	Recoverable	
Boiler continuous Blowdown:	234 552	229 532	29 143	3 930	263 695	233 462	30 233
Estimate bottom Blowdown loss:	2 657	0	444	0	3 101	0	3 101
Steam needed to heat a pressurised deaerator:	4 602	4 602	145	0	4 748	4 602	145
Flash recovery from condensate:	1 452 191	1 452 191	46 830	46 830	1 499 021	1 499 021	0
Wasted energy by leaking traps:	439 859	439 859	0	0	439 859	439 859	0
Value of returning the condensate:	143 473	143 473	38 585	38 585	182 059	182 059	0
Experiment collect condensate:	270 531	270 531	8 446	8 446	278 977	278 977	0
Insulating non-insulated piping:	425	364	0	0	425	364	62
Upgrade existing insulation levels:	0	0	0	0	0	0	0
Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges:	9 309	8 714	0	0	9 309	8 714	595

##### Carbon Emission Summary

Description ( ton CO <sup>2</sup> / year )	Carbon Emission Reduction
Boiler continuous Blowdown:	0
Estimate bottom Blowdown loss:	0
Economiser/Recuperator:	#DIV/0!
The soot and scale problems:	0
Steam needed to heat a pressurised deaerator:	0
Flash recovery from condensate:	#VALUE!
Wasted energy by leaking traps:	0
Value of returning the condensate:	0
Experiment collect condensate:	0
Insulating non-insulated piping:	0
Upgrade existing insulation levels:	0
Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges:	0
<b>Total</b>	<b>#DIV/0!</b>

Note: This Estimation requires that the efficiency is calculated by the indirect method

##### Boiler Efficiency Summary

Loss due to:	KJ/kg fuel	Percentage
1) Unburnt Carbon in Ash	0	0
2) Dry Flue Gas	#DIV/0!	#DIV/0!
3) Moisture in the Fuel	0	0
4) Moisture from Hydrogen	0	0
5) Incomplete Combustion (CO Loss)	#DIV/0!	#DIV/0!
6) Moisture in the Combustion Air	#DIV/0!	#DIV/0!
7) Radiation and Unaccounted Losses	30	3
<b>TOTAL LOSSES</b>	<b>#DIV/0!</b>	<b>3</b>

**BOILER EFFICIENCY i.e. (100% - LOSSES)**

**97 %**

Note: This Estimation requires that the efficiency is calculated by the indirect method



Scenario Selector		← Previous	Next →
<b>Heat Recovery from Boiler Blowdown</b>			
<b>(TDS Control Only)</b>			
<b>Block: 3.13.2</b>			
Calculated blowdown rate	=	583,79	kg/h
The blowdown rate in kg/s	=	0,16	kg/s
Rate of energi blowdown	=	120,53	kW
Rate of energi blowdown with make-up water	=	110,30	kW
Rate of energi blowdown with make-up water per year	=	1 238,93	GJ/year
Cost of energi blowdown	=	234 551,90	kr/year
Steam	=	457,06	ton steam/year
<b>Annual fuel usages</b>	=	1 277 245,27	MJ /year    ton/year
<b>Water Cost per year</b>	=	29 143,04	kr/year
<b>Flash steam:</b>			
Excess energi to flash steam	=	302,48	kJ/kg
% Flash steam	=	13 %	
Rate of flash steam generation	=	0,02	kg/s
Total energi per kg of steam	=	2 683,81	kJ/kg
<b>Energi flowrate in flash steam</b>	=	57,31	<b>kW</b>
<b>Energi flowrate in flash steam per year</b>	=	643,73	GJ/year
<b>Savings flash steam per year</b>	=	123 088,87	kr/year
Steam savings	=	239,85	ton steam/year
<b>Annual fuel savings</b>	=	670 276,69	MJ /year    ton/year
<b>block 3.13.6: Heat recovery using heat exchangers</b>			
Water flowrate	=	0,14	kg/s
Enthalpy of saturated water (hf)	=	440,76	kJ/kg
Enthalpy of water	=	63,05	kJ/kg
Enthalpy of water heat exchang	=	83,96	kJ/kg
Energi available to heat up the make-up water	=	356,80	kJ/kg
<b>Energi recovered</b>	=	50,06	<b>kW</b>
<b>Energi recovered per year</b>	=	562,24	GJ/year
<b>Savings steam per year</b>	=	106 443,02	kr/year
<b>Steam savings</b>	=	207,42	ton steam/year
<b>Annual fuel savings</b>	=	579 632,23	MJ /year    ton/year
<b>Savings Blowdown per year</b>	=	229 531,89	kr/year
<b>savings ton steam per year</b>	=	447,27	ton steam/year
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	0,00	tons CO2
<b>Savings fuel per year</b>	=	1 249 908,92	MJ /year    ton/year
<b>Water savings per year</b>	=	3 930,00	kr/year
<b>Steam data:</b>			
Pressure	=	8,00	bar g
Temperature	=	175,45	°C
Water(hf)	=	743,24	kJ/kg
Specific enthalpy Evaporation (hfg)	=	2 030,49	kJ/kg
Steam (hg)	=	2 773,72	kJ/kg
Specific volume steam	=	0,21	m <sup>3</sup> /kg
<b>Steam data: Flash system</b>			
Pressure	=	0,20	bar g
Water(hf)	=	440,76	kJ/kg
Specific enthalpy Evaporation (hfg)	=	2 243,05	kJ/kg
Steam (hg)	=	2 683,81	kJ/kg

Heat Loss from Boiler			
Bottom Blowdown			
Flowrate Botton Blowdown	=	133,61	m <sup>3</sup> /h
Specific Enthalpy of Water (h <sub>f</sub> )	=	505,73	kJ/kg
Density of Water	=	958,64	kg/m <sup>3</sup>
Blowdown rate	=	128 083,90	kg/h
Blowdown rate	=	35,58	kg/s
Energy content of blowdown	=	64 775 229,21	kJ/h
Energy content of blowdown	=	17 993,12	kW
<b>Energy content per blowdown</b>	=	<b>269 896,79</b>	<b>kJ</b>
<b>Energy content per year</b>	=	<b>14 034 633,00</b>	<b>kJ/year</b>
<b>Cost energy per blowdown</b>	=	<b>49,56</b>	<b>kr</b>
<b>Cost energy blowdown per year</b>	=	<b>2 577,30</b>	<b>kr/year</b>
<b>Water Cost per year</b>	=	<b>444,02</b>	<b>kr/year</b>
<b>Savings per year</b>	=	<b>2 657,01</b>	<b>kr/year</b>
Steam savings	=	5,18	ton steam/year
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	<b>0,00</b>	<b>tons CO2</b>
<b>Annual fuel savings</b>	=	<b>14 468,69</b>	<b>MJ /year ton/year</b>

Heat Recovery from Flue gas			
Economiser/Recuperator			
<b>Cost Economics</b>			
Quantity of flue gases	=	0,00	kg/s
Carbon	=	0,00	
Hydrogen	=	0,00	
Oxygen	=	0,00	
Ash	=	0,00	
Moisture - Inherent	=	0,00	
Moisture - Superficial	=	0,00	
Nitrogen	=	0,00	
Sulphur	=	0,00	
Required air amount	=	0,00	kg
Flue gas amount	=	1,00	kg/kg fuel
Stoometric tot amount	=	1,00	kg/kg fuel
Mass ratio of CO2 to flue gas	=	0,00	
<b>Coefficient aC</b>	=	<b>#DIV/0!</b>	
Combustion temperature	=	273,15	K
Specific heat ratio of CO2 to N2	=	0,81	
Mass ratio of N2 to total flue gas	=	0,00	
<b>Coefficient bN</b>	=	<b>0,00</b>	
Specific heat ratio of CO2 to H2O	=	0,42	
Mass ratio of H2O to total flue gas	=	0,00	
<b>Coefficient cH</b>	=	<b>0,00</b>	
Specific heat ratio of CO2 to SO2	=	1,66	
Mass ratio of SO2 to total flue gas	=	0,00	
<b>Coefficient dS</b>	=	<b>0,00</b>	
Cp,A	=	0,98	kJ/kg°C
fm	=	-1,00	
<b>Coefficient fA</b>	=	<b>-0,98</b>	
<b>specific heat of CO2</b>	=	<b>0,85</b>	<b>kJ/kg°C</b>
<b>Specific heat flue gas</b>	=	<b>#DIV/0!</b>	
Quantity of heat available in the flue gas	=	0,00	kJ/s
Quantity of heat available in the flue gas	=	0,00	kJ/s
<b>Heat for pre-heating the feed water</b>	=	<b>#DIV/0!</b>	<b>kJ/s</b>
Heat for pre-heating the feed water	=	0,00	kJ
<b>Energi flowrateper year</b>	=	<b>#DIV/0!</b>	<b>GJ/year</b>
<b>Savings per year</b>	=	<b>#DIV/0!</b>	<b>kr/year</b>
Steam savings	=	#DIV/0!	ton steam/year
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	<b>#DIV/0!</b>	<b>tons CO2</b>
<b>Annual fuel savings</b>	=	<b>#DIV/0!</b>	<b>MJ /year ton/year</b>

## Heat Recovery

## The Scale and Soot problems

Change in Efficiency	=	#DIV/0!	%
Original Efficiency	=	97,00	%
Cost Savings	=	#DIV/0!	kr/year

## Heat Recovery

## Deaerators

Initial feed water enthalpy	=	355,99	kJ/kg
Enthalpy of saturated steam	=	2 675,76	kJ/kg
Enthalpy of feed water of required temperature	=	440,21	kJ/kg
Mass of steam to inject into deaerator	=	29,12	kg/h
Mass flowrate of steam to deaerator	=	32,03	kg/h
Energy Out of deaerator	=	7 791,91	kJ/h
Energy Out of deaerator	=	2,16	kJ/s
<b>Energi flowrate per year</b>	=	24,31	GJ/year
<b>Savings per year</b>	=	4 602,47	kr/year
Steam savings	=	8,97	ton steam/year
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	0,00	tons CO2
<b>Annual fuel savings</b>	=	25 062,63	MJ /year ton/year
<b>Water Cost per year</b>	=	145,37	kr/year

## Heat Recovery

## Flash from condensate

<b>High Pressure Condensate recovery</b>			
Enthalpy of water high pressure	=	743,24	kJ/kg
Enthalpy of water low pressure	=	440,76	kJ/kg
Specific enthalpy of evaporation	=	2 243,05	kJ/kg
Flash Steam	=	0,13	kg evapo /kg conde
% Flash steam	=	13,49	%
<b>Flash steam formed</b>	=	938,10	kg /h
<b>Flash steam formed</b>	=	0,26	kg/s
Total energi per kg of steam	=	2 683,81	kJ/kg
<b>Energi flowrate in flash steam</b>	=	682,93	kW
<b>Energi flowrate per year</b>	=	7 670,63	GJ/year
<b>Savings per year</b>	=	1 452 191,34	kr/year
Steam savings	=	2 829,79	ton steam/year
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	0,00	tons CO2
<b>Annual fuel savings</b>	=	7 907 863,89	MJ /year ton/year
<b>Water savings per year</b>	=	46 829,88	kr/year

<b>Low Pressure Condensate recovery</b>			
Enthalpy of water high pressure	=	419,10	kJ/kg
Enthalpy of water low pressure	=	419,10	kJ/kg
Enthalpy of water	=	63,05	kJ/kg
Specific enthalpy of evaporation	=	2 256,66	kJ/kg
Flash Steam	=	0,00	kg evapo/kg conde
% Flash steam	=	0,00	%
<b>Flash steam formed</b>	=	ERROR	kg /h
<b>Flash steam formed</b>	=	#VALUE!	kg/s
Total energi per kg of steam	=	2 683,81	kJ/kg
<b>Energi flowrate in flash steam</b>	=	#VALUE!	kW
<b>Energi flowrate per year</b>	=	#VALUE!	GJ/year
<b>Savings per year</b>	=	#VALUE!	kr/year
Steam savings	=	#VALUE!	ton steam/year
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	#VALUE!	tons CO2
<b>Annual fuel savings</b>	=	#VALUE!	MJ /year ton/year
<b>Water savings per year</b>	=	#VALUE!	kr/year

Wasted Energy				
leaking traps				
Savings per year	=	439 858,68	kr/year	
Loss of steam due to the steam trap	=	857,12	ton /year	
Total Carbon Emissions Reduction	=	0,00	tons CO2	
Annual fuel savings	=	2 395 237,08	MJ /year	ton/year

Wasted Energy				
Value of returning the condensate				
Quantity of energy returned to boiler	=	2 428 977,98	<b>kJ/h</b>	
Quantity of energy not returned to boiler	=	242 897,80	kJ/h	
Energy Needed to heat up make-up water	=	250 410,10	kJ/h	
Cost of water to replace condensate	=	12,37	kr/h	
Additional fuel used because of not returning condensate	=		kr/h	
Annual quantity of energy not returned to boiler	=	757,84	GJ/year	
<b>Annual water cost</b>	=	<b>38 585,39</b>	<b>kr/year</b>	
Annual fuel cost	=		kr/year	
<b>Energi recovered per year</b>	=	<b>757,84</b>	<b>GJ/year</b>	
<b>Savings steam per year</b>	=	<b>143 473,30</b>	<b>kr/year</b>	
<b>Steam savings</b>	=	<b>279,58</b>	<b>ton steam/year</b>	
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	<b>0,00</b>	<b>tons CO2</b>	
<b>Annual fuel savings</b>	=	<b>781 279,52</b>	<b>MJ /year</b>	<b>ton/year</b>

Wasted Energy				
Experiment collect condensate				
Steam (hg)	=	2 706,88	kJ/kg	
Steam flowrate	=	0,05	kg/s	
Energy flowrate in steam	=	127,22	kW	
<b>Energi recovered per year</b>	=	<b>1 428,97</b>	<b>GJ/year</b>	
<b>Savings steam per year</b>	=	<b>270 530,90</b>	<b>kr/year</b>	
<b>Steam savings</b>	=	<b>527,17</b>	<b>ton steam/year</b>	
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	=	<b>0,00</b>	<b>tons CO2</b>	
<b>Annual fuel savings</b>	=	<b>1 473 167,81</b>	<b>MJ /year</b>	<b>ton/year</b>
<b>Water savings per year</b>	=	<b>8 446,46</b>	<b>kr/year</b>	

Heat Loss From Piping					
Insulating non-insulated piping:					
<b>Insulation tabel info:</b>					
<b>CELLULAR GLASS:</b>					
Thickness	4	3	=	64,00	
heat loss	5	3	=	41,00	
surf. Temp	6	3	=	27,00	
<b>CALCIUM SILICATE:</b>					
Thickness	4	3	=	51,00	
heat loss	5	3	=	29,00	
surf. Temp	6	3	=	26,00	
<b>MINERAL FIBRE:</b>					
Thickness	4	3	=	51,00	
heat loss	5	3	=	29,00	
surf. Temp	6	3	=	26,00	
Pipe Diameter (NPS)			=	1,00	
Heat loss/h Insulated			=	29,00	Wh/h
Heat loss/h Uninsulated			=	200,00	Wh/h
Annual heat loss Insulated			=	90 480,00	Wh/yr
Annual heat loss Uninsulated			=	0,33	GJ/yr
<b>Savings steam per year</b>			=	61,67	kr/year
<b>Steam savings</b>			=	0,12	ton steam/year
Annual fuel savings			=	335,80	MJ /year ton/year
Annual heat loss Uninsulated			=	624 000,00	Wh/yr
Annual heat loss Insulated			=	2,25	GJ/yr
<b>Savings steam per year</b>			=	425,28	kr/year
<b>Steam savings</b>			=	0,83	ton steam/year
Annual fuel savings			=	2 315,88	MJ /year ton/year
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	533 520,00	<b>Wh/yr</b>
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	1 920 672,00	<b>kJ/yr</b>
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	1,92	GJ/yr
<b>Savings steam per year</b>			=	363,62	kr/year
<b>Steam savings</b>			=	0,71	ton steam/year
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>			=	0,00	tons CO2
Annual fuel savings			=	1 980,07	MJ /year ton/year

**Heat Loss From Piping**  
Upgrade existing insulation levels:

<b>Original Insulation:</b>						
<b>CELLULAR GLASS:</b>						
Thickness	#N/A	3	=	#N/A		
heat loss	#N/A	3	=	#N/A		
surf. Temp	#N/A	3	=	#N/A		
<b>CALCIUM SILICATE:</b>						
Thickness	#N/A	3	=	#N/A		
heat loss	#N/A	3	=	#N/A		
surf. Temp	#N/A	3	=	#N/A		
<b>MINERAL FIBRE:</b>						
Thickness	#N/A	3	=	#N/A		
heat loss	#N/A	3	=	#N/A		
surf. Temp	#N/A	3	=	#N/A		
Pipe Diameter (NPS)			=	#N/A		
Heat loss/h Insulated			=	0,00	Wh/h	
Heat loss/h Uninsulated			=	0,00	Wh/h	
Annual heat loss Insulated			=	0,00	Wh/yr	
Annual heat loss Uninsulated			=	0,00	GJ/yr	
<b>Savings steam per year</b>			=	0,00	kr/year	
<b>Steam savings</b>			=	0,00	ton steam/year	
Annual fuel savings			=	0,00	MJ /year	ton/year
Annual heat loss Uninsulated			=	0,00	Wh/yr	
Annual heat loss Insulated			=	0,00	GJ/yr	
<b>Savings steam per year</b>			=	0,00	kr/year	
<b>Steam savings</b>			=	0,00	ton steam/year	
Annual fuel savings			=	0,00	MJ /year	ton/year
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	0,00	<b>Wh/yr</b>	
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	0,00	<b>kJ/yr</b>	
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	0,00	GJ/yr	
<b>Savings steam per year</b>			=	0,00	kr/year	
<b>Steam savings</b>			=	0,00	ton steam/year	
Annual fuel savings			=	0,00	MJ /year	ton/year
<b>New Insulation:</b>						
<b>CELLULAR GLASS:</b>						
Thickness	#N/A	3	=	#N/A		
heat loss	#N/A	3	=	#N/A		
surf. Temp	#N/A	3	=	#N/A		
<b>CALCIUM SILICATE:</b>						
Thickness	#N/A	3	=	#N/A		
heat loss	#N/A	3	=	#N/A		
surf. Temp	#N/A	3	=	#N/A		
<b>MINERAL FIBRE:</b>						
Thickness	#N/A	3	=	#N/A		
heat loss	#N/A	3	=	#N/A		
surf. Temp	#N/A	3	=	#N/A		
Pipe Diameter (NPS)			=	#N/A		
Heat loss/h Insulated			=	0,00	Wh/h	
Heat loss/h Uninsulated			=	0,00	Wh/h	
Annual heat loss Insulated			=	0,00	Wh/yr	
Annual heat loss Uninsulated			=	0,00	Wh/yr	
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	0,00	<b>Wh/yr</b>	
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	0,00	<b>kJ/yr</b>	
<b>Reduction in heat loss due to addition of insulation</b>			=	0,00	GJ/yr	
<b>Savings steam per year</b>			=	0,00	kr/year	
<b>Steam savings</b>			=	0,00	ton steam/year	
Annual fuel savings			=	0,00	MJ /year	ton/year
<b>Energi Savings</b>			=	0,00	<b>Wh/yr</b>	
<b>Energi Savings</b>			=	0,00	<b>kJ/yr</b>	
<b>Energi Savings</b>			=	0,00	GJ/yr	
<b>Savings steam per year</b>			=	0,00	kr/year	
<b>Steam savings</b>			=	0,00	ton steam/year	
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>			=	0,00	tons CO2	
Annual fuel savings			=	0,00	MJ /year	ton/year

## Heat Savings valves/flanges

## Estimation of Heat Savings by Adding Thermal Insulation to Bare Valves and Flanges ASTM C 1129

Convert:	single	multp	
Heat loss per unit area from the bare valve/flange surface	0,00	10 827,70	W/m <sup>2</sup>
Heat loss per unit area from the insulation surface	0,00	353,48	W/m <sup>2</sup>
Outer surface area of the valve/flange	0,00	1,31	m <sup>2</sup>
Surface area of the insulation	0,00	2,18	m <sup>2</sup>
Heat loss from the bare valve/flange surface	0,00	1 645,68	W
<b>Heat loss bare valve/flange</b>	0,00	4 377,61	<b>W</b>
<b>Heat loss</b>	0,00	4,38	<b>kW</b>
<b>Energi per year</b>	0,00	49,17	<b>GJ/year</b>
<b>Savings steam per year</b>	0,00	9 308,65	<b>kr/year</b>
<b>Steam savings</b>	0,00	18,14	<b>ton steam/year</b>
<b>Annual fuel savings</b>	0,00	50 689,97	<b>MJ/year ton/year</b>
Heat loss from the insulated surface	0,00	105,78	W
<b>Heat loss savings per valve/flange</b>	0,00	1 539,91	<b>W</b>
<b>Heat loss insulated valve/flange</b>	0,00	279,76	<b>W</b>
<b>Heat loss</b>	0,00	0,28	<b>kW</b>
<b>Energi per year</b>	0,00	3,14	<b>GJ/year</b>
<b>Savings steam per year</b>	0,00	594,89	<b>kr/year</b>
<b>Steam savings</b>	0,00	1,16	<b>ton steam/year</b>
<b>Annual fuel savings</b>	0,00	3 239,48	<b>MJ/year ton/year</b>
<b>Heat loss savings</b>	0,00	4 097,84	<b>W</b>
<b>Heat loss savings</b>	0,00	4,10	<b>kW</b>
<b>Energi recovered per year</b>	0,00	46,03	<b>GJ/year</b>
<b>Savings steam per year</b>	0,00	8 713,76	<b>kr/year</b>
<b>Steam savings</b>	0,00	16,98	<b>ton steam/year</b>
<b>Total Carbon Emissions Reduction</b>	0,00	0,00	<b>tons CO2</b>
<b>Annual fuel savings</b>	0,00	47 450,49	<b>MJ/year ton/year</b>

## Damptabell

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Overtrykk Pe	Trykk		Absolutt trykk P	Temp- eratur °C t <sub>s</sub>	Væskevarme		Fordampnings- varme		Totalt varmeinnhold		Spes. rom- volum j''
	bar	kPa			bar	kPa	°C	h'	i'	r	
		0,01	1	7,0	29,34	7,0	2485	594	2514	601	129,2
		0,05	5	32,9	137,8	32,9	2424	579	2562	612	28,19
		0,1	10	45,8	191,8	45,8	2393	572	2585	618	14,67
		0,2	20	60,1	251,5	60,1	2358	563	2610	623	7,650
		0,3	30	69,1	289,3	69,1	2336	558	2625	627	5,229
		0,4	40	75,9	317,7	75,9	2319	554	2637	630	3,993
		0,5	50	81,3	340,6	81,4	2305	551	2646	632	3,240
		0,6	60	86,0	359,9	86,0	2294	548	2654	634	2,732
		0,7	70	90,0	376,8	90,0	2283	545	2660	635	2,365
		0,8	80	93,5	391,7	93,6	2274	543	2666	637	2,087
		0,9	90	96,7	405,2	96,8	2266	541	2671	638	1,869
0	0	1,0	100	99,6	417	99,6	2258	539	2675	639	1,694
0,1	10	1,1	110	102,3	429	102,5	2251	538	2680	640	1,549
0,2	20	1,2	120	104,8	439	104,9	2244	536	2683	641	1,428
0,3	30	1,3	130	107,1	449	107,2	2238	535	2687	642	1,325
0,4	40	1,4	140	109,3	458	109,4	2232	533	2690	642	1,236
0,5	50	1,5	150	111,4	467	111,5	2226	532	2693	643	1,159
0,6	60	1,6	160	113,3	475	113,5	2221	530	2696	644	1,091
0,7	70	1,7	170	115,2	483	115,4	2216	529	2699	644	1,031
0,8	80	1,8	180	116,9	491	117,3	2211	528	2702	645	0,977
0,9	90	1,9	190	118,6	498	118,9	2206	527	2704	646	0,929
1,0	100	2,0	200	120,2	505	120,6	2201	526	2706	647	0,885
1,5	150	2,5	250	127,4	535	127,8	2181	521	2716	649	0,718
2,0	200	3,0	300	133,5	561	134,0	2163	517	2724	651	0,606
2,5	250	3,5	350	138,9	584	139,5	2147	513	2731	652	0,524
3,0	300	4,0	400	143,6	605	144,5	2133	509	2738	654	0,462
3,5	350	4,5	450	147,9	623	148,8	2120	506	2743	655	0,414
4,0	400	5,0	500	151,8	640	152,9	2107	503	2747	656	0,375
4,5	450	5,5	550	155,5	656	156,7	2096	501	2752	658	0,343
5,0	500	6,0	600	158,8	670	160,0	2085	498	2755	658	0,316
6	600	7	700	165,0	697	166	2065	493	2762	659	0,2727
7	700	8	800	170,4	721	172	2046	487	2767	659	0,2403
8	800	9	900	175,4	743	177	2029	485	2772	662	0,2148
9	900	10	1000	179,9	763	182	2013	481	2776	663	0,1943
10	1000	11	1100	184,1	781	186	1999	477	2780	663	0,1774
11	1100	12	1200	188,0	798	191	1984	474	2782	665	0,1632
12	1200	13	1300	191,6	815	195	1971	471	2786	666	0,1511
13	1300	14	1400	195,0	830	198	1958	468	2788	666	0,1407
14	1400	15	1500	198,3	845	202	1945	465	2790	667	0,1317
15	1500	16	1600	201,4	859	205	1933	462	2792	667	0,1237
16	1600	17	1700	204,3	872	208	1921	459	2793	667	0,1166
17	1700	18	1800	207,1	885	211	1910	456	2795	667	0,1103
18	1800	19	1900	209,8	897	214	1899	454	2796	668	0,1047
19	1900	20	2000	212,4	909	217	1888	451	2797	668	0,0995
20	2000	21	2100	214,9	920	220	1878	449	2798	669	0,0949
24	2400	25	2500	223,9	962	230	1839	439	2801	669	0,0799
25	2500	26	2600	226,0	972	232	1829	437	2801	669	0,0769
29	2900	30	3000	233,8	1008	241	1794	428	2802	669	0,0666
30	3000	31	3100	235,7	1017	243	1785	426	2802	669	0,0645
39	3900	40	4000	250,3	1087	260	1713	409	2800	669	0,0498
40	4000	41	4100	251,8	1095	262	1705	407	2800	669	0,0485
49	4900	50	5000	263,9	1154	276	1640	392	2794	668	0,0394
59	5900	60	6000	275,6	1214	290	1571	375	2785	665	0,0324
69	6900	70	7000	285,8	1267	303	1506	360	2773	663	0,0274
79	7900	80	8000	295,0	1317	315	1443	345	2760	660	0,0235
89	8900	90	9000	303,3	1364	325	1381	330	2745	655	0,0205
99	9900	100	10000	311,0	1408	336	1320	315	2728	651	0,0180
149	14900	150	15000	342,1	1611	385	1004	240	2615	625	0,0103
199	19900	200	20000	365,7	1826	436	592	141	2418	578	0,0059
220,2	22020	221,2	22120	374,15	2107	502	0	0	2107	502	0,0032





HEAT LOSS THROUGH PIPES WITH VARIOUS THICKNESSES OF INSULATION											
TABLE 3											
MINERAL FIBRE											
NPS		PROCESS TEMPERATURE (°C)									
		66	121	177	232	288	343	399	454	510	566
0.5	Thickness	25	38	51	64	76	89	102	102	114	140
	heat loss	8	15	23	32	41	52	63	81	96	110
	surf. temp	22	24	24	26	26	27	28	30	31	31
1	Thickness	25	25	51	64	89	102	102	114	127	140
	heat loss	11	20	29	39	47	59	76	92	110	130
	surf. temp	23	24	26	27	26	27	29	30	31	32
1.5	Thickness	25	51	64	76	102	102	102	140	140	152
	heat loss	13	21	32	43	52	70	90	99	123	146
	surf. temp	23	23	25	26	26	28	30	29	31	32
2	Thickness	38	51	76	89	102	102	102	140	152	152
	heat loss	12	24	23	45	59	78	101	110	132	162
	surf. temp	22	24	24	25	26	28	31	29	31	33
3	Thickness	38	64	89	102	102	114	114	152	165	178
	heat loss	15	27	37	52	72	90	117	128	148	177
	surf. temp	22	23	24	25	27	28	31	30	31	32
4	Thickness	38	76	102	102	102	127	140	152	178	191
	heat loss	18	28	40	61	85	98	121	146	167	198
	surf. temp	22	23	23	26	28	30	29	31	31	32
6	Thickness	51	76	102	102	114	127	140	165	191	203
	heat loss	20	37	52	78	100	125	153	174	200	237
	surf. temp	22	23	24	26	28	29	31	31	32	33
8	Thickness	51	86	98	98	123	123	135	172	196	208
	heat loss	25	40	62	93	112	149	182	196	225	266
	surf. temp	22	23	24	27	27	29	32	31	32	33
10	Thickness	51	89	102	102	127	140	140	191	216	229
	heat loss	31	48	74	111	130	163	212	217	249	295
	surf. temp	22	23	25	27	28	29	32	31	32	33



TABLE 3 (MINERAL FIBRE – Continued)											
NPS		PROCESS TEMPERATURE (°C)									
		66	121	177	232	288	343	399	454	510	566
12	Thickness	51	89	102	102	127	140	140	191	216	241
	heat loss	35	55	84	126	148	185	239	243	279	318
	surf. temp	22	23	25	28	28	30	33	31	32	33
14	Thickness	51	89	102	102	127	140	165	191	229	241
	heat loss	38	59	90	136	259	198	227	261	286	338
	surf. temp	22	23	25	28	28	30	31	32	32	33
16	Thickness	64	89	102	102	140	178	203	229	254	254
	heat loss	36	65	101	151	164	219	237	273	313	358
	surf. temp	22	23	26	28	28	31	30	31	32	33
18	Thickness	64	89	102	102	140	140	178	203	229	254
	heat loss	39	72	111	166	180	240	260	298	340	388
	surf. temp	22	23	26	28	28	31	31	31	32	33
20	Thickness	64	89	102	102	140	140	178	203	229	254
	heat loss	43	79	121	182	196	262	281	322	368	419
	surf. temp	22	24	26	28	28	31	31	32	32	33
24	Thickness	64	102	102	102	140	152	191	203	229	254
	heat loss	51	83	141	212	228	284	308	371	422	479
	surf. temp	22	23	26	28	28	30	30	32	33	34
30	Thickness	64	102	102	102	140	165	191	216	254	254
	heat loss	62	101	172	258	275	319	368	422	462	568
	surf. temp	22	23	26	29	29	29	31	32	32	34
36	Thickness	64	102	102	102	140	178	203	229	254	254
	heat loss	74	118	203	304	322	350	406	467	535	657
	surf. temp	22	23	26	29	29	29	30	31	32	34
FLAT	Thickness	51	89	102	114	140	216	241	254	254	254
	heat loss	32	44	63	85	98	85	98	120	148	183
	surf. temp	22	23	25	27	28	27	28	29	32	34

Heat loss: Wh/m for pipe, Wh/m<sup>2</sup> for flat surfaces

Based on 18°C ambient temperature