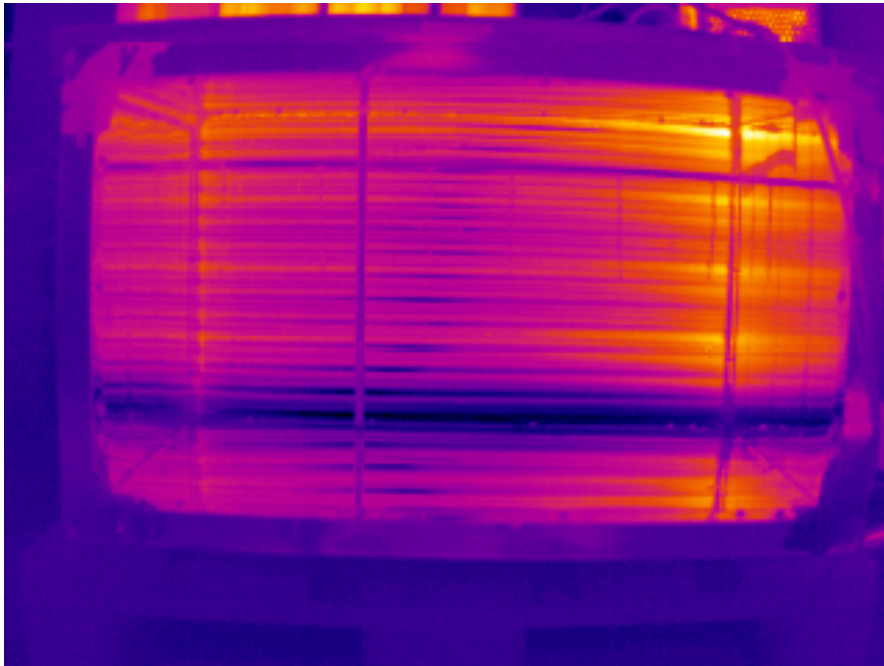




ENERGIRIGTIGE PUMPEKOBLINGER I HVAC SYSTEMER



December 2004

Industri og Energi
Ventilation og proces

Energirigtige pumpekoblinger i HVAC systemer

**Peter Svendsen
Hans Andersen**

Teknologisk Institut, Industri og Energi

Forord

Denne rapport præsenterer resultatet af forprojektet: Energirigtige pumpekoblinger i HVAC systemer. (ELFOR FoU nr. – 335-21).

På basis af forprojektet er anbefalet et efterfølgende udviklingsprojekt med samme projektorganisation.

Forprojektet har dokumenteret, at der intet konstruktionsmæssigt er til hindre for at benytte variabelt flow i fladerne. Det teoretiske sparepotentiale kan realiseres og er i størrelsesordenen ca. 50%. For varmepladerne alene vil et sådan potentiale ved 100% implementering af princippet i Danmark, resultere i en elbesparelse i størrelsesordenen 100 GWh. Dertil kommer et sparepotentiale på kølesiden samt nogle afledte potentialer, som følge af den forbedrede kontrol.

Projektet er udført af Teknologisk Institut, Energi og Industri i samarbejde med:

- Exhausto
- Grundfos
- Aalborg Universitet

Projektet er gennemført med støtte fra den PSO finansierede FoU ordning administreret af ELFOR, 2003 bevillingen.

Projektgruppen har bestået af følgende personer:

- Jakob Stoustrup, Aalborg Universitet
- Henrik Rasmussen, Aalborg Universitet
- Finn Nielsen, Exhausto
- Niels Bidstrup, Grundfos
- Claus Schøn Poulsen, Teknologisk Institut – Køle- og Varmepumpeteknik
- Hans Olsen, Teknologisk Institut – Ventilation & Proces
- Hans Andersen, Teknologisk Institut – Ventilation & Proces

Parallelt med forprojektet er der udført et eksamensarbejde af diplomingeniør af maskinlinien fra Københavns Teknikum. Separat eksamensrapportering af Peter Svendsen foreligger.

Hans Andersen
December 2004

Indholdsfortegnelse

	Side
1 Konklusion	5
2 Indledning	7
3 Forsøg med opstilling med fritstående flade	10
3.1 Forsøgsopstillingen	10
3.2 Fladekaraktetika, varmeoverføring.....	12
3.3 Fladekaraktetika ved nedsat vandflow	15
3.4 Dynamiske egenskaber.....	21
3.5 Forsøgenes repræsentativitet.....	23
4 Forsøg – aggregat	25
4.1 Forsøgsopstillingen	25
4.2 Opmåling af eksisterende kreds (overdimensioneret)	27
4.3 Estimat på optimalt dimensioneret eksisterende kreds	28
4.4 Opmåling af flowreguleret kreds	28
5 Sparepotentialet ved "ny vandkreds"	30
5.1 Typer af besparelser.....	30
5.2 Direkte elbesparelser	30
5.3 Indirekte energibesparelser	32
5.4 Indkøbsomkostninger til blandesløjfe	34
6 Perspektiver og udfordringer for ny løsning	35
6.1 Pumpen.....	35
6.2 Kompleks reguleringsopgave	37
6.3 Forsyningssidens indvirkning	38

Bilag CD-rom:

- Måleresultater
- Mødereferater
- Artikelsamling
- Peter Svendsens eksamensprojekt

1 Konklusion

Som nævnt under forord anbefales på baggrund af dette forprojekt at fortsætte bestræbelserne på at udvikle et HVAC-aggregat, som baserer sig på flowregulerede flader til behandling af luften.

Anbefalingen er primært grundet i nedenstående punkter:

- Hydraulisk opmåling af eksisterende HVAC-aggregat har givet vished for, at der er betydelige elsparepotentialer forbundet med at benytte pumpen i væskekredsen som reguleringsobjekt frem for den traditionelle motorventil. De praktiske undersøgelser har givet belæg for et forventet landsdækkende sparepotentiale på henholdsvis ca. 130 og 50 GWh alene til forsyning af varmeplader alt efter om udgangspunktet er den traditionelt overdimensionerede kreds eller den optimale kreds opbygget efter dagens gængse principper. Begge cifre er relevante i det den nyudviklede kreds i energimæssigt henseende ikke er så sårbar overfor overdimensionering som tilfældet er med vandkredsene i dag.
- Yderligere potentialer forventes at kunne realiseres i og med at en forbedret kontrol (fastholdelse af temperatur, fugtighed mv.) forventes at kunne opnås ved anvendelse af dynamisk regulerings teknik, der kan håndtere stærk ulineære systemer, hvilket et HVAC-system er såfremt grænsefladen for reguleringen går fra pumpens hastighed til f.eks. en rumtemperatur.
- Efter termografering af varmeplade udsat for ned til 10% af nominal gennemstrømning ved lufttemperaturer under frysepunktet kan det konkluderes at indre frostfare, pga. asymmetri og ikke gennemstrøgne zoner, ikke er en teknisk barriere. Under danske klimatiske forhold vil aldrig kunne forekomme en stationær driftssituation, hvor sammensætning af udetemperatur og flowniveau bliver kritisk. Den nye kreds forventes endda bedre/smidigere at kunne håndtere opstartsituationer, hvor sikring mod frostsprængninger selvfølgelig stadigvæk vil være et vigtigt aspekt.
- Forsøgene i forprojektet har givet vished for, at det sandsynligvis vil være muligt at undvære en række komponenter – shunt-, motor-og strengreguleringsventiler – i den nye blandekreds, hvilket sammen med enkeltheden til fulde rent økonomisk opvejer den dyre elektronisk regulerede pumpe. Det forventes at blandekredsen kan billiggøres sammenholdt med den før nævnte forbedrede funktionalitet og selvfølgelig en energimæssig forbedring på mere end 50%.

- Forprojektet viser som nævnt et betydeligt energi sparepotentiale i form af reduceret pumpeforbrug. Det bør dog nævnes, at en forudsætning for realisering af dette potentiale er en modernisering af pumpen således, at teknologi der benyttes på større pumper også implementeres på disse små pumper – ofte i størrelser mindre end 100W. Her tænkes specielt på anvendt teknologi for elektrisk ændring af omløbstallet. Frem for primitive spændingsstyringer bliver det sandsynligvis en nødvendighed at anvende frekvensomformere med indbygget kontrolunit m.v. En sådan ændring er også nødvendig i reguleringsmæssig henseende i det den stepvise opløsning i omdrejningstal som i dag er mulig ikke er tilstrækkelig for opfyldelse af bygningsreglementets krav til reguleringsevne.

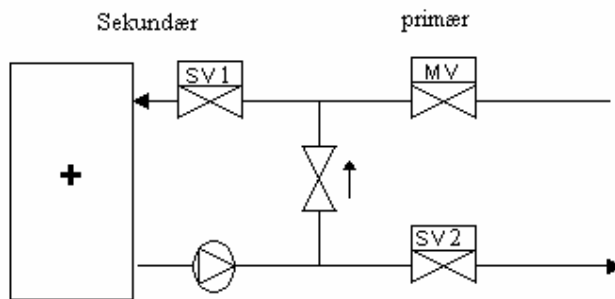
2 Indledning

Alle HVAC (**H**eat **V**entilation **A**ir **C**ondition) anlæg er forsynet med en form for varmeveksler til at behandle luftindtagets temperatur således, at der indblæses med en ønsket temperatur. Varmepladerne er langt mere udbredt end kølepladerne. I sjældne tilfælde mødes dog også anlæg som alene er udstyret med en køleplade.

De nævnte flader forsynes med henholdsvis varmt og koldt vand fra de såkaldte blandesløjfer bestående af:

- nettilsluttet pumpe i sekundær kreds
- motorventil i primær kreds
- kontraventil
- strengreguleringsventil i såvel primær som sekundær kreds

Nedenfor er skitseret en typisk blandesløjfe til en varmeplade.



Figur 2.1 Traditionel blandesløjfe

Helt simpelt blandes returvand fra fladen med enten koldt eller varmt vand fra det primære forsyningsystem (varmeanlæg, køleanlæg). Fladerne forsynes med konstant vandmængde, hvor man varierer tilløbstemperaturen ved at varierer ovennævnte blandingsforhold.

Strengreguleringsventilerne benyttes til indregulering af den ønskede vandstrøm – ved den dimensionerende situation skal blandesløjfen afstemmes mod et centralt modtryk fra forsyningsystemet.

Motorventilen regulerer hvor meget vand der skal tilføres sekundærkredsen, for at hæve temperaturen til det ønskede niveau. Shuntkredsen sikrer det konstante flow, som skabes af pumpen. Kontraventilen sikrer at vandstrømmen i en fejlsituation, ikke løber den forkerte vej, hvorved en kortslutning ville finde sted. Denne opbygning resulterer i et konstant flow igennem varmepladen i sekundærkredsen.

Det tryk pumpen skal yde, er tryktabet over kontraventilen, varmefladen, strengreguleringsventil-1 og rørsystemet. Ofte er pumpen kraftigt overdimensioneret med hensyn til trykfyldelse, da der altid vælges *konservativt*, og valget skal træffes inden alle trykfald over ventiler m.v. er 100% kendte. Overtrykket drøvles bort i strengreguleringsventilerne.

Det konstante flow i fladen bevirker, at fladen ved store/dimensionerende varme/kulde behov opererer med en høj temperaturdifferens mellem tilløb og afgang på fladevandet. Temperaturdifferencen reduceres i store perioder, hvor varme/kulde behovet i praksis befinder sig langt fra de dimensionerende situationer, der altid er lavet ud fra klimatiske ekstremer.

Dette varierende behov, ofte styret af udetemperaturens variation, burde kunne tilgodeses ved at variere vandflowet til fladen og fastholde temperaturdifferensen. Hvis en sådan løsning er mulig, vil det afstedkomme følgende umiddelbare fordele:

- Reducerede omkostninger til komponenter. Minimum en strengreguleringsventil, en kontraventil og en motorventil kan udelades i kredsen.
- Betydelig elbesparelse som følge af brugen af en regulerbar pumpe, samt generelt reduceret tryktabsniveau, som følge af et reduceret antal komponenter i blandesløjfen.
- Forbedrede kontrolmuligheder som følge af brugen af en regulerbar pumpe.
- Mere enkel kreds, som forventes at blive billigere på trods af anvendelsen af en regulerbar pumpe, frem for en traditionel ureguleret model.

Umiddelbart er der mange gode argumenter for at introducere et helt nyt princip til forsyning af varme- og køleflader. Der er dog også en række barrierer, der må afdækkes for at kunne vurdere om en udvikling i ovennævnte retning er mulig:

- Fungerer varme/kølefladen tilfredsstillende i hele sit normale arbejdsområde, såfremt energitilførslen til fladen reguleres ved hjælp vandmængden til fladen? Her tænkes specielt på driftssituationer ved stærkt reduceret energibehov, hvor vandmængden vil være stærkt reduceret
- Er systemet bestående af tilgangsluft, varmeplade, indblæsningsluft skikkelig på en sådan måde, at det vil kunne håndteres i en mere dynamisk pumperegulering?
- Vil en simpel kreds indeholdende en regulerbar pumpe og meget få ”modstandskomponenter” kunne indgå og fungere i de traditionelle forsyningssystemer, uden at dette får negative konsekvenser med hensyn til energiforbrug, indregulering etc. på primærkredsen?
- Kan teorien om en elbesparelse holde under praktiske forhold? Det er relativt små dimensioner af komponenter, rør og pumper og det skal eftervises om de teoretiske betragtninger, der eksempelvis bygger på en fastholdt totalvirkningsgrad for pumpen, tilnærmelsesvis holder under praktiske forhold.

- Forefindes sikkerhedsmæssige forhold under eksempelvis opstart, som en pumpe-løsning ikke vil kunne understøtte? Eksempelvis kan pumpen ikke bruges som afspæringsventil på samme måde som en motorventil.

Projektrapporten dokumenterer et projektførløb (forprojekt) afviklet 1. halvår 2004, hvis formål netop var at få belyst ovennævnte barrierer, samt fokusering af indsatsen i en eventuel efterfølgende udviklingsaktivitet.

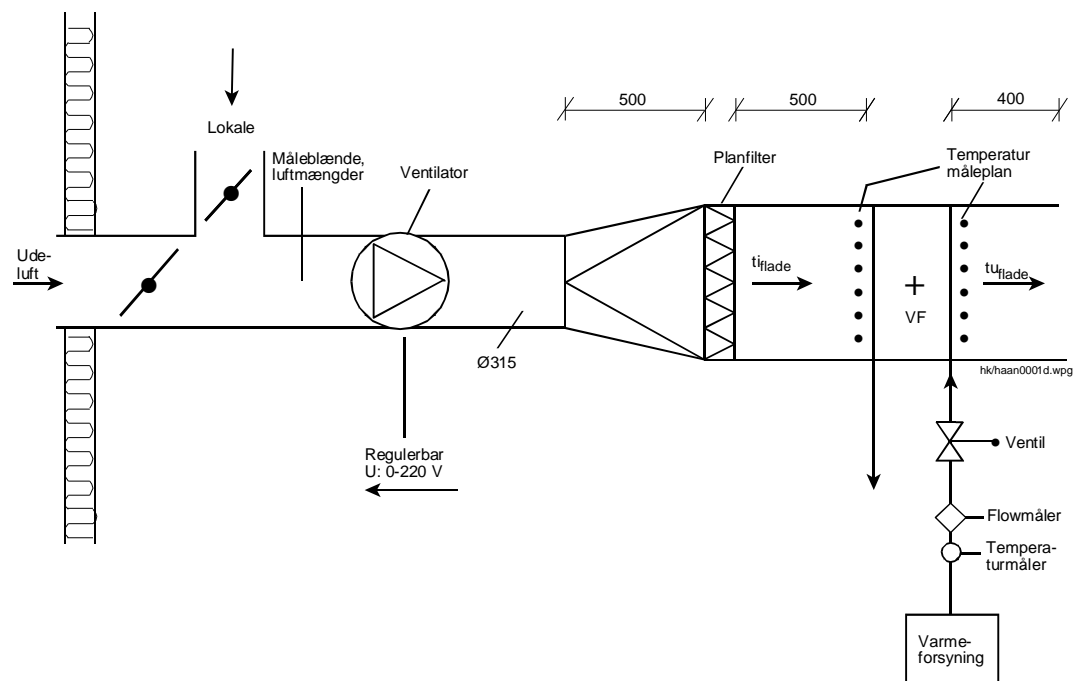
3 Forsøg med opstilling med fritstående flade

Med henblik på at få fuldstændig overblik over hvorledes en varmeblænde fungerer, dels funktionelt i de statiske belastningspunkter og dels dynamisk under flytning af belastningspunktet, opbyggedes i Teknologisk Instituts laboratorium en forsøgsopstilling som vist i figuren nedenfor.

I dette kapitel præsenteres de væsentligste af hovedresultaterne/konklusionerne fra forsøg udført på denne opstilling:

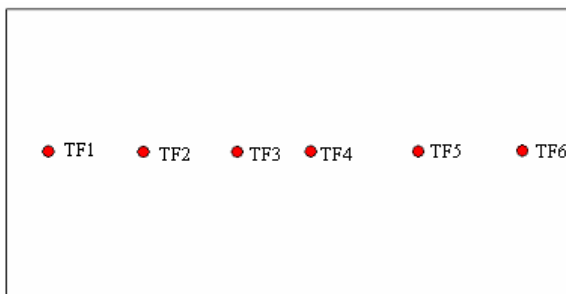
- Komplet statisk opmåling af kapacitetskurver for Exhausto varmeblænde
- Dynamiske målinger hvor 4 parametre ændres momentant
- Termografiske målinger for detektion af fladesymmetri og indvendig frostfare.

3.1 Forsøgsopstillingen

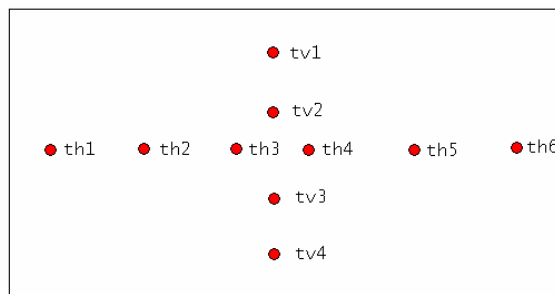


Figur 3.1 Forsøgsopstilling med fritstående flade.

Ved hjælp af blandespjældene samt et køleaggregat på udeluften (ikke vist på figur), lufttemperaturen før varmefladen – frisklufttemperaturen – kan reguleres vilkårligt efter behov i området $-6 - 20^{\circ}\text{C}$ ved 100% luftmængde. Før og efter varmefladen, set i luftstrømsretningen, sidder et temperaturmåleplan. Temperaturer før varmefladen måles i 6 punkter og efter varmefladen måles i 10.



Figur 3.2 Måleplan før varmefladen – friskluft



Figur 3.3 Måleplan efter varmefladen – indblæsning

Placering og antal målepunkter før varmefladen er tilstrækkeligt, da temperaturvariationerne er meget små på grund af den voldsomme opblanding, der finder sted i ventilatoren. Med hensyn til måleplanet efter varmefladen, er målepunkterne valgt midt i kanalen, horisontalt og vertikalt. Dette er gjort for at give et billede af temperaturfordelingen og temperaturen i disse målepunkter.

På vandsiden benyttes en kedel som varmegiver på primærkredsen, hvor ønsket flow og fremløbstemperatur kan styres via computer.

For at kunne kontrollere vandtemperaturen, er der på sekundærkredsen implementeret et måleplan umiddelbart før/efter varmefladen. Dette består af en temperaturreference på vandretur siden og en 6 punkts differencemåling mellem fremløb- og returtemperatur. På sekundærkredsen er monteret et Danfoss flowmeter.



Figur 3.4 Billeder af måleopstilling.

3.2 Fladekarakteristika, varmeoverføring

For at kunne udvikle en styring/regulering af varmetilførslen til en varmeplade, er det nødvendigt at have detaljeret kendskab til de komponenter, der indgår i systemet - i dette tilfælde varmepladen. Der er derfor gennemført en total kortlægning af varmepladens ydeevne i hele varmepladens arbejdsområde. Dette er gjort ved successivt at ændre følgende størrelser:

- vandflow gennem fladen
- luftmængde gennem fladen
- vandets tilgangstemperatur
- luftens tilgangstemperatur

Varmepladen der benyttes i undersøgelsen har et driftspunkt, som refererer til et bestemt vandflow. I dette tilfælde er dette vandflow 600 l/h, svarende til en opvarmning af en volumenstrøm på 1.800 m³/h fra -12 til 25°C ved temperatursættet 70/40 for henholdsvis frem- og returtemperatur vandet.

Nedenstående tabeller illustrerer hvordan grundmålinger er placeret med hensyn til parametre. De røde tal angiver et målingsnr, som kan genfindes på bilags CD'en.

Tallene angiver målings nr.

25 % luft - 450 m³/h

Fremløb	Friskluft	Friskluft	Friskluft
[oC]	[oC]	[oC]	[oC]
	0	6	12
65	14	6	1
55	13	8	3
45	15	10	5

75 % luft - 1350 m³/h

Fremløb	Friskluft	Friskluft	Friskluft
[oC]	[oC]	[oC]	[oC]
	0	6	12
65	37	28	19
55	36	29	20
45	35	30	21

50 % luft - 900 m³/h

Fremløb	Friskluft	Friskluft	Friskluft
[oC]	[oC]	[oC]	[oC]
	0	6	12
65	33	32	18
55	16	12	11
45	34	31	17

100 % luft - 1800 m³/h

Fremløb	Friskluft	Friskluft	Friskluft
[oC]	[oC]	[oC]	[oC]
	0	6	12
65	38	25	24
55	39	26	23
45	40	27	22

Tabel 3.1. Tabel over kapacitetsmålinger på varmefladen.

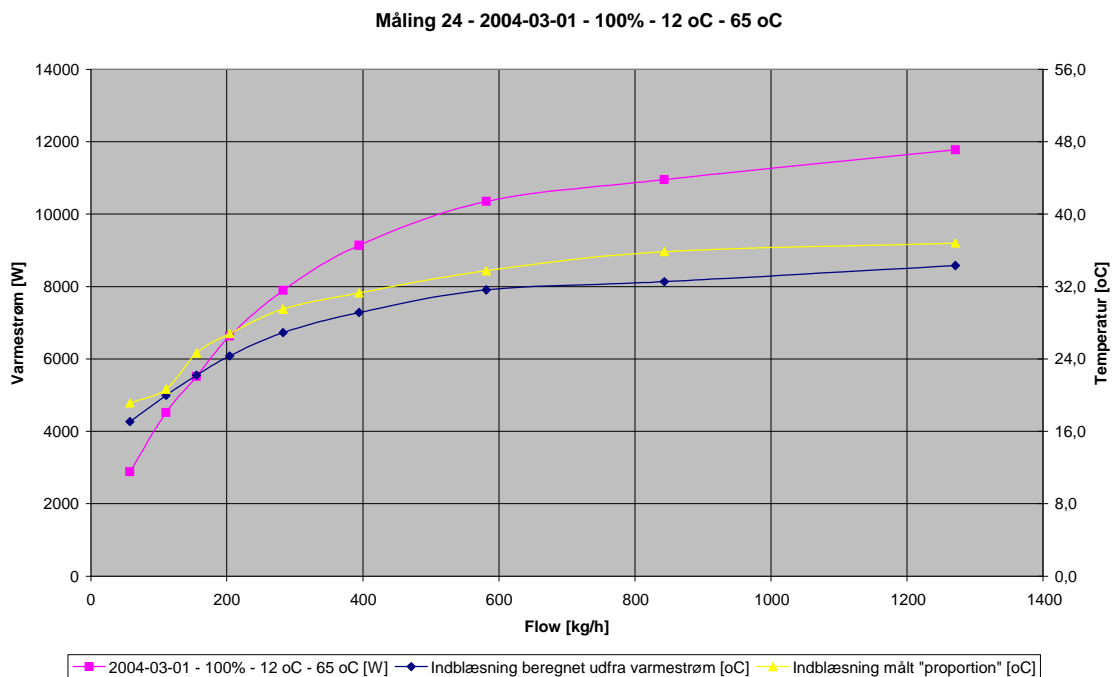
Som det fremgår af ovenstående bliver der foretaget målinger ved:

- 4 forskellige luftflow – 25, 50, 75 og 100%.
- 3 forskellige lufttemperaturer – 0, 6 og 12°C, ved hvert luftflow
- 3 forskellige fremløbstemperaturer på vandet – 45, 55 og 65°C, ved hvert luftflow og hver friskluftstemperatur.

Dette giver et samlet antal på 36 målesæt. For hvert målesæt er optegnet en kapacitetskurve som funktion af vandflowet i 9 punkter i intervallet fra 50 – 1100 l/h, en beregnet indblæsningstemperatur samt en målt indblæsningstemperatur.

I nedenstående graf er vist én af de 36 gennemmålte kapacitetskurver, nr. 24:

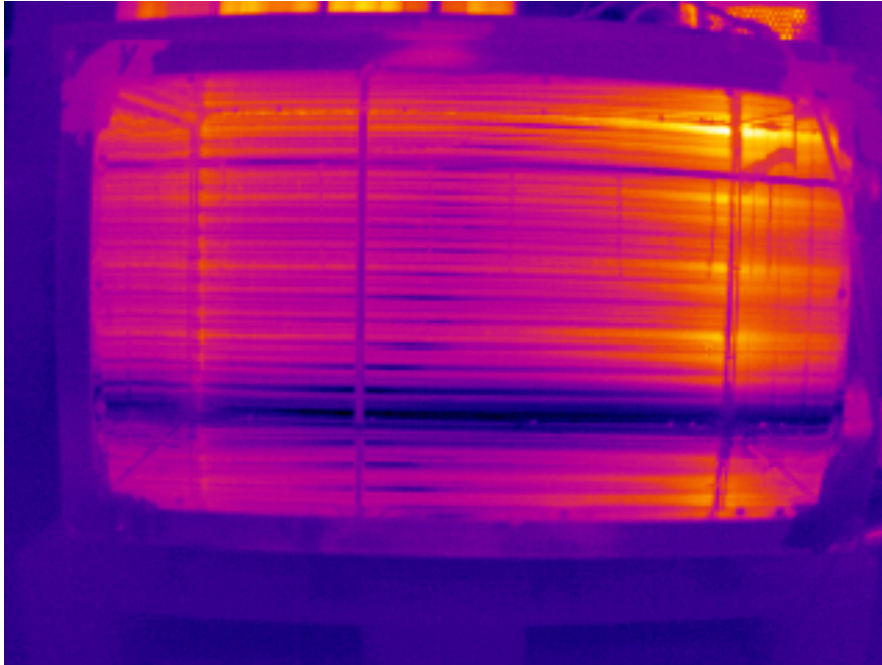
- Luftflow: 100 % = 1.800 m³/h
- Frisklufttemperatur: 12°C
- Vandtemperatur: 65°C



Figur 3.5 Diagram over måling 24: Afgivet effekt, indblæsning beregnet og indblæsning målt.

De to temperaturer (gul og blå) refererer til den sekundære y-akse til højre, som angiver temperatur [°C]. Som det ses er der en lille divergens mellem beregnet og målt temperatur efter varmepladen, dette skyldes, at temperaturnettet ikke er placeret 100% korrekt, set i forhold til det reelt anvendte faceareal for varmepladen.

Nedenstående termografering illustrerer det i praksis reducerede faceareal, bunden af pladen udnyttes ikke.



Figur 3.6 Termografisk billede der illustrerer den kolde luft i bunden af varmepladen.

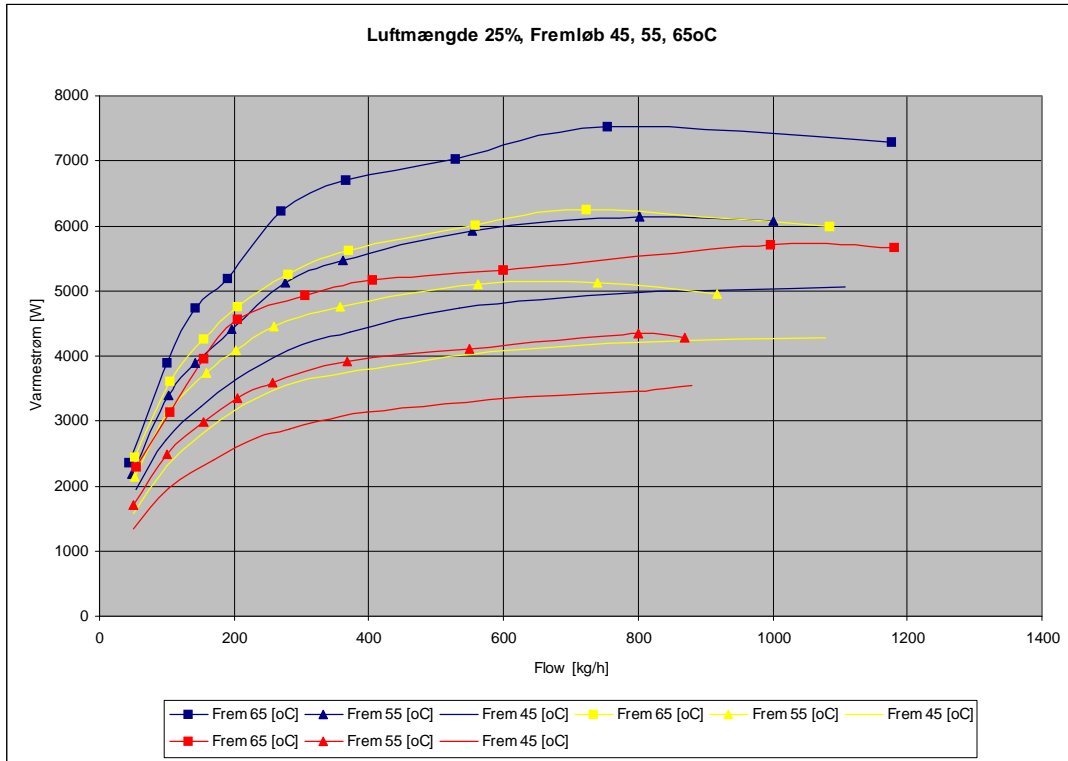
Det ses på grafen at profilet for varmeydelsen har et ”pænt blødt/ikke lineært forløb” hele vejen ned i flowområdet, hvilket indikerer at varmepladen ikke bliver en barriere set i reguleringsøjemed. Den eksisterende flade er entydig rent reguleringsteknisk i hele flowområdet.

3.3 Fladekarakteristika ved nedsat vandflow

I figuren nedenfor er samlet data således, at et fuldstændigt overblik over fladens ydeevne fås ved en luftmængde på 25%.

Med fastholdt luftmængde er vist varmeoverføring som funktion af vandmængden. Der er vist 9 kurver:

- fremløbstemperaturerne 45, 55 og 65 °C
- frisklufttemperaturerne 0, 6 og 12 °C



Figur 3.7 Fladens afgivne varmestrom ved varierende flow, fremløbs- og indblæsningstemperatur.

Selv ved denne beskedne luftmængde viser fladen et helt entydigt – og i regulerings-øjemed håndterbart – varmeoverføringsprofil. Lettere krumme nedadgående profiler ses efterhånden som flowet reduceres. I måleserierne er der udført målinger til under 10% af nominelt vand-flow.

Fladen afgiver også som ventet mere effekt ved stigende fremløbstemperatur og faldende frisklufttemperatur. Krumningerne på kurverne virker meget ensartet i det valgte operationsområde for fremløbs- og frisklufttemperatur.

UA-værdi ved flowreduktion

U er her transmissionskoefficienten (overgangstallet) mellem luften og fladen, og A er arealet på fladen. Arealet ændrer sig ikke ved temperatur- eller flowændringer, men selve varmeoverføringskoefficientens eventuelle ændring i afhængighed af ændringer af såvel flow og temperaturer, skal være kendt for at en optimal regulering kan udformes.

For at illustrere dette fænomen, er følgende målesæt sat op sammen:

- måling 22: 100 % luft, 12°C friskluft og 45°C vand
- måling 26: 100 % luft, 6°C friskluft og 55°C vand
- måling 38: 100 % luft, 0°C friskluft og 65°C vand

Ved disse er der en forskel mellem vandfremløb og friskluft på henholdsvis: 33, 49 og 65°C, hvilket må betegnes som relativt store forskelle.

For at beregne UA er den logaritmiske middeltemperaturmetode anvendt:

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta t_{m,\ln}$$

Hvor $\Delta t_{m,\ln}$ defineres ud fra følgende:

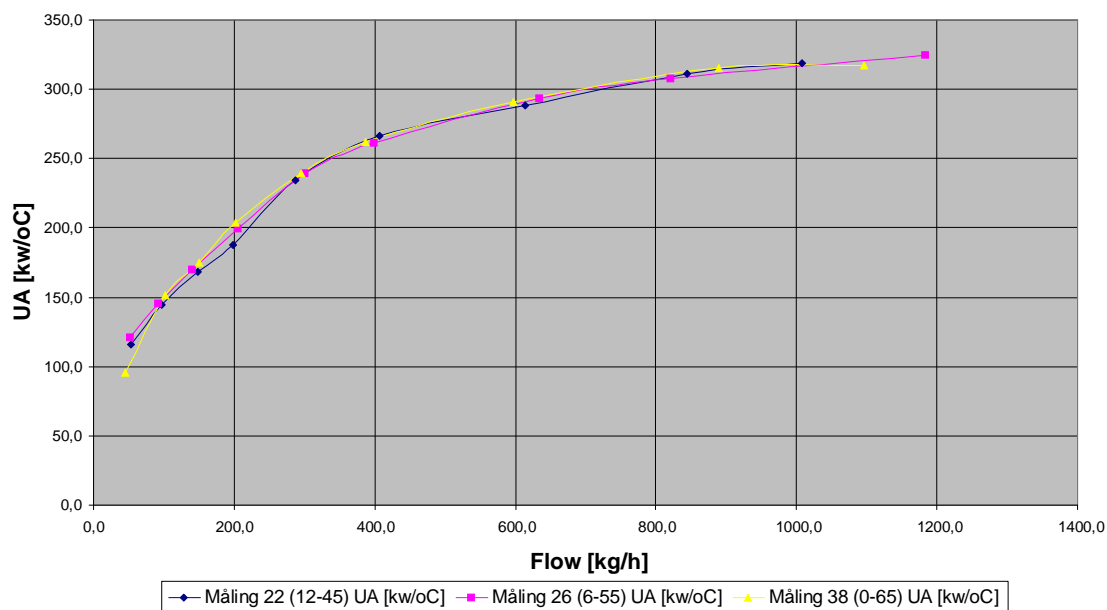
$$\Delta t_{m,\ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{t_1}{t_2}}$$

Φ er den beregnede afgivne effekt i målingen

Δt_1 er $t_{\text{retur}} - t_{\text{friskluft}}$ [°C] (da der regnes som modstrøm)

Δt_2 er $t_{\text{frem}} - t_{\text{indblæsning}}$ [°C] (da der regnes som modstrøm)

UA som funktion af flow ved forskellige temperaturer



Figur 3.8 UA's temperatur i uafhængighed af fladens operationsområde.

Af de sammenfaldende kurver kan konkluderes, at U kun er afhængig af flow på vand og luftside alene, og temperaturerne ingen betydning har i de valgte temperaturområder for luft og vand.

Udnyttelse af fladens faceareal ved flowreduktion

De optagne kurve for varmetransmissionskoefficienten indikerer, at facearealet udnyttes til fulde også ved kraftige flowreduktioner. Dog er det valgt at eftervise dette yderligere ved hjælp af termograferinger af fladen. Derved bliver fladens symmetri også verificeret.

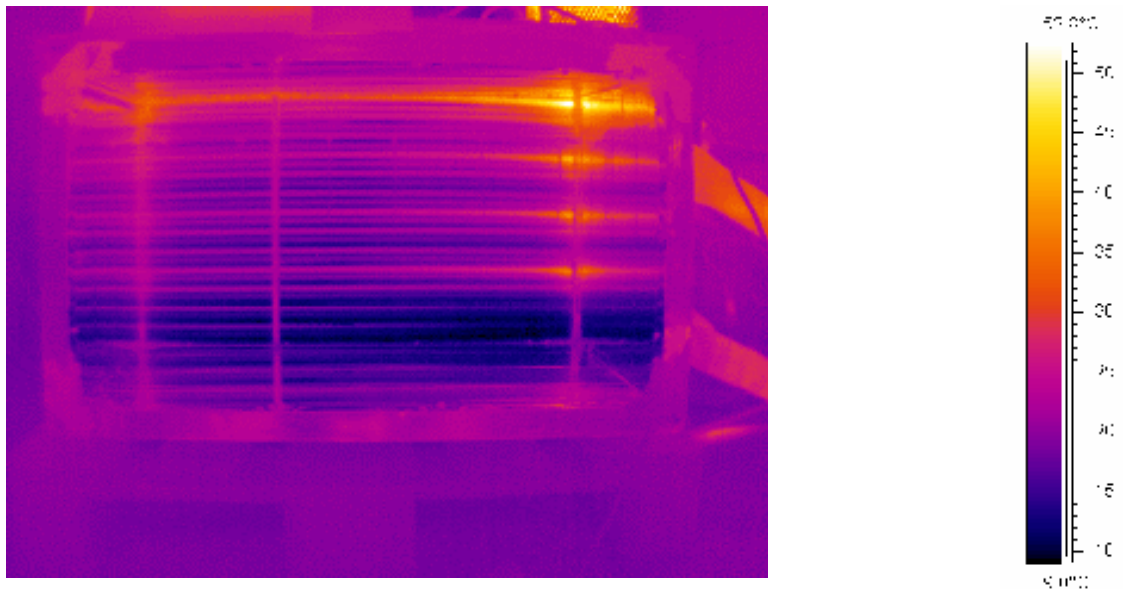
Der er en vis lagdeling på luftsiden, på grund af de zoner som strengene inddeler varmefluden i. Yderligere er der for denne flade en død zone i bunden, hvor rørene ikke gennemløbes af vand.

På termograferingerne ses en lodret streg 25 % inde i fladen, set fra venstre. Dette er et kobberør hvori termotrådene føres ud til måleplanet. Ligeledes er der en vandret streg som ikke ses så tydeligt. Disse skal der ses bort fra i indtrykket af billedet.

For at undersøge varmefordelingen er der foretaget følgende målinger:

- Måling 1: Vandmængde - 50 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 2: Vandmængde - 100 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 3: Vandmængde - 150 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 4: Vandmængde - 200 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 5: Vandmængde - 300 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 6: Vandmængde - 400 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 7: Vandmængde - 600 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 8: Vandmængde - 800 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]
- Måling 9: Vandmængde - 1000 [l/h], luftmængde - 900 [m³/h], $t_{\text{frem}} - 65$ [°C], $t_{\text{luft}} - 6$ [°C]

Nedenfor er vist den mest kritiske situation, hvor flowet har været reduceret til under 10% af nominelt flow:



Figur 3.9 Temperaturfordeling – vandflow 50 l/h, 50% luft, fremløb 65°C og friskluft 6°C.

På billedet ses strengenes indgangsrør tydeligt. Fladens 4 aktive zoner fremgår også meget klart. Yderligere ses tydeligt det store mørke felt i bunden, hvor luften passerer uopvarmet igennem fladen. Dette bevirker skæv varmfordeling, som vandflowet ikke kan rette op på, da rørene ikke er gennemstrømmede med vand i dette område af fladen.

Termograferingen viser at varmfordelingen på rørene er identisk/symmetrisk, med undtagelse af streng 1, hvilket kun kan skyldes at denne gennemstrømmes af mere vand, konkluderet på basis af, at røret holder temperaturen mere konstant – set horisontalt - på trods af at det samme luftflow overstryger røret.

Asymmetrien kan skyldes én eller flere af nedenstående:

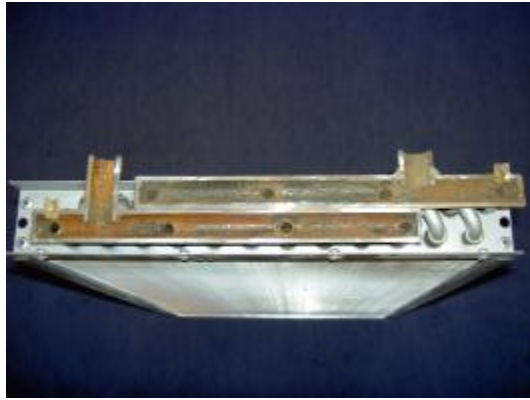
- Forskelligt tryktab i strengene, på grund af konstruktionsmæssige årsager
- Hovedtilgangen til fordelerstokken sidder mellem streng 1 og 2. Dette gør at der kommer dynamiske strømningsforhold i dette område
- Termisk opdrift
- Grater og lignende skaber større tryktab i visse rør

Med hensyn til frostsikring, vil en mindre vandmængde i en streng kunne skabe frostsprængninger i denne, før end den gennemsnitlige returtemperatur for alle zonerne nærmer sig nul. I dette tilfælde eksisterer der én varm streng og 3 kolde strenge. Dette betyder at de kolde har mere indflydelse på den samlede returtemperatur end den varme, hvorfor en decideret nedsætning af driftsområdet for at lave frostsikring, ikke er nødvendig for denne flade.

Det konkluderes at varmfordelingen er tilstrækkelig, derfor er der i denne henseende ingen barrierer for at det nye system vil fungere optimalt.

Umiddelbart kan der foretages nogle forbedringer af fordelerstokken. Af opskæringen fremgår det, at hovedtilgangsrøret sidder langt inde i stokken, hvorfor dette formindsker arealet og yderligere skaber stor turbulens. Et problem der kunne løses let ved at tilpasse tilgangs- og afgangsrøret så det ikke går ind i selve stokken.

Samme problem opstår i forgreningerne/sammenløbene mellem stokkene og strengene. Igen stikker strengene et par millimeter ind i stokken, hvilket er en u hensigtsmæssig konstruktion.



Figur 3.10 - Billede af opskårede fordelerstokke.



Figur 3.11 - Billede der illustrerer turbulens omkring indgang til streng 1.

Indvendig frostfare i fladen ved reduceret flow

Den strømningsmæssige fordeling over varmepladen betyder, at vandets returtemperatur ikke altid forholder sig til de enkelte rør. Med dette menes, at der ved en vandreturtemperatur på 5°C kan forekomme et rør med 0°C vand på grund af forskellige tryktab/vandmængder igennem rørene. Som tidligere nævnt er det konkluderet, at vandmængden gennem streng 1 er højere end de andre streng. Dette betyder at streng 1 vil nå en returtemperatur på 0°C senere end de andre. Det er altså ikke streng 1 der vil fryse først.

Der er gennemført et længerevarende forsøg på omtrent 30 minutter, hvor returtemperaturen varierede fra 0-2 °C, uden dette gav anledning til frostsprængninger. Det konkluderes derfor at en returtemperatur på 0 °C ikke umiddelbart skaber problemer.

Med dette er der ikke sagt, at en returtemperatur på 0 °C skal angives som acceptabelt driftspunkt. Dette er kun tilfældet hvis man ønsker at konstruere et system med en sikkerhedsfaktor på 1.

Det er derfor interessant at opstille driftssituationer, hvor returen bliver 0 °C, for at konkludere om disse er realistiske. Disse situationer fremkommer af den i Peter Svendsens eksamensprojekt underbyggede teori om parallelforskydning af målinger. Det er påvist at så længe Δt mellem luft og vand holdes konstant, vil den afgivne effekt bibeholdes, uanset temperaturerne. Når dette er gældende kan kapacitetsmålingerne benyttes til at opstille teoretiske situationer, hvor returtemperaturen bliver 0°C, hvilket er anvendt i nedenstående forsøg.

Situation 1:

- 100% luft
- 55°C fremløb
- 0°C retur
- 10°C friskluft
- 43 l/h

Parallel forskydning af målesæt nr.: 38

Situation 2:

- 100% luft
45°C fremløb
0°C retur
-10°C friskluft
50 l/h

Parallel forskydning af målesæt nr.: 39

Situation 3:

- 100% luft
45°C fremløb
0°C retur
-20°C friskluft
250 l/h

Parallel forskydning af målesæt nr.: 38

Varmefladens nominelle vandflow er 600 l/h, hvorfor alle resultater (vandflow) ligger langt under dette. Dette vil betyde, at et traditionelt system med konstant nominelt flow skulle udsættes for ekstreme stationære driftsforhold for at have problemer med frostpropper. Idéen her er netop at reducere vandflowet, hvorfor der skal tages højde for dette.

I Danmark dimensioneres klimaanlæg og lignende efter en udetemperatur på – 12 °C. Dette betyder, at i ovenstående situation 1 og 2 ligger man tæt på dette. I disse situationer skal der omtrent 50 l/h igennem fladen for at opnå de 0 °C på returen. Det forekommer dog samtidig meget unaturligt at køre under 10% af nominel flow, når udetemperaturen er så lav. *Frostsprængning er derfor ikke noget problem under stationær drift, ved normale omstændigheder.*

Der kan dog i en eventuel opstartsfasen risikeres frostsprængninger – helt analogt til de i dag anvendte kredse - da vandet til varmefladen kan være afkølet i rørene, og dermed ved et lavt opstartsflow, vil kunne skabe frostsprængninger.

Dette synes ikke at være et problem i traditionelle anlæg. Problemet kan afhjælpes hvis opstartsflowet sættes til nominelt flow.

3.4 Dynamiske egenskaber

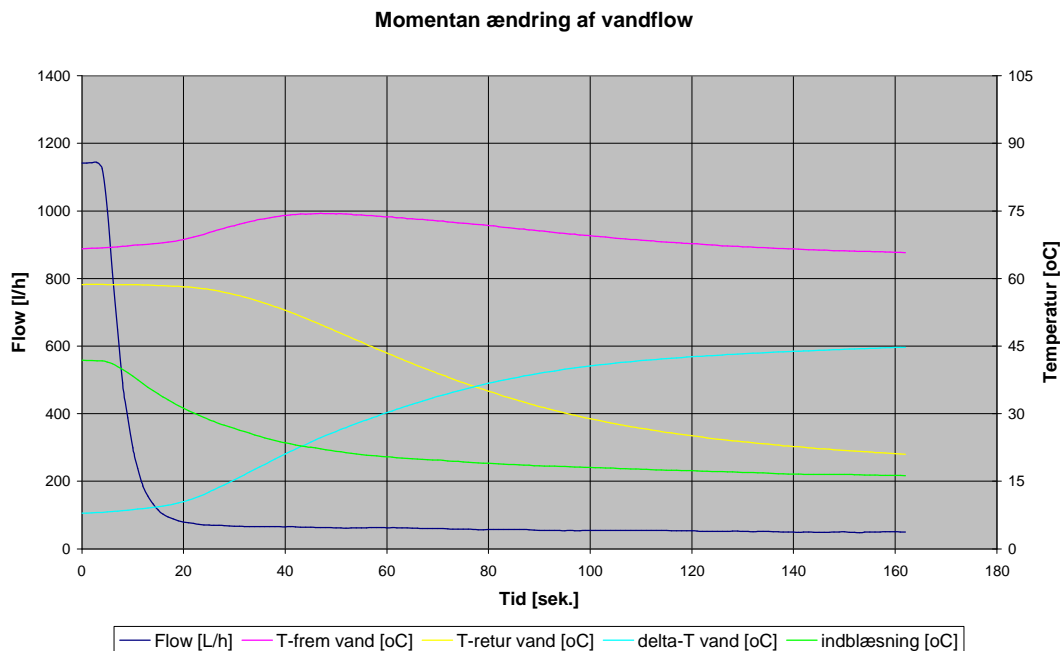
Efter at det er påvist at en varmeplade statistik set vil fungere ganske tilfredsstillende ved hjælp af en flowregulering, selv i det lave flowområde, er det interessant at vurdere fladens dynamiske egenskaber, set i et reguleringsøjemed. Med dynamik menes bevægelser i gældende parametre.

Alle foregående målinger er udført under sekundære forhold, hvor reguleringen har indstillet sig inden målingernes start. Ved at foretage dynamiske målinger på varmepladen kan reaktionstider, dødtider m.v. i systemet bestemmes.

Målinger på de tidligere nævnte størrelser er nu foretaget som en kontinuerlig logning af parametrene – en måling hvert sekund. Der er ændret momentant på en størrelse og derefter observeres systemets (de øvrige parametres) reaktion på denne ændring.

Dynamiske målinger er foretaget på alle parametrene, men det mest interessante i dette tilfælde er systemets reaktion på momentane ændringer i vandflow.

Nedenstående kurve illustrerer resultatet af en momentan ændring af vandflowet fra 1.100 l/h til 50 l/h. Denne ændring er foretaget med kugleventilen til sekundærkredsen på forsøgsopstilling 1.



Figur 3.12 Diagram som illustrerer parametrenes reaktion på momentan ændring af vandflow.

Vandflow (mørkeblå)

Vandflowet igennem varmepladen - det er denne parameter der ændres ”momentant”, dog går der ca. 10-15 sekunder inden flowet har stabiliseret sig.

Vandets fremløbstemperatur (lyserød)

Som det fremgår ud fra den lyserøde kurve, er dette fremløbstemperaturen på vandsiden. Denne burde være stabil på de 65 °C, men der er en lille variation, hvor den stiger for igen at falde ned. Dette skyldes umiddelbart primært den styring og regulering der er i varmesystemet. Denne stigning skyldes dermed nærmere forsøgsopstillingen og er ikke et udtryk for dynamiske egenskaber for pladen.

Vandets returtemperatur (gul):

Efter omkring 20 sekunder reagerer temperaturen på returvandet fra fladen. Grunden til faldet er at vandet pludselig opholder sig længere tid i varmepladen, på grund af det reducerede flow. Dette betyder at vandet bliver væsentlig mere afkølet. Der opstår en stationær tilstand igen efter omkring de 160 sekunder.

Vandets temperaturdifferens (lyseblå)

Med den, stort set, fastholdte fremløbstemperatur følger temperaturdifferensen selvfølgelig returtemperaturen, blot er ændringen med modsat fortegn.

Luftens indblæsningstemperatur (grøn)

Eftersom vi nedsætter vandflowet kraftigt og dermed også den afgivne effekt fra vandet, falder indblæsningstemperaturen, da luftmængden er fastholdt. Indsvingningstiden følger temperaturprofilerne på vandflowet – det vil sige stabilisering efter ca. 160 sek.

Af målingerne fremgår det, at systemet med en god regulering, ville være i stand til at være stabilt på få minutter. Det er vel og mærke med en momentan flowændring – og dermed effektændring - fra 200 til 10% – som må anses som et unormalt højt reguleringsstep, men faktisk gennemførligt med en regulerbar pumpe.

I praksis – de traditionelle kredse - regulerer klimaanlæg ikke med så små tidskonstanter som faktisk muligt. Blandesløjferne er meget mere træge og meget sårbare overfor om motorventilen er helt korrekt tilpasset til opgaven, hvad angår størrelse og følsomhed. Ofte går der timer før en ønsket ændring i fx indblæsningstemperaturen har indstillet sig.

3.5 Forsøgenes repræsentativitet

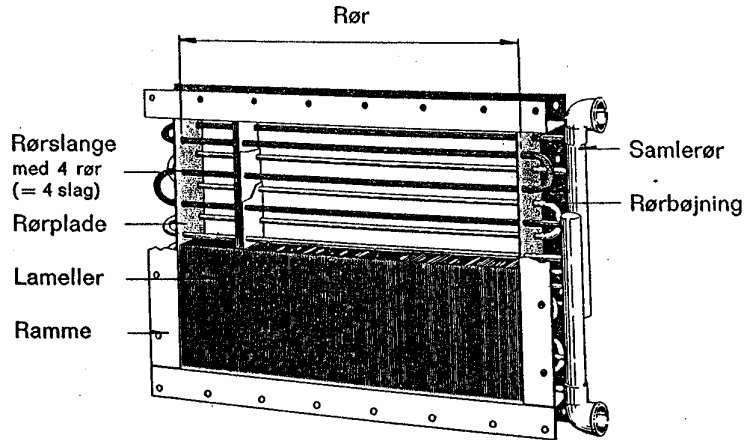
Den i projektet anvendte fladetype – rørveksler udformet som modstrøm – er en meget udbredt type varmeplade, men nedenfor er gjort nogle overvejelser gående på andre fladetyper, størrelser, temperatursæt med hensyn til om konklusionerne kan generaliseres til hele varmepladeområdet.

Fladerne anvendes i komfort-, industri og varmegenvindingsanlæg til opvarmning, køling af luft ved hjælp af vand (brine), samt til energiudveksling i forbindelse med varmegenvinding.

De mest anvendte flader er lamelfladerne der er opbygget af et antal rør med påsatte lameller, og indbygget i en pladeramme.

Rørene er lagt parallelle og arrangeret i et zigzag-mønster i rækker vinkelret på luftstrømmen.

Rørene samles ved hjælp af bøjninger til rørslinger tilsluttet til- og afgangssamlerør, se figur.



Ved at dele vandstrømme op i delstrømme gennem de enkelte rørslanger (slag), som har den samme længde, opnås en jævn køle- og varmfordeling over fladerne.

Rørslangerne kan varieres og afhænger af det ønskede temperaturfald på vandet, samt af vandhastigheden gennem varmepladens rør.

Antallet af rørrækker afhænger af den ønskede temperaturstigning eller temperaturfald på luften og af temperaturdifferensen mellem luft og vand.

Antallet af rørrækker for varmepladerne er i dag øget på grund af kravet i Bygningsreglementet for tilslutning til fjernvarme, hvor varmepladen skal dimensioneres for en fremløbstemperatur på 70 °C og en afkøling af fjernvarmevandet på mindst 30°C ved en udetemperatur på -12°C.

For køle- og varmegenvindingsflader er antallet af rørrækker også stort, da der dels anvendes vand med glykol, hvor der ønskes en lav afkøling af luften, dels når der ønskes en lille temperaturdifferens på vandsiden, og dels når der ønskes en stor temperaturdifferens på luftsiden.

Strømningsprincippet for luft/vand gennem fladen afhænger af antal rørrækker. Færrest giver en krydsstrøm og flest rørrækker en modstrøm.

Luft og vand tilsluttes normalt i modstrømskobling, og med en temperaturregulering af fremløbstemperaturen til fladen, hvilket medfører at vandstrømmen gennem fladerne er konstant.

4 Forsøg – aggregat

Med henblik på at få fuldstændig overblik over, hvorledes de hydrauliske tab fordeler sig i en eksisterende varmepladekobling, er en varmepladekobling på et eksisterende Exhausto-aggregat hos Teknologisk Institut blevet forsynet med en række målepunkter. Desuden er etableret mulighed for at ”bort shunte” nogle komponenter og installere en regulerbar pumpe i stedet. I dette kapitel præsenteres de væsentligste af hovedresultaterne/konklusionerne fra forsøg udført på denne opstilling:

- Hydraulisk opmåling på eksisterende varmekreds (overdimensioneret)
- Hydraulisk estimat på eksisterende varmekreds (korrekt dimensioneret)
- Hydraulisk opmåling på ny kreds m. flowregulering

Alle opmålingerne er udformet ved henholdsvis 25, 50, 75 og 100% varmebelastning ved fuld luftmængde og en indblæsningstemperatur på ca. 20°C

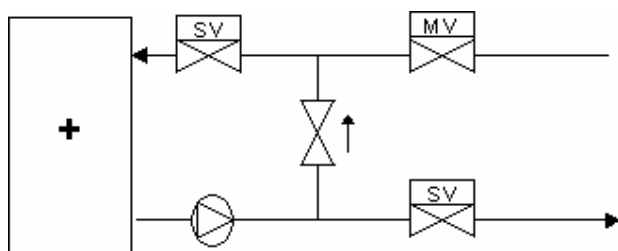
4.1 Forsøgsopstillingen

Som figurerne viser, er den eksisterende kobling bestående af 2 stk. strengreguleringsventiler, motorventil, pumpe i sekundær kreds kontraventil reduceret til én strengreguleringsventil og en regulerbar pumpe.

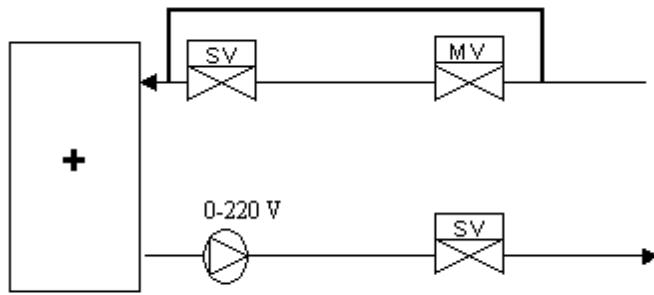
Ved hjælp af manometre og flowmeter er tryktab over komponenterne og flowet målt.

Som nævnt er opstillingen bygget på et eksisterende Exhausto anlæg i drift på Teknologisk Institut. Dette bevirker at der ikke haves ideelle forhold og det dermed er umuligt at skabe 100% sammenlignelige driftssituationer, hvilket jo er ønskeligt da det er en sammenligning mellem principielle kredsdesign, der ønskes udført.

De sammenlignelige data vist i rapporten er derfor fremkommet ved at ekstrapolere data efter de fysiske love (fx tryktabet over en komponent er proportionalt med flowet i anden potens) ud fra forskellige ”fix punkter” for flowet.



Figur 4.1 Traditionel kreds



Figur 4.2 Flowreguleret kreds.



Figur 4.3

4.2 Opmåling af eksisterende kreds (overdimensioneret)

Oprindelig kreds - overdim.	Luftmængde [1800 m ³ /h]			
	Vandflow [1 = 600 l/h]	0,25	0,5	0,75
tryktab MV - primær [mVS]	1,5	1,5	1,5	1,5
tryktab SV - primær [mVS]	0,2	0,6	1,4	2,5
tryktab SV - sekundær [mVs]	1,3	1,3	1,3	1,3
tryktab Flade - sekundær [mVS]	0,7	0,7	0,7	0,7
tryktab Kontra - sekundær [mVS]	0,3	0,2	0,1	0
flow [l/h] - primær	150	300	450	600
flow [l/h] - sekundær	600	600	600	600
Pumpe sekundær kreds [Watt], målt	70	70	70	70
Motorventil [Watt]	5	5	5	5
Pumpe hoved [Watt], eta 10%, estimat	6,8	17,4	35,6	65,4

Tabel 4.1

Det konkrete anlæg på Teknologisk Institut vurderes af erfarne ventilationsfolk, som et godt repræsentativt billede på hvorledes vandkredsens tilpasning til de aktuelle driftsforhold ikke er optimale.

Meget ofte har følgende gjort sig gældende:

- Motorventilen er valgt for lille, og dermed med et for stort indbygget tryktab.
- Strengreguleringsventilerne bliver efterfølgende indstillet med den for lille motorventil, og vil derfor også blive behæftet med et unødvendigt stort tryktab.

Anlægget på Teknologisk Institut har en størrelse svarende til ventilering af et kontorlandskab med 25 ca. personer. Pumpeeffekten i den sekundære vandkreds er målt til 70 W, men yderligere afstedkommer kredsen dels et egetforbrug til motorventilen og dels et pumpeforbrug i den primære forsyningskreds.

Når der opereres med maksimalt varmebehov, afstedkommer kredsen et samlet effektbehov på ca. 140 W. Dette reduceres til ca. 80 W, når varmebehovet er reduceret til 25%.

Reduktionen skyldes at det høje tryktab over motorventilen ved reduceret varmeydelse oppebæres af et tilsvarende reduceret flow, og dermed belaster pumpen i primærkredsen mindre. Tryktabet over strengreguleringen i primærkredsen er stærkt reduceret i takt med det nævnte reducerede flow. Der er antaget et konstant tryktab over motorventilen under reguleringen. Denne antagelse forudsætter en pumpe med en "flad karakteristisk" i den primære forsyningskreds.

4.3 Estimat på optimalt dimensioneret eksisterende kreds

Tabellen nedenfor forudsætter at der havde været benyttet en større motorventil med en højere k_{vs} værdi, og dermed et lavere tryktab ved samme flow. Tilsvarende er også forudsat en anderledes indstilling af strengreguleringsventilerne – alt i alt bevirker dette et væsentligt reduceret tryktab i kredsen.

Oprindelig kreds - optimal				
Vandflow [1 = 600 l/h]	0,25	0,5	0,75	1
tryktab MV - primær [mVS]	1,0	1,0	1,0	1,0
tryktab SV - primær [mVS]	0,1	0,3	0,7	1,3
tryktab SV - sekundær [mVs]	0,3	0,3	0,3	0,3
tryktab Flade - sekundær [mVS]	0,7	0,7	0,7	0,7
tryktab Kontra - sekundær [mVS]	0,3	0,2	0,1	0
flow [l/h] - primær	150	300	450	600
flow [l/h] - sekundær	600	600	600	600
Pumpe sekundær kreds [Watt], estimat	40	40	40	40
Motorventil [Watt]	5	5	5	5
Pumpe hoved [Watt], eta 10%, beregnet	4,4	10,8	21,2	37,6

Tabel 4.2

Det er vurderet, at en pumpe med optaget effekt på ca. 40 W samt maksimal trykydelse på ca. 1,3 mVS vil kunne have pumpet ønsket flow rundt i kredsen.

Derfor vil den totale effekt til pumpning af flow ved 100% varmebelastning være reduceret til 82,6 W fra de i praksis målte/estimerede 140,1 W. I de øvrige belastningspunkter er effekten reduceret til 66,2 , 55,8 og 49,4 W fra de tidligere 110,6 , 82,4 og 81,8 W.

Reduktionen er fordelt i såvel primær- som sekundærpumpen.

4.4 Opmåling af flowreguleret kreds

Flowreguleret kreds				
Vandflow [1 = 600 l/h]	0,25	0,5	0,75	1
tryktab MV - primær [mVS]	0,0	0,0	0,0	0,0
tryktab SV1 - sekundær [mVS]	0,0	0,0	0,0	0,0
tryktab SV2 - primær [mVS]	0,1	0,3	0,7	1,3
tryktab Flade - sekundær [mVS]	0,0	0,2	0,4	0,7
tryktab Kontra - sekundær [mVS]	0	0	0	0
flow [l/h] - primær	150	300	450	600
flow [l/h] - sekundær	150	300	450	600
Pumpe sekundærkreds [Watt], målt	20	29	42	56
Motorventil [Watt]	0	0	0	0
Pumpe hoved [Watt], eta 10%, beregnet	0,0	0,0	0,0	0,0

Tabel 4.3

Kredsen, der er nødvendig, såfremt varmebladen flowreguleres er som vist i tidligere diagram langt mere simpel.

Med en installeret regulerbar pumpe, hvor belastningspunkterne er sat manuelt, er målt nødvendig pumpeeffekt på henholdsvis 56 , 42 , 29 og 20 W. Kredsen afstedkommer i teorien ikke nødvendigt pumpearbejde i den primære forsyningskreds, og elforbrug til drift af motorventilen er ligeledes overflødiggjort.

Karakteristisk er det selvfølgelig også, at tryktabet over varmebladen reduceres kraftigt ved stigende belastning

5 Sparepotentialiet ved "ny vandkreds"

Den eksisterende blandesløjfe fungerer upåklageligt i dag, såfremt den er dimensioneret og indreguleret korrekt. Det er derfor en klar nødvendighed, at der forefindes et potentiale/salgsargument for at tage den nye og "uprøvede" kreds i anvendelse.

Dette kapitel redegør for disse potentialer. For varmefladerne bygger estimerne på decide-rede forsøg, mens kølesiden for nærværende udelukkende er analytisk behandlet af Tekno-logisk Institut med stor køleteknisk ekspertise.

5.1 Typer af besparelser

Nedenfor er listet de forskellige rationale typer projektet har afdækket:

- direkte elsparepotentialer i form af reduceret pumpenergi i såvel forsyning af varmeplade som forsyning af køleplade
- indirekte energibesparelser ved udnyttelse af de forbedrede kontrolmuligheder
- indirekte besparelse i form af positiv indvirkning på forsyningsanlægget
- reducerede omkostninger til indkøb/installering af blandesløjfen, som følge af det redu-cerede antal af anvendte ventiler m.v.

5.2 Direkte elbesparelser

Det direkte elsparepotentiale er behandlet for henholdsvis varme- og køleflader. Potentialet er behandlet relativt uddybende indenfor varmepladerne, mens det udelukkende er verbalt beskrevet inden for kølepladerne, hvor det også vurderes mere beskedent, så længe afgræns-ningen er lavet til HVAC-anlæg.

Varmeflader

Potentiale - i alt					
Pumpe sekundær kreds [Watt], målt	50	41	28	14	
Motorventil [Watt]	5	5	5	5	
Pumpe primær [Watt], eta 10%	6,8	17,4	35,6	65,4	
I alt [Watt]	61,8	63,4	68,6	84,4	
Årlig drift [h]	1300	1300	1300	400	samlet
Besparelse [kWh]	80,3	82,4	89,2	33,8	285,7
Procentuel besparelse	76%	69%	62%	60%	67%
Oprindeligt [kWh]	106,3	120,1	143,8	56,2	426,4
Potentiale - ifht. Ideel opr.					
Pumpe kreds [Watt], estimat	20	11	-2	-16	
Motorventil [Watt]	5	5	5	5	
Pumpe hoved [Watt], eta 10%	4,4	10,8	21,2	37,6	
I alt [Watt]	29,4	26,8	24,2	26,6	
Årlig drift [h]	1300	1300	1300	400	samlet
Besparelse [kWh]	38,2	34,9	31,5	10,6	115,3
Procentuel besparelse	60%	48%	37%	32%	45%
Oprindeligt [kWh]	64,2	72,6	86,1	33,0	256,0

Tabel 5.1

Som berørt under kapitel 4, er der tale om to niveauer af besparelse:

- niveau i forhold til praksis i dag
- niveau i forhold til korrekt udformning med dagens teknologi.

Som det ses i tabellen, er den samlede elbesparelse ved tilkobling af varighedskurven 1.300 h, 1.300 h, 1.300 h og 400 h i punkterne 25%, 50%, 75%, 100% varmebehov beregnet til henholdsvis 115,3 kWh og 285,7 kWh på det konkrete anlæg på Teknologisk Institut, som opererede med en luftmængde på 0,5 m³/s. Der er regnet med ca. 1.700 timer i det normale driftsår på 6.000 timer, hvor en evt. varmegenvinding klarer hele varmebehovet til en acceptabel indblæsningstemperatur på ca. 20°C.

For at opskalere potentialet på landsplan er antaget proportionalitet mellem potentialet og luftmængden.

I tabellen nedenfor er vist et branchevis opskalleret potentiale. Opskaleringen er udført via følgende forudsætninger:

- opgjorte landsdata for elforbruget til ventilation / Unitool
- vurderet repræsentativ ventilationseffektivitet / Teknologisk Instituts ventilationsfolk
- vurderet repræsentativ årlig driftstid / Teknologisk Institut ventilationsfolk

	N&N	Tekstil	TRÆ	Grafisk	Kemisk	Sten	J&M	Industri	I alt	Service	Offentlig	Landbrug	Andet	Sarret
I alt [GWh]	254	37	37	158	71	343	283	1183	566	776	469	101		
Nspec [W/(m³/s)]	3000	5000	5000	3500	3500	2000	4000		3000	3000	1500	2500		
Årlig drift [h]	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000		4000	4000	8760	4000		
Beregnet luft [m³/s]	14111	1233	1233	7524	3381	28583	11792	67858	47167	64667	35693	10100	225483	
Potentiale								39	27	37	20	6	129	
pris/kWh								0,5	1	1,5	1	1		
Besparelse [mill]								19	27	55	20	6	128	

Tabel 5.2 Tabellen viser et samlet direkte elsparepotentiale på ca. 129 GWh set i forhold til udgangspunktet i dag.

Retfærdigvis skal siges at potentialet, såfremt at kredsene var optimalt dimensioneret med dagens teknologi, ville reduceres til 52 GWh, men den nye kreds er meget mindre sårbart overfor korrekt størrelsesvalg af komponenter, derfor er det valgt at vise begge potentialer.

Køleflader

Langt fra alle anlæg er forsynet med køleflader, dog er de i vækst specielt i servicesektoren på grund af stigende anvendelse af glas i byggeriet.

Yderligere er antallet af timer i året, hvor køling er nødvendigt normalt begrænset til perioder, hvor udetemperaturen er over 15°C – hvilket betyder at den årlige driftstid er reduceret til ca. 1.000 timer – forudsat at pumpekredsen slukkes i den øvrige periode, og ikke blot står og recirkulerer 100% i sekundærkredsen.

Alt i alt vurderes potentialet på det enkelte HVAC anlæg, der er forsynet med såvel køling som opvarmningsmulighed, at være noget mindre for kølekredsen end for varmekredsen. Det vurderes at under 50% af HVAC-anlæg i Danmark er udstyret med mulighed for køling på luften.

5.3 Indirekte energibesparelser

Tidligere er anført en bedre – hurtigere og mere præcis kontrol af en eventuel indblæsnings-temperatur ved brug af den nye kreds med en pumpe som reguleringsobjekt, frem for en motorventil sammenholdt med brug af mere avancerede reguleringsmodeller, der kan medtage flere ”forstyrrelser” m.v.

Denne forbedrede kontrol bevirker en øget mulighed for eksperimentering og ”stramning” af setpunkterne i fx CTS-anlæggene for indblæsningstemperaturen. Kan svingningerne over timer undgås, kan det for en installation betyde et acceptabelt setpunkt på 20°C frem for 22°C. I dag når temperaturen ligeledes er 20°C i perioden – ”dalene” i svingningen.

Der er ikke sat landstal på denne type besparelse, men en reduktion fra 22°C til 20°C vil på et anlæg med varmegenvinding betyde en reduktion i varmebehov til opvarmning af ventilationsluft på ca. 25%. Med andre ord er der sandsynligvis store varmebesparelspotentialer forbundet med denne forbedrede kontrol.

Det vurderes, at der er store køletekniske fordele ved at regulere pumper i sekundære kredse i kølesystemer. Dels den direkte energibesparelse ved lavere effektforbrug på den enkelte pumpe, men samtidig vil mulighederne for mere præcis regulering af kølesystemet kunne medføre et faldende energiforbrug.

Der er igennem tiderne lavet flere undersøgelser vedr. optimal drift af pumper i kølesystemer og specielt i anlæg, hvor der anvendes kompressorregulering (fx via frekvensregulering af kompressormotoren) er der vist en række interessante forhold. Undersøgelserne har bl.a. konkluderet, at der er stort besparelspotentiale ved regulering af pumper i kølesystemer (se ref /1/) og samtidig har det kunnet eftervises (se ref. /2/) at frekvensreguleres kompressoren i et køleanlæg, bør eventuelle pumper og ventilatorer ligeledes kunne omdrejningstalsreguleres.

Rent køleteknisk vil en nedregulering af flowet på sekundærsiden i et køleanlæg resultere i en lavere fordampningstemperatur, og dermed teoretisk en dårligere virkningsgrad. Praksis viser dog at faldet i selve køleanlæggets virkningsgrad kan opvejes af det faldende effektforbrug på pumpen.

Der er dog en række uafklarede forhold, som alle menes at kunne have betydning i denne sammenhæng. Dette er forhold som eksempelvis:

- Temperaturfordeling i forskellige vekslertyper
- Sikkerhed i fordampere (isdannelse)
- Kølemiddelvalgets indflydelse – fx har en række kølemidler glide, som vil kunne få stor indflydelse på anlæggets effektivitet ved varierende flow på sekundær side
- Muligheder for udnyttelse af kulde/varme akkumulering, herunder samspil med eventuelle buffertanke.
- Anvendelse af helt nye brinetyper og herunder muligheder for anvendelse af CO₂ i pumpekredsløb.
- For lave strømningshastigheder kan medføre aflejringer i vekslerne og samtidig vil løse partikler kunne "lægge sig" u hensigtsmæssige steder i anlægget.

5.4 Indkøbsomkostninger til blandesløjfe

Den nye blandekreds vil være forbundet med såvel fordyrende som besparende elementer, set i forhold til indkøb af blandekredsene i dag som ofte befinder sig i prislejet 20.000 – 50.000 kr. alt afhængig af størrelse og kompleksitet.

På besparelsessiden vil være reduceret komponentkøb i form af motorventil, kontraventil og strengreguleringsventiler. Dette i sig selv kan sagtens udgøre en udgift på 3.000 – 5.000 kr. Ydermere forventes håndværkeromkostninger til smedearbejde at være reduceret i og med rørføringen nu er ganske simpel, og der er stort set ikke nogle komponenter.

Selve indreguleringen som i dag er en ”ingeniør-disciplin” i sig selv, er også overflødiggjort i og med at der i realiteten ikke er nogle ventiler, der skal have korrekt indbyrdes indstilling for at varmforsyningen til fladen fungerer i hele belastningsområdet.

Selvfølgelig må den nye pumpe (inkl. automatik) nødvendigvis blive dyrere end den nettilsluttede pumpe anvendt i dag, men der vil som supplement til elbesparelsen og de reguleringsmæssige fordele givet være et klart privatøkonomisk meget synligt incitament til at anvende den nye kreds i og med den må blive mærkbart billigere i indkøb end tilfældet er med kredsene i dag.

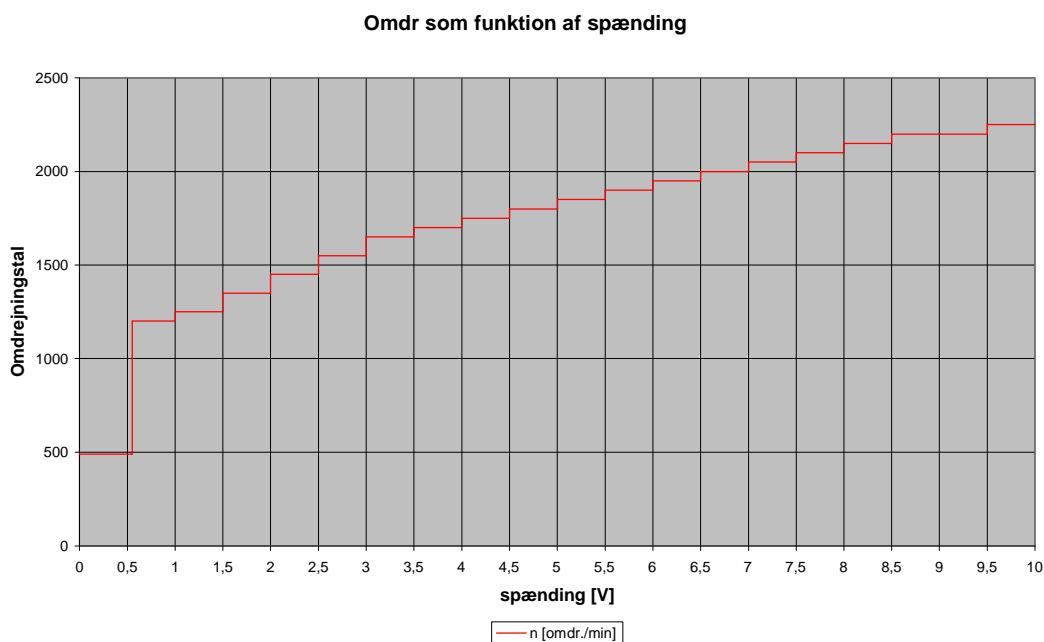
6 Perspektiver og udfordringer for ny løsning

I dette kapitel er fremhævet nogle tekniske **udfordringer** forbundet med udviklingen af den **flowregulerende** kreds til varme- og køleflader. Disse udfordringer skal selvfølgelig overvindes før end en decideret produktudvikling kan iværksættes, og de store potentialer nævnt i kapitel 5 realiseres. Positivt viser det privatøkonomiske incitament, at kan kredsens udvikles som antydnet i dette forprojekt, så vil markedsindtrængningen løbe hurtigt i og med der sandsynligvis vil have et bedre og billigere produkt, som oven i købet er langt mere energieffektivt.

6.1 Pumpen

Den essentielle komponent i reguleringen af varmekredsen, er den regulerbare pumpe. I dette projekt har Grundfos bidraget med en regulerbar pumpe, som slet ikke er forberedt/udviklet til formålet.

Det har været muligt at regulere pumpen i spring som vist i figuren.

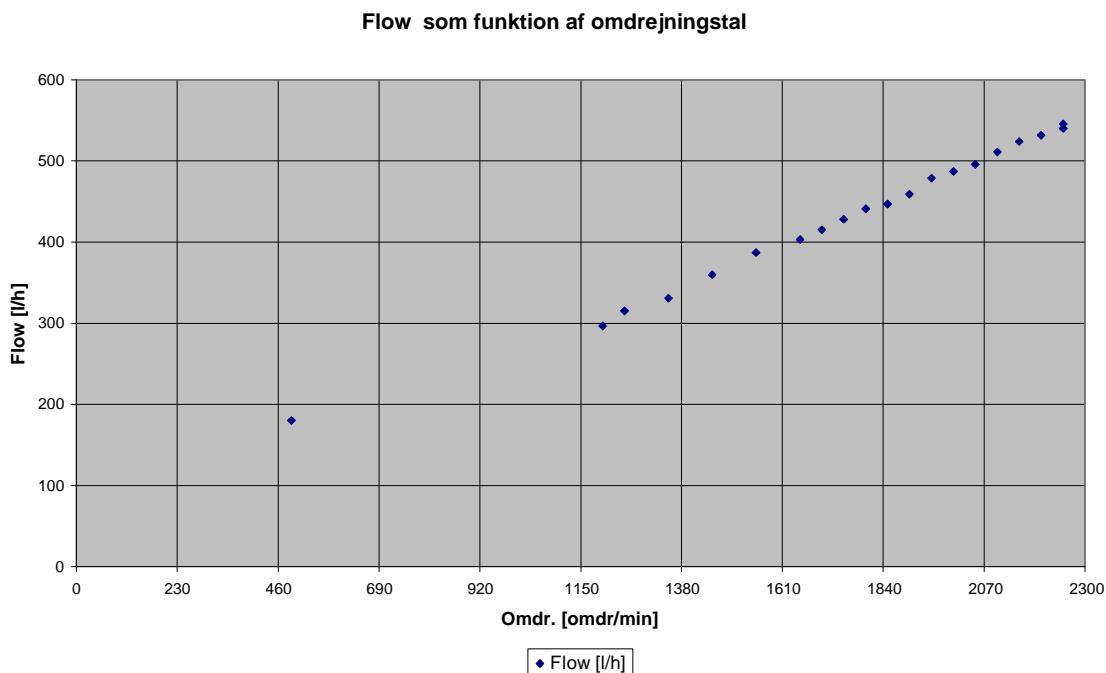


Figur 6.1 Diagram der viser omdr. som funktion af spænding i den regulerbare pumpe.

Pumpes omdrejningstal er reguleret ud fra en 0-10 V spænding. Figuren viser at pumpen ikke i dag kan reguleres kontinuerlig, men reguleres stepvis.

Den konkrete pumpe minimumsomedrejningstal er 490 omdr./min, og der er ikke et reguleringsområde mellem 490 og 1.200 omdr./min.

Pumpens reguleringsområde med hensyn til flow afhænger af systemkarakteristikken. I det konkrete tilfælde fremgår det, at pumpens reguleringsområde er relativt lille, hvilket ses af at den kun kan gennemstrømme sløjfen med 180 – 550 l/h. Yderligere kan den ikke regulere under 300 l/h.



Figur 6.2 - Diagram der illustrerer flowet igennem systemet som funktion af omdrejningstal.

Af målingerne fremgår det, at pumpens step medfører en relativ dårlig regulering. Med dette menes, at mellem hvert step er der 5% af det samlede reguleringsområde, hvori den ikke kan regulere.

Til sammenligning kan nævnes ventiler, og deres ventilportskarakteristik. Denne kan sammenlignes direkte med mindstereguleringen på pumpen. Bygningsreglementet påkræver en mindsteregulering på ventiler i blandesløjfer på $1/25 = 4\%$, hvorfor pumpen ikke kan opfylde gældende krav. I langt de fleste reguleringer køres der dog ned til $1/100$. Dette betyder at der opnås bedre præcision og setpunkt rammes mere præcist.

Det er vigtigt at fremhæve, at den regulerbare pumpe (ned til 30-50 W) med optimal totalvirkningsgrad, som baserer sig på eksakte målinger faktisk ikke findes i dag. Data bygger på indlagte generelle pumpemodeller. Ydermere er disse små pumper forsynet med en simpel spændingsregulering, som sætter grænser for reguleringsområdet, samt påvirker specielt motorvirkningsgraden i det nedre belastningsområde. Større pumper er forsynet med mere avancerede elektriske styringer med frekvensomformer.

6.2 Komplex reguleringsopgave

Motorventilerne i kredsen i dag er som regel udstyret med en traditionel PID-regulator, som har sine begrænsninger, f.eks. mht. hvor komplekst et system der kan omfattes og fortsat have et stabilt system.

Det fysiske system (varmeblade mv.), er selvfølgelig uændret, men der ligger en udfordring i at få flere "forstyrrelser" med i algoritmen i regulatoren således, at ønsket vandmængde findes øjeblikkeligt uden nødvendige lange indsvingningsforløb.

Oplagte forstyrrelser, som der ikke tages højde for i dag, kan være:

- skift i udetemperatur
- skift i luftmængde
- hyppige skift i ønsket indblæsningstemperatur
- skift i udsugningstemperatur og dermed varmegenvindingspotential

Der eksisterer også et potentiale i at få lagt beskyttende tiltag (fx frostsikring) direkte ned i pumpereguleringen frem for som i dag, at lade det styre af timere, der sikrer blæsernes indkoblingsrækkefølge m.v.

Det ses som en nødvendighed, at der i hovedprojektet haves såvel en fuldstændig edb-model til simulering af ovenstående, samt som supplement et laboratorieanlæg, hvor den udviklede regulator kan testes i fuldskala størrelse.

Laboratorieanlægget skal også gerne kunne bruges til at vurdere samspillet tilbage til den primære forsyningskreds.

Det forventes, at det avancerede reguleringsystem i hovedprojektet vil blive bygget op i en såkaldt estimationsbaseret regulerings- og monitoringsarkitektur. Udgangspunktet vil være den ovenfor omtalte matematisk baserede model. Ud fra modellen estimeres aktuelle værdier af alle de procesvariable, der ikke direkte kan måles. Formålet med disse estimater er dels at kunne regulere kritiske procesvariable ind i deres optimale områder, dels at kunne opdage, hvis der pludselig opstår u hensigtsmæssige situationer, f.eks. en truende frysning i et yderligt rør.

Det er afgørende i forbindelse med ovennævnte laboratorieanlæg at sørge for en instrumentering, der muliggør validering af de udviklede estimationsmetoder. Dette betyder i praksis, at alle centrale procesvariable bør kunne måles.

Ved Aalborg Universitet er der tidligere udviklet laboratorier med mulighed for fjernforsøg via Internet. Dette ønskes også i forbindelse med det nævnte laboratorieanlæg, således at alle projektets parter kan foretage såvel datalogning som egentlig forsøgsstyring uden at være geografisk til stede.

For nylig er der ved Aalborg Universitet indviet et kølelaboratorium. Det er hensigten, at dette kølelaboratorium skal integreres med det planlagte HVAC laboratorieanlæg, således at vekselvirkningen kan studeres og optimeres.

Der ønskes undersøgt tre typer af metoder:

- Online optimering af sætpunkter ud fra energioptimalitet.
- Dynamisk regulering af forstyrrelser ud fra estimationsbaserede metoder
- Modelbaseret monitoring af kritiske procesvariable

For alle tre metoders vedkommende ønskes det at eftervise principperne ud fra forsøg med laboratorieanlægget.

6.3 Forsyningssidens indvirkning

Den flowbaserede regulering fordrer en anden tilslutning til forsyningen – primærsiden. Der skal undersøges muligheder for tilslutning på eksisterende anlæg, samt systemopbygning af nye anlæg. I begge tilfælde skal det samlede system analyseres med hensyn til energiforbrug. Både termisk og elektrisk, da ændringer i flow vil have indvirkning på begge størrelser. Systemerne skal også undersøges med hensyn til indregulering og fleksibilitet.

I den traditionelle kreds findes en reel fysisk afspærringsmulighed. Denne mulighed haves ikke såfremt der udelukkende findes en pumpe og evt. strengreguleringsventil i kredsen. Hvorvidt dette kan fungere i samhörighed med fjernvarmeforsyning, central varmforsyning m.v. bør undersøges nærmere.