

REDUCERET ENERGIFORBRUG Gennem OPTIMERET LUFTFLOW I KØLEANLÆG

PSO-PROJEKT 335-16 / 464-01

Afslutningsrapport

April 2006

Peter Hansen, Teknologisk Institut

Arne Jakobsen, IPU

Mette Havgaard, IPU

Indholdsfortegnelse

1.	Indledning	3
1.1.	<i>Erfaringsgrundlag.....</i>	4
1.2.	<i>Projektstruktur.....</i>	6
2.	Konklusion	8
3.	Numeriske beregningsværktøjer til strømninger (CFD).....	9
4.	CFD-beregninger på Multiwing ventilator	12
5.	Skævdeling af fordamperluft	14
5.1.	<i>Baggrund.....</i>	14
5.2.	<i>System.....</i>	15
5.3.	<i>Kvalitativ beskrivelse af processammenhænge.....</i>	15
5.4.	<i>Simuleringsmodel</i>	16
5.5.	<i>Traditionel analyse.....</i>	17
5.6.	<i>Exergianalyse.....</i>	19
5.7.	<i>Diskussion af resultater og metoder.....</i>	23
6.	Målinger på flerløbsfordamper i luftkanal	24
6.1.	<i>Baggrund.....</i>	24
6.2.	<i>Opbygning af testrig.....</i>	24
6.3.	<i>DoE (Design of Experiment)</i>	26
6.4.	<i>Resultater.....</i>	28
7.	Undersøgelse af vægophængt fordamper	32
7.1.	<i>Baggrund.....</i>	32
7.2.	<i>Formål.....</i>	32
7.3.	<i>Tidligere erfaringer.....</i>	32
7.4.	<i>Forsøgsopstilling.....</i>	34
7.5.	<i>LDA-målinger</i>	35
7.6.	<i>Måledata.....</i>	37
8.	Fuldskalaforsøg af temperatur og luftfordeling i forarbejdningsrum hos Thorfisk.....	40
8.1.	<i>Formål med forsøg og relevans for REGOLIK-projekt.....</i>	40
8.2.	<i>Beskrivelse af forsøg udført hos Lindab.....</i>	41
8.3.	<i>De 12 forsøg</i>	44
8.4.	<i>Konklusion og anbefalinger.....</i>	50

1. Indledning

Dette projekt har udgangspunkt i energioptimering af industrielle køleanlæg. Industrielle køleanlæg udgør med et elforbrug på ca. 676 GWh/år ca. 17% af elforbruget til al køle- og fryseudstyr i Danmark. En væsentlig komponent for denne type anlæg er et blæserarrangement, monteret på/ved en luft/væske-varmeveksler. Ca. halvdelen af de resterende 83% køle- og fryseanlæg (elforbrug: 50% af 3.264 GWh/år) i bl.a. handel og service samt husholdninger har også luft/væske-varmevekslere og vil dermed med fordel kunne udnytte resultaterne.

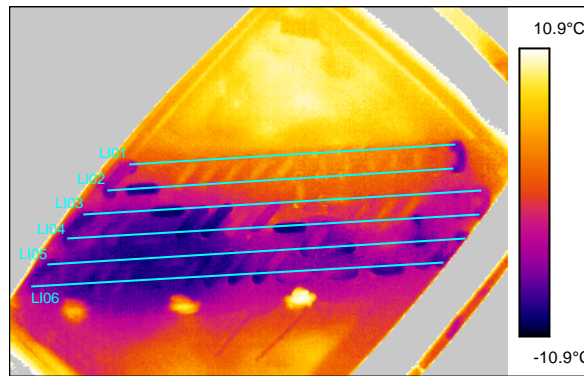
For et køleanlæg findes der mindst to steder, hvor der benyttes luft/væske-varmeveksling - nemlig på kondensatordelen, der oftest er placeret uden på bygningen, der kræver køling, og på fordamperdelen, der er placeret tæt ved anvendelsen af den producerede kulde. Denne kan eksempelvis være placeret i en luftskakt ved luftkonditionering, eller som remote fordamper med blæser placeret inden i et kølerum.



Figur 1: Skråtstillet fordamper (fan coil).

For luft/væske-varmeveksling, som den skitserede, spiller følgende forhold ind, og de har direkte betydning for anlæggets samlede energioptag:

- Blæservingningsgraden. Denne har typisk en størrelse, der er 10-15% af den samlede køleydelse i anlægget, hvorfor den direkte virkningsgrad er væsentlig. Samtidig bidrager blæserne også direkte til køleanlæggets samlede energioptag, idet de opvarmer den luft, fordampere skal nedkøle, eller opvarmer den luft, der skal køle kondensatoren. Det første medfører, at den samlede kuldeydelse stiger, mens det sidste medfører, at systemvirkningsgraden falder.
- Luftfordeling på varmevekslerfladerne. Denne bidrager indirekte til systemets virkningsgrad, idet varmevekslerfladerne ikke udnyttes optimalt, hvis varmeovergangen ikke er homogent fordelt. Dermed opnås ikke tilstrækkelig kølemiddelflow i forhold til overhedning eller tilstrækkelig underkøling af kondensatoren, hvorved systemets samlede virkningsgrad falder.



Figur 2: Temperaturfordeling på fordampner med ujæ vnt luftflow.

1.1. Erfaringsgrundlag

Beregningsgrundlaget for varmevekslere ved luft/væske-varmeovergang er behandlet grundigt i litteraturen, dog hvor en hovedantagelse er, at der er en homogen lufthastighed over varmevekslerens overflade. Dette kan imidlertid diskuteres for varmevekslere, som er placeret i virkelige applikationer, hvor krav om plads, tilgængelighed og støj ofte forhindrer et optimalt luftflow. Varmevekslerens reelle performance er da undersøgt eller søgt simuleret i kilder som:

1. "Simulation of an Evaporator with Non-uniform one dimensional Velocity Distribution"
 - Domanski Piotr
 - Ashrae Transaction p. 793-802, Vol. 97, part 1, 1991.

Artiklen er en gennemgang af modellerne til beregningsprogrammet "EVSIM", der kan anvendes til simulering af luftkøler med non uniform luft- og kølemiddelfordeling. Beregningsprogrammet er verificeret ved at sammenligne med målinger. Maksimal afvigelse mellem målt og simuleret kapacitet er 8%. Der observeres kapacitetsforringelse af luftkøleren på op til 25% med skævfordeling af luft.

2. "Effect of Airflow Non-uniformity on Evaporator Performance"
 - Kirby et al.
 - Transactions of ASHRAE, Vol. 104, No 2.

Kirby undersøgte indflydelsen af skæv luftfordeling på ydelsen af en R134a fordampner ved at placere en cirkulær skive foran fordampneren. Skiven blokerede for 16% af facearealet. Målingerne viste en lille nedgang i kapaciteten på 2%. Forklaringen på den lave nedgang i kapaciteten er, at hastigheden stiger i det ublokerede areal og kompenserer dermed for det uudnyttede areal bag den cirkulære skive. Tryktabet steg dog betydeligt. Forfatteren anbefaler at anvende (udvikle) beregningsprogrammer med mulighed for at påtrykke ikke-uniforme hastighedsprofiler af luften.

3. "Numerical and Experimental studies of Refrigerant Circuitry of Evaporator Coils"
– Liang et al.
– International Journal of Refrigeration, Vol. 24, 2001.

Artiklen beskæftiger sig med kølemiddelfordeling i en fordamper. Artiklen beskriver en model til beregning af ydelsen af fordampere. Artiklen argumenterer for, at det kan betale sig at splitte antal af parallelle løb op midt i en sektion. Da varmeovergangstallet ændrer sig med kvaliteten og massefluksen, kan der opnås forbedringer på ydelsen ved at ændre ovenstående. Der er testet forskellige konfigurationer af fordamper, og der er fremkommet anbefalinger for kølemiddeltrækket. Man skal anvende den massefluks, der giver den maksimale varmemeflukt for at minimere det varmeoverførende areal.

4. "Some effects of Air Flow on Performance of a Compact Evaporator with R134a"
– Timoney et al.
– Heat Recovery Systems and CHP Vol. 14, Issue 5, p 517-524, 1994.

Artiklen har en mere praktisk tilgang til skævfordeling af luft på fordamper med R134a. Der er opbygget en testrig, hvor der er udført forsøg med en hulplade, der dækker en procentdel af facearealet. Forsøgene viser, at der både kan opnås højere og lavere kapacitet med skævfordeling af luften. Desværre ingen forklaring på ovenstående.

5. "Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator"
- Aganda et al.
– Applied Thermal Engineering Vol. 20, Issue 6, p 515-528, 2000.

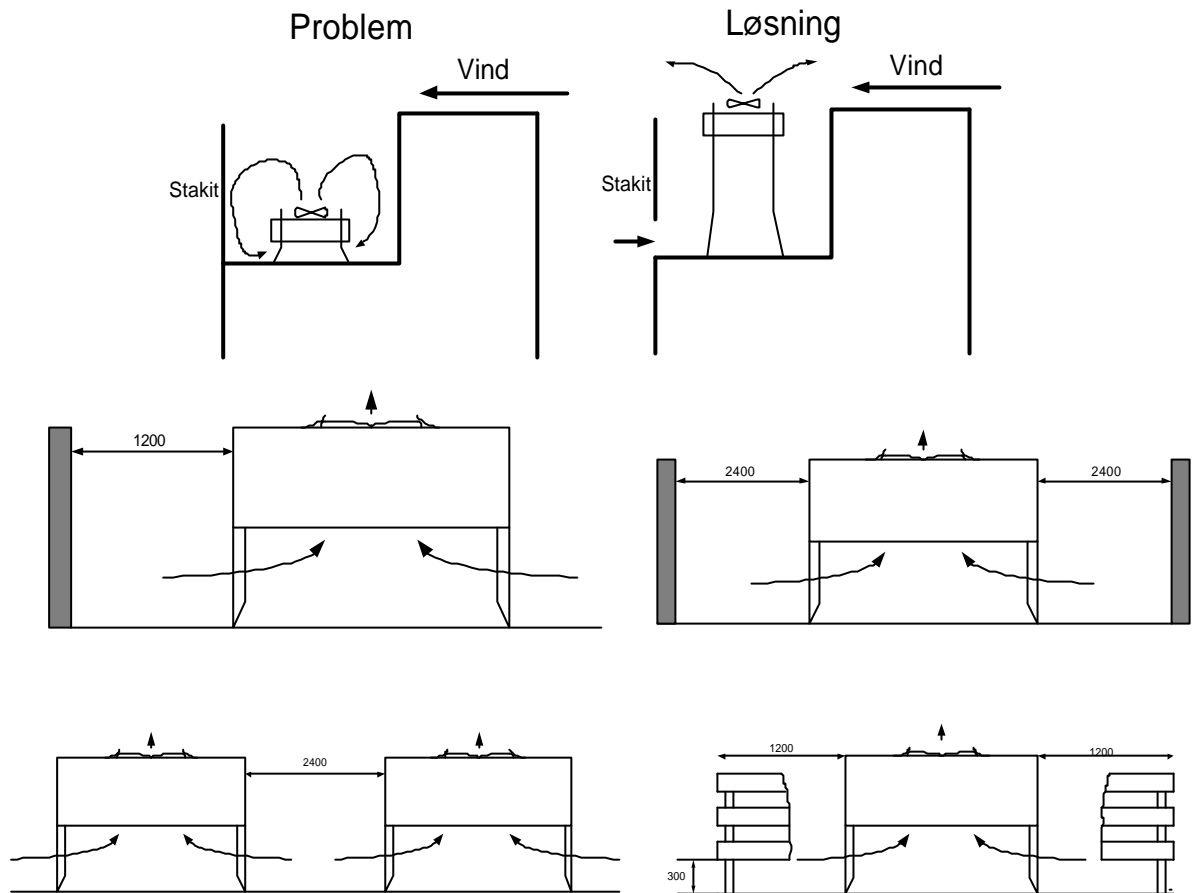
Artiklen er en fortsættelse af ref. 4. Der blev udført forsøg med en hulplade, der dækkede 50% af facearealet, hvilket gav op til 35% nedsættelse af ydelsen.

6. "Plenum chamber flow losses in forced draught air cooled heat exchanger"
– Meyer et al.
– Applied Thermal Engineering, Vol. 18, Issue 9-10, p. 875-893, 1998.

Artiklen belyser indflydelsen af ventilator, coil- og plenumgeometrien på kapaciteten af coilen. Der blev foretaget forsøg med fire forskellige ventilatorer og forskellige vekslere. Ved at variere dybden af plenum kunne den optimale afstand og indflydelsen på skævfordelingen af luften findes.

Endvidere er en del beregningsmodeller tilgængelige gennem f.eks. HTFS Handbook eller ASHRAE.

En del af det eksisterende erfaringsgrundlag findes også som guidelines for opsætning af kondensatorer eller aircoils. Disse er typisk pålagt restriktioner mht. støj og vægt, mens begrænsninger af pladsen sjældent spiller den store rolle. Derfor overholdes guidelines fra leverandører generelt for kondensatorenheder, hvorfor det er vurderet, at der ud fra en energioptimeringssynsvinkel kun kan hentes et beskedent bidrag ved yderligere undersøgelser og optimeringsstudier.



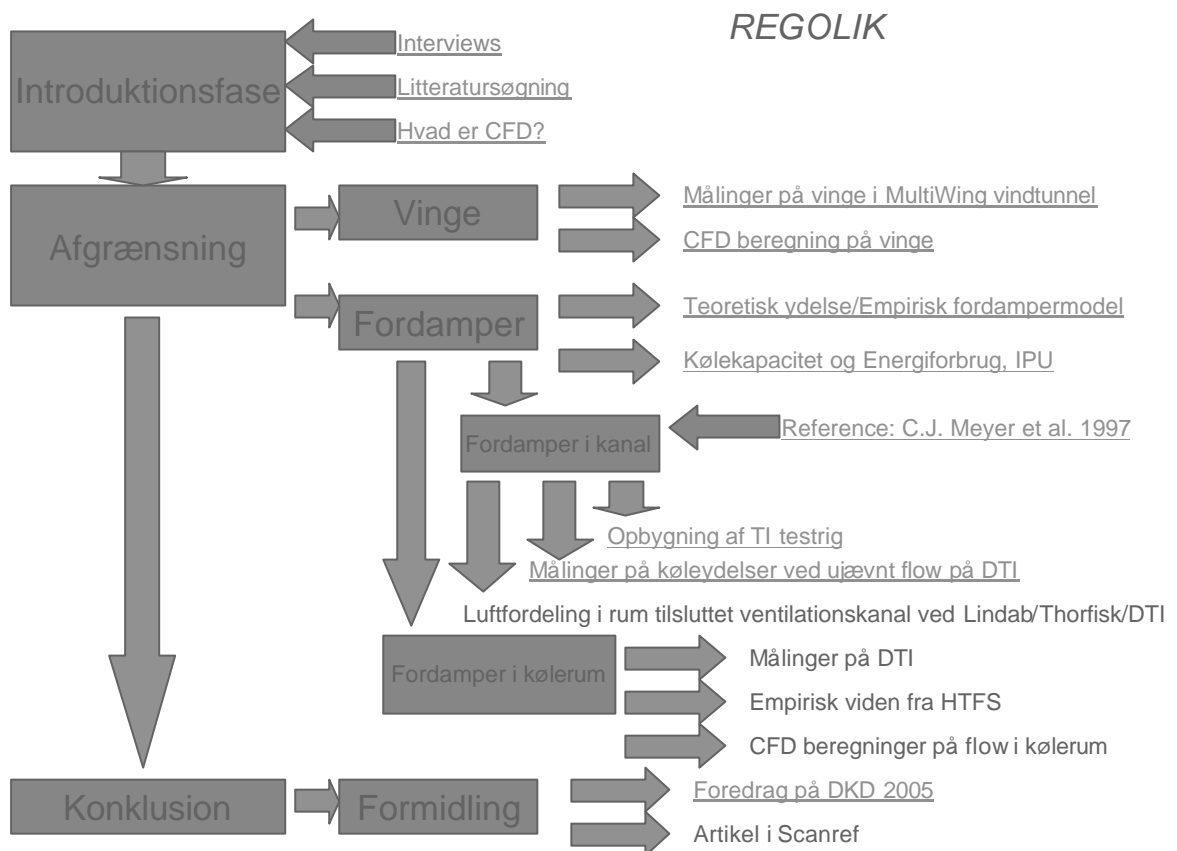
Figur 3: Eksempler på guidelines fra coil-leverandører.

For kondensatorområdet er der derimod ikke etableret et så velindarbejdet sæt af retningslinier. Dette skyldes primært, at fordamperen jo er placeret i et område, der også kan optages af den direkte profitskabende proces. F.eks. optager fordamperen i et kølerum jo plads, hvor der kunne have stået varer i stedet, eller fordamperen placeres i en luftkanal, hvor der er plads til den, og ikke hvor strømmingen er veludviklet og homogen, fordi man ikke har plads til så lange kanaler eller råd til det medfølgende tryktab.

1.2. Projektstruktur

Baseret på erfaringsgrundlaget opdeles projektets indsatsområder til at indeholde:

- Undersøgelse af værktøjer til aerodynamisk optimering af ventilatorer/vinge
- Optimeret fordampereperformance i kanalstrømninger
- Undersøgelse af betydende parametre for fritophængte fordampere i forbindelse med blokering
- Undersøgelse af luftflowets indflydelse i nedkølede arbejdsområder.



Figur 4: Projektets faglige struktur.

2. Konklusion

Projektet "Reduceret energiforbrug gennem optimeret luftflow i køleanlæg" har vist, at der er et besparelspotentiale i eloptag ved at tænke luftfordelingen ind i designet af køleanlægget. Projektet har anvist en række guidelines og værktøjer til at realisere disse.

Projektet har vist, at numeriske beregningsværktøjer kan bruges i design af mere energieffektive blæsere, idet numeriske værktøjer tillader virtuelle test i et hurtigere og mere omfattende omfang end traditionelt eksperimentelt baserede metoder. Multiwing, der er projektdeltager og ventilatorproducent, er derfor i projektperioden begyndt at benytte den kommercielle kode CF-Design. De numeriske beregninger i projektet gennemført på Teknologisk Institut er foretaget med koden ANSYS/CFX. For de numeriske beregninger gennemført i projektet er det lykkedes at simulere fritflow-området for en udvalgt Multiwing blæser. Dette område er vigtigt, idet det er her, de fleste blæsere forventes at operere.

Projektet har beskæftiget sig indgående med fordamperperformance ved inhomogene luftfordelinger over hedeflader. Fordampere er typisk placeret i nytteområder for slutbrugeren, hvorfor der er begrænset plads eller adgang til fordampere. Disse studier er foretaget dels teoretisk, dels eksperimentelt. Resultaterne af de teoretiske studier viser, at luften skal være markant inhomogen, før dette i praksis betyder noget for køleanlæggets kapacitet og effektivitet. Der er blevet anvendt exergimetoder til denne analyse. Disse kan bidrage til at identificere ved observation af fordampers exergivirkningsgrad. Dette giver et godt billede af de overordnede ændringer i anlæggets COP.

Gennem forsøg udført på Teknologisk Institut er fundet en optimering på 10% af fordamperperformance ved optimalt valg af plenumlængde, dvs. afstanden mellem ventilator og fordamper. Dette var mest udtalt, når ventilatoren var placeret foran fordampere. Mange anlæg i DK er sikkert klemte i størrelse, og det må derfor forventes at der er en væsentlig elbesparelse at hente ved at iagttage dette under opførelse af nye anlæg, samt modernisering af ældre AC og køleanlæg. Det er desuden observeret, at ved tilpasning af modstanden i de enkelte løb kan fordampers ydelse forbedres med 10%. Forsøgene er gennemført ved relativt gode betingelser i luftfordeling. På indbyggede anlæg i DK må væsentlig større forbedringer af køleydelsen kunne realiseres med deraf følgende elbesparelser.

Gennem forsøg på Teknologisk Institut er der blevet genereret gode guidelines for vægophængte fordampere i kølerum. Virkningsgraden forringes først væsentligt, når afstanden til bagvæggen er mindre end 20% af rotordiameteren på fordampers blæser. Det er vist, at man i høj grad kan overføre tilsvarende guidelines fra vægophængte aksialblæsere. Dette betyder, at energiforbruget ikke vil forværres, men at kølerummet kan udnyttes i højere grad.

Lindab har gennemført fuldskalaforsøg af luftfordelingen af en produktionshal på Thorfisk A/S, hvor det ideelle flow er blevet fastlagt med henblik på komfort og minimalt energiforbrug.

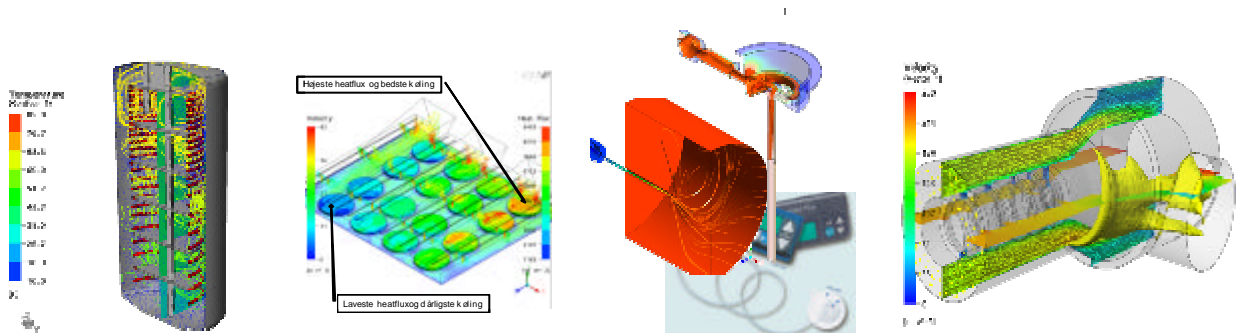
3. Numeriske beregningsværktøjer til strømninger (CFD)

Som alternativ til vindtunneltest kan man benytte Computational Fluid Dynamics (CFD) til at fastlægge designparametre og bestemme forventede ydelsesparametre i designfasen af ventilatoren. Multiwing benytter CFD-koden CF-Design, mens Teknologisk Institut benytter sig af koden Ansys/CFX.

Numerisk Fluidodynamik (Computational Fluid Dynamics, CFD) har i de senere år udviklet sig til et attraktivt supplement til de traditionelle fluidmekaniske analysemetoder, der anvendes i industrielt udviklings- og designarbejde. Desuden har udviklingen af pre- og post-processorer med interface til anerkendte CAD og "solid modelling" systemer lettet model-dannelsen for komplicerede geometriske systemer.

Mulighederne med CFD er mange, men primært giver CFD:

- Virtuelt termodynamisk strømningslaboratorie
- Støtte til designvalg
- Konceptvalidering
- Identifikation af kritiske geometriske og fysiske designparametre
- Identifikation af design trade-offs.



Figur 5: Eksempler på CFD-beregninger.

CFD er en metode til løsning af Navier-Stokes ligninger til bevarelse af moment og impuls i en strømning:

$$\text{Massebevarelse} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0$$

$$\text{x-impuls} \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u} u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mathbf{m} \text{ grad } u) + S_{Mx}$$

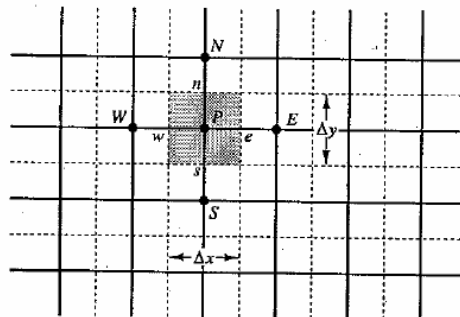
$$\text{y-impuls} \quad \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v} u) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mathbf{m} \text{ grad } v) + S_{My}$$

$$\text{z-impuls} \quad \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{w} u) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mathbf{m} \text{ grad } w) + S_{Mz}$$

$$\text{Energi} \quad \frac{\partial(\rho C_v T)}{\partial t} + \text{div}(\rho C_v T \mathbf{u}) = -\rho R T \text{ div } \mathbf{u} + \text{div}(k \text{ grad } T) + \Phi + S_i$$

CFD kræver løsning af differentialligninger på en diskretisering på beregningsnettet. Diskretisering kan ske ved hjælp af den såkaldte finite element metode (FEM), der er kendt fra de faststofmekaniske analyseprogrammer eller ved hjælp af finite volume metoden (FVM). Denne metode er en kombination af FEM og en almindelig finite difference metode (FDM). Resultatet af diskretiseringen er en lineær algebraisk ligning for hvert knudepunkt, der i 2D kan opskrives på følgende form:

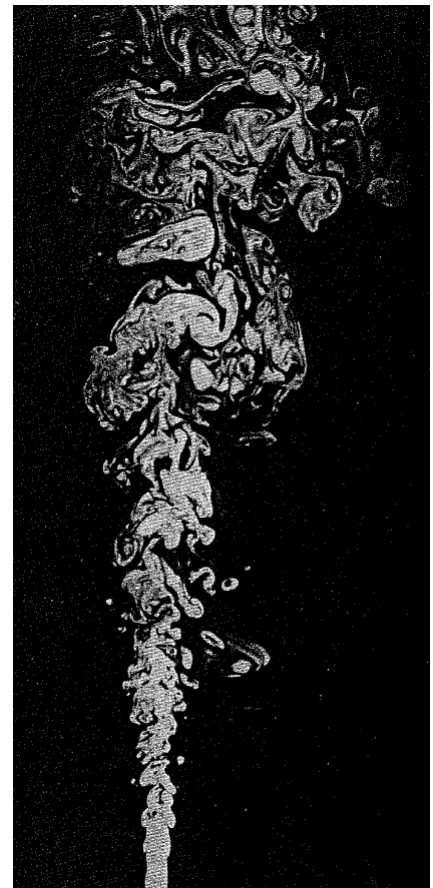
$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_S \phi_S + a_N \phi_N + b$$



Denne løses normalt implicit for hele strømningsfeltet. Da ligningerne er ulineære i det tilfælde, hvor den afhængige variable er en af fluidens hastighedskomponenter (u , v , w), og de desuden er indbyrdes koblet, f.eks. er ligningen for u afhængig af v , kræves der en speciel iterativ løsningsstrategi for at løse det totale strømningsproblem. Dette er et fundamentalt problem, der medfører, at strømningsproblemer kræver betydelig længere beregningstid end faststofmekaniske problemer. I forhold til et faststofmekanisk problem med det samme antal variable er det ikke usædvanligt, at et strømningsproblem vil kræve 2-3000 gange længere beregningstid.

CFD kan bruges til løsning af nedenstående type problemstillinger:

- *Turbulent strømning* – I princippet kan impuls-ligningerne umiddelbart bruges til beregning af både laminaere og turbulente strømninger. Dette ville for de turbulente strømningers vedkommende imidlertid betyde, at der skal bruges et antal netpunkter, der ligger langt ud over det praktisk mulige. Det er derfor nødvendigt i forbindelse med beregning af turbulente strømninger, at anvende en matematisk model, der tager hensyn til indflydelsen fra de turbulente hastighedsfluktuationer på middelstrømningen. Et kommercielt program vil typisk indeholde flere forskellige turbulensmodeller. Der er blevet og bliver stadig investeret megen forskningstid i udvikling af bedre og mere pålidelige turbulensmodeller.



- *Stationær/instationær* strømning.
- *Inkompressibel/kompressibel* strømning.
- *Varmetransport, stråling* – Ved at inddrage energiligningen og en strålingsmodel kan temperaturfeltet i fluiden bestemmes.
- *Kemiske reaktioner, forbrænding* – Som nævnt kan transportligningen med den korrekte diffusionskoefficient og kildeled beskrive spredningen af stoffer opløst i fluiden. Med forskellige stoffer opløst i fluiden er det dermed muligt at foreskrive en kemisk reaktion mellem disse ved at angive et specielt kildeled. En vigtig applikation af dette er forbrændingsanalyse, hvor det er muligt at beregne temperaturfeltet samt fordelingen og koncentrationen af brændsel og forbrændingsprodukter.

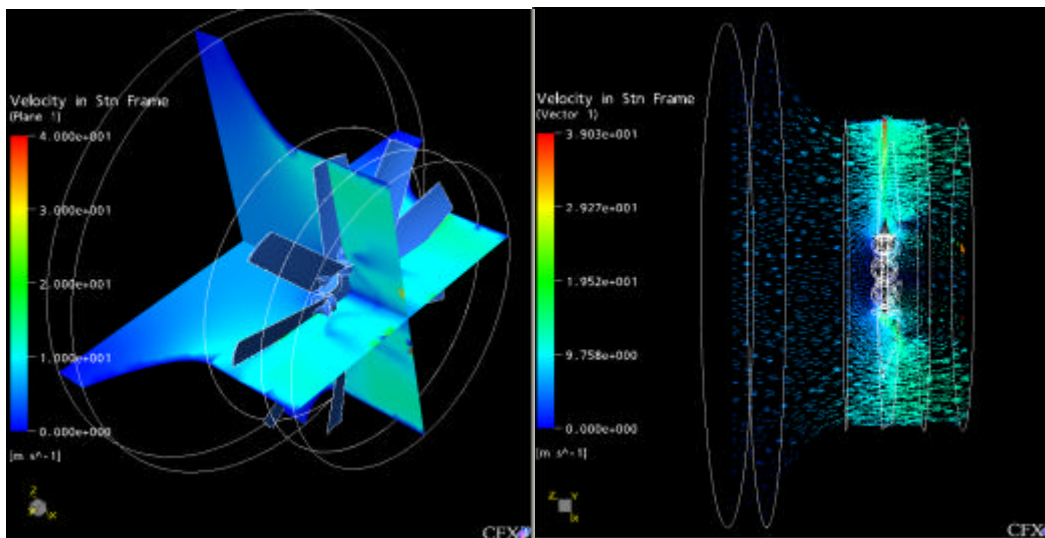
Af litteratur omhandlende CFD kan især nævnes:

- "An Introduction to Computational Fluid Dynamics", H K Versteeg & W Malalasekara, New York, 1995, ISBN 0-470-23515-2
- www.cfd-online.com
- "Principles of Computational Fluid Dynamics", P. Wesseling, New York, 2000, ISBN 3540678530
- "Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications", John David Anderson, 1995, ISBN 0070016852
- "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Suhas V. Patankar, 1980, ISBN 0891165223

4. CFD-beregninger på Multiwing ventilator

Teknologisk Institut har gennemført CFD-beregninger på en ventilator fra Multiwing, der typisk bliver brugt i køleapplikationer. Beregningerne er blevet gennemført på baggrund af step-filer fra Multiwing og gennemført i den kommercielle kode ANSYS/CFX 10.

Beregningerne er sat op med et ustruktureret net, og med en roterende region i beregningsdomænet. Hele ventilatoren er modelleret uden brug af symmetribetingelser, idet flowmæssige forhold mellem de enkelte blade dermed kan undersøges.



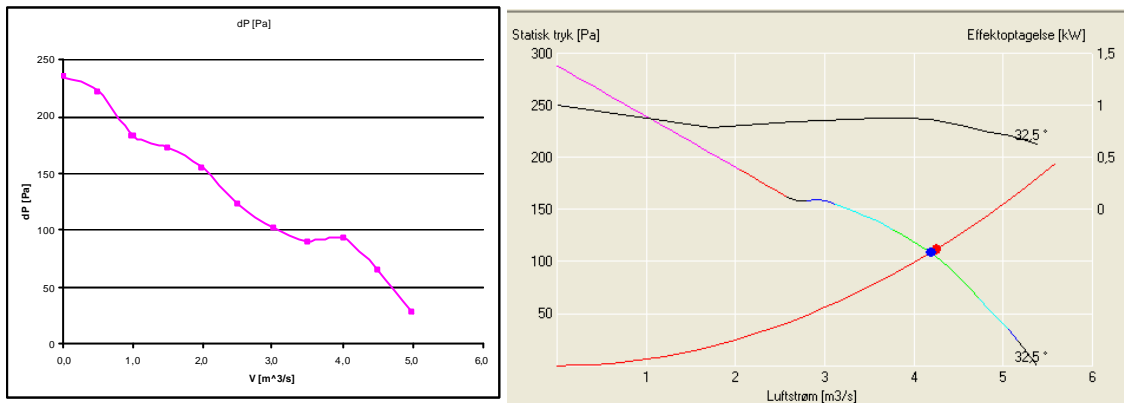
Figur 6: Hastigheds- og vektorplot af Multiwing vinge.

Som ventet optræder de største hastigheder ved vingerne. Ved navet er der tendens til recirkulation. Graden af recirkulation er begrænset, da arbejds punktet ligger pænt på ventilator-kurven. Fra vektorplottet ses tydeligere, hvor flowet er koncentreret ved vingerne. Ved navet er flowet meget lille.

Betegnelse	[Pa], []
Total Absolute Pressure at RotorIN	-2,7
Total Absolute Pressure at RotorOUT	164,1
Difference in Total Absolute Pressure	166,9
Total Relative Pressure at RotorIN	-2,6
Total Relative Pressure at RotorOUT	-34,3
Difference in Total Relative Pressure	-31,6
<i>Hydraulic Efficiency</i>	<i>0,84</i>
Static Pressure at RotorIN	-44,3
Static Pressure at RotorOUT	66,7
<i>Difference in Static Pressure</i>	<i>111,1</i>
<i>Static efficiency</i>	<i>0,55</i>

Figur 7: Nøgletal fra CFD-beregning.

Tabellen viser resultatet af CFD-beregningen. Den statiske trykstigning passer meget godt med målinger. Den statiske og totale virkningsgrad er en anelse højere end de målte.



Figur 8: Arbejdskurve bestemt ved CFD (venstre) og målt i vindtunnel (højre).

Dette billede ses også, når man sammenligner arbejdskurver for ventilatoren med målte værdier. Specielt ses overensstemmelse i fristrømsområdet, der er det område, man typisk tilstræber aksialventilatorer at operere i.

Som værktøj ses, at CFD er særdeles brugbart i forbindelse med udvikling af ventilatorer. I løbet af projektet har Multiwing da også anskaffet sig CFD-koden CF-Design, der supplerer udviklingen sammen med det allerede etablerede vindtunnellaboratorium.

5. Skæ vdeling af fordamperluft - Indflydelse på kølekapacitet og energiforbrug

Af Arne Jakobsen, IPU

Nomenklaturliste

Variabelsymbol	Beskrivelse	Enhed
\dot{m}	Massestrøm	kg/s
\dot{E}_{ex}	Exergiflow	W el. kW
\dot{Q}	Varmestrøm	kW
η	Virkningsgrad	-
COP	Effektfaktor=Køling-/kompressoreffekt	-
h	Varmeovergangstal	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
h	Entalpi	J/kg el. kJ/kg
Nu	Nusselts tal	-
Re	Reynolds tal	-
s	Entropi	$\frac{J}{kg \cdot K}$ el. $\frac{kJ}{kg \cdot K}$
T_{for}	Fordampningstemperatur	°C
T_{LI}	Temperatur af luft ind til fordamper	°C
T_{LU}	Temperatur af luft ud af fordamper	°C
T_{omg}	Omgivelsernes temperatur	°C
U	Hastighed	m/s

5.1. Baggrund

I PSO-projektet "Reduceret energiforbrug gennem optimeret luftflow i køleanlæg" indgår forskellige teori- og metodeelementer. En væsentlig problemstilling er "systembetydningen" af en "lokalændring". Mere konkret, hvordan påvirkes kompressorens energiforbrug og systemets kølekapacitet af ændringer i luftfordelingen omkring kondensator og fordamper. Som et led i projektet søges exergianalyse anvendt til at anskueliggøre og kvantificere sammenhængen mellem den lokalt forbedret (eller forværret) luftfordeling og systemets energi- og kapacitetsforhold.

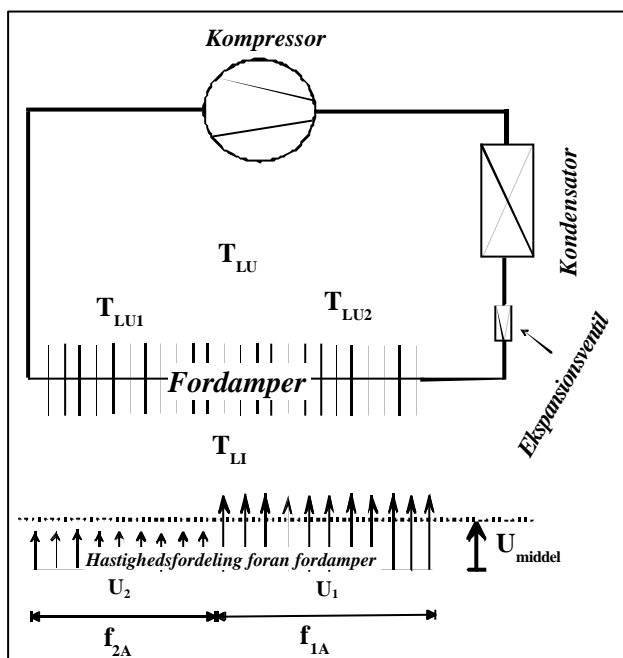
Denne rapport, som fokuserer på skævdeling af luft gennem fordamper, er opdelt i følgende afsnit:

- System: Beskrivelse af et simpelt system, som benyttes som case
- Kvalitativ beskrivelse af sammenhæng mellem luftfordeling, varmeoverføring og konsekvenser for energiforbrug
- Kort beskrivelse af simuleringsmodel udviklet i EES

- Analyse baseret på "traditionel" parameteranalyse
- Exergianalyse
- Diskussion af resultater og metoder.

5.2. System

Systemet er et "tænkt kølerum" med én luftkøler. Beskrivelsesmæssigt er luftflowet på tværs af fordamperen delt i to områder med hver sin lufthastighed. Hvordan en sådan skævdeling er opstået falder uden for beskrivelsen, følgelig er luftflowfordelingen et input til systemet.



Figur 9: Skitse af det betragtede system.

5.3. Kvalitativ beskrivelse af processammenhænge

I det følgende foretages en kvalitativ beskrivelse af de procesmæssige ændringer, som sker, når luftfordelingen til fordamperen bliver uensartet. Det antages, at middellufthastigheden er uforandret. Her er således blot tale om omfordeling af den samme luftmængde. Temperaturen af luften til fordamperen antages konstant.

Den del af fordamperen, som bestryges med en større hastighed:

Varmeovergangstallet mellem luft og fordamperoverflade forøges, så køleydelsen af denne del af fordamperen stiger. Stigningen er dog ikke proportional med forøgelsen i lufthastighed, idet påvirkning af varmeovergangstallet er degressiv (potensrelation med en eksponent mindre end 1). Sådan i grove tal vil en 10% forøgelse af lufthastigheden forøge den lokale kuldeydelse med knap 5%.

Den del af fordamperen, som bestryges med en mindre hastighed:

Procesdynamikken, beskrevet ovenfor, er også nogenlunde gældende for denne del af fordamperen.

Sådan i grove tal vil en 10% formindskelse af lufthastigheden reducere den lokale kuldeydelse med godt 5%. Altså faldet i lufthastighed betyder lidt mere end den tilsvarende stigning.

Det samlede resultat er, at den totale kuldeydelse reduceres - af størrelsesorden 1% ved "10% skævdeling af luften". Nettoeffekten er ikke stor, da procesdynamikken i almindelighed har tendens til at svække indflydelsen fra ydre ændringer. Denne generelle "mekanisme" gælder, når processen er i "det veldimensionerede driftsområde". I dette tilfælde når luftflowet på et rimeligt niveau (lufthastighed på omkring 3 m/s). Hvis lufthastigheden i forvejen er lav, så vil effekten af en skævdeling være relativt større.

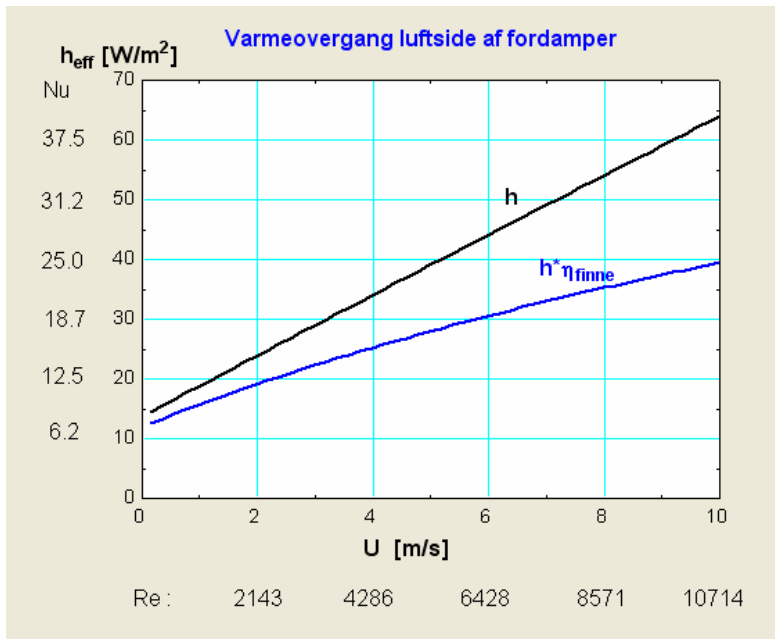
Mindre effektiv varmeovergang (samlet set) vil, hvis kapaciteten skal opretholdes, betyde, at fordampningstemperaturen skal sænkes. Heraf følger, at COP for kølesystemet reduceres og kompressorens energiforbrug stiger.

5.4. Simuleringsmodel

Der er udviklet en statisk model i EES (Engineering Equation Solver). Modellen er mest detaljeret omkring varmeovergangen mellem luft og fordamper. Der er anvendt traditionelle "lærebogsudtryk" for varmeovergangstal (tvungen konvektion) og finnevirkningsgrad.

Luften regnes "tør" – dvs. der medtages ikke eventuel fugtudfældning på fordamperen. Endvidere antages der at være en perfekt styring af kølemiddeltilførslen til fordamperen, så overhedningen netop er nul ved udgangen. Kølemidlet har således fordampningstemperaturen T_E gennem hele fordamperen.

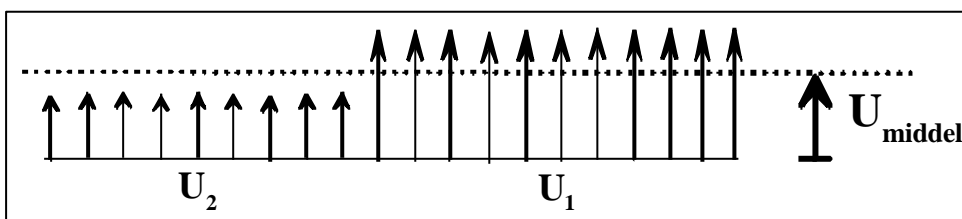
Nedenfor er varmeovergangstallet som funktion af lufthastighed vist. Endvidere vises forløbet af det "effektive varmeovergangstal", hvor der er taget højde for finnevirkningsgraden. Det ses, at indflydelsen fra finnevirkningsgraden mindsker varmeovergangens følsomhed over for ændringer i lufthastigheden.



Figur 10: Forløb af varmeovergangstal.

5.5. Traditionel analyse

Der er udført parameteranalyser, hvor luftflowet til fordamperen deles i to sektioner (hvis ikke andet er nævnt, er de to sektioner arealmæssigt lige store). Den første halvdel af fordamperen har en ensartet relativ høj luft hastighed, mens den sidste halvdel har en ensartet tilsvarende lavere hastighed. I sammenligningerne holdes luftens middelhastighed konstant (= 3 m/s).

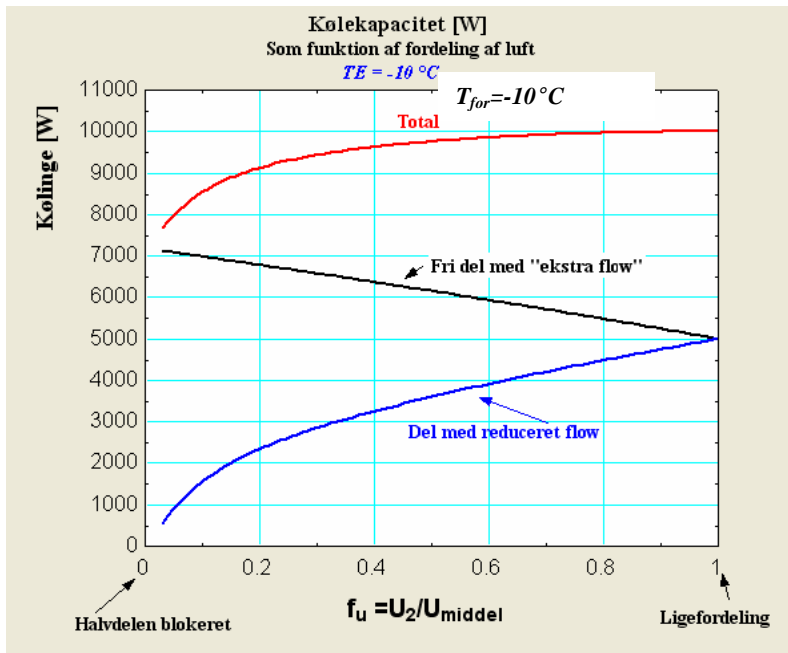


Figur 11: Hastighed af luft før fordampner.

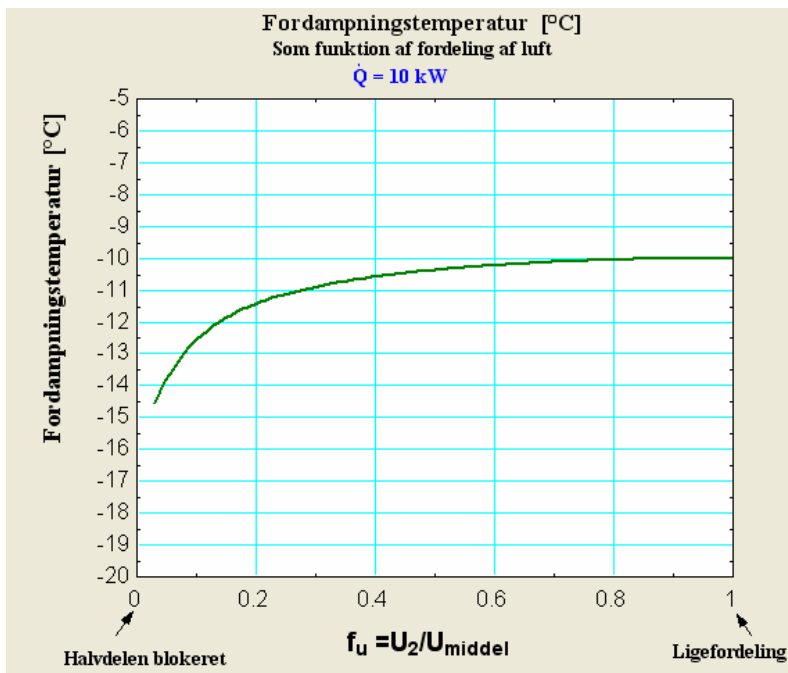
Der er taget udgangspunkt i en fordampner, som med et jævnt tilført luftflow (3 m/s) med temperaturen 5 °C yder 10 KW ved en fordampningstemperatur på -10 °C.

Der er udført to parameterstudier, hvor skævdelingen af luften er varieret:

- Fast fordampningstemperatur -10 °C (Resultat er ændring i kølekapacitet)
- Fast kølekapacitet 10 KW (Resultat er ændring i fordampningstemperatur).

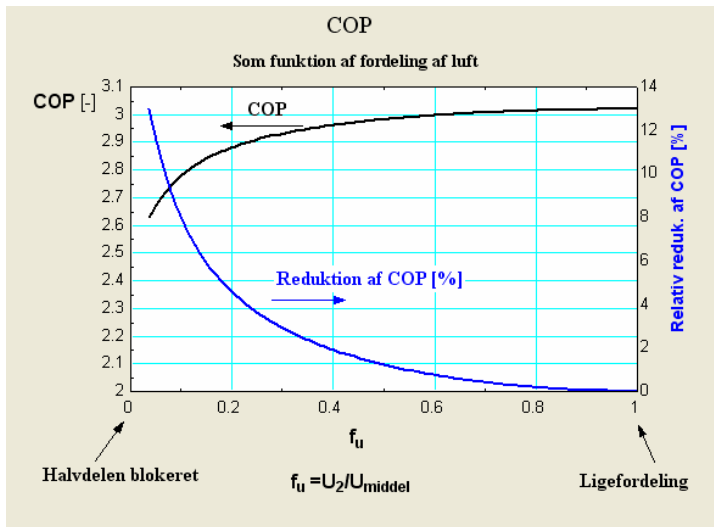


Figur 12: Kølekapacitet som funktion af skæ vdeling af luft. $T_{for} = -10\text{ °C}$.



Figur 13: Fordampningstemp. som funktion af skæ vdeling. Kølekapacitet = 10 kW.

Konsekvenserne for COP fremgår nedenfor, hvor der også er taget hensyn til indflydelsen fra ændringer i kondenseringstemperatur ($\approx 35\text{ °C}$ ved ligedeling af luft).

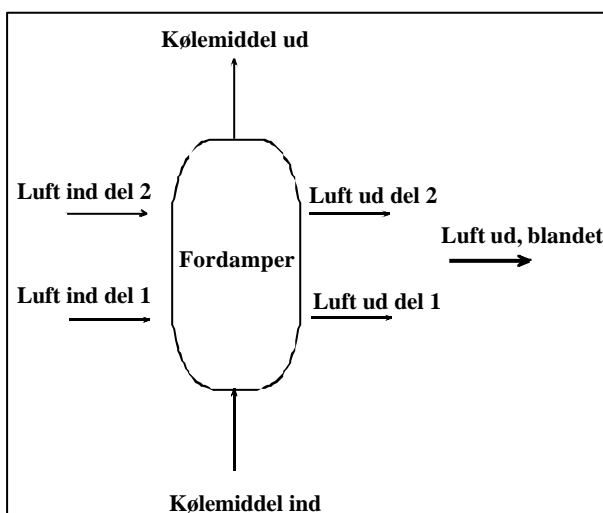


Figur 14: Forløb af COP ved skævdeling af luft.

Den overordnede observation er, at en moderat skævdeling af luften ikke har nogen nævneværdig indflydelse. I tilfældet med $f_u=0.5$ (dvs. $U_1 = 4.5$ m/s og $U_2=1.5$ m/s) falder fordampningstemperaturen til -10.37 °C (med fast kølekapacitet) og COP reduceres blot med 1.2%. Metodemæssigt skal det bemærkes, at det er nødvendigt at foretage en systemmodellering (mindst på kredsprocesniveau) for at beregne COP. I det følgende afsnit undersøges, om mere lokale exergibetrægtninger "af sig selv" medtager koblingen mellem lokale ændringer ved fordampere og systemets energiforbrug.

5.6. Exergianalyse

Der tages udgangspunkt i en såkaldt kontrolvolumenanalyse af fordamper og luft:



Figur 15: Identifikation af flow ind og ud af fordamper.

I ovenstående skitse er angivet diverse strømme af luft og kølemiddel med strømningsretninger. En traditionel energimæssig beskrivelse vil være:

Der overføres varme fra den relativt varme indkommende opdeltede luft til fordamperen. Efter fordamperen blandes de to delstrømme igen til en fælles koldere temperatur.

Altså - der tilføres varme fra luften til fordamperen.

Når vi benytter en exergianalyse, så kan det observeres, at luften tilføres exergi fra fordamperen. Logikken er, at det "koster noget" at skabe noget, der er koldere end omgivelserne, så derfor skal luften tilføres exergi for at kunne opretholde sin forskel i temperatur til omgivelserne.

Den til luften tilførte exergi er lig med det minimale nødvendige energiforbrug af systemet. Det vil sige, at exergitilførslen er det teoretisk mindst mulige arbejde, der skal udføres af kompressoren. Der er således en sammenhæng mellem den lokale exergitilførsel og systemets energiforbrug.

Lad os springe ud i vores eksempel, og lad os definere opgaven af systemet som følger:

2.45 kg/s luft med temperaturen 5 °C skal køles ned til 0,94 °C

Da varmekapaciteten C_p for tør luft er 1,006 kJ/(K kg), fås:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = 2,45 \cdot 1,006 \cdot (5 - 0,94) = 10 \text{ kW}$$

Luftens exergitilvækst kan udregnes som:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_{ex\text{luft}} &= \dot{m} \cdot (\Delta h - T_{omg} \cdot \Delta s) = \dot{m} \cdot C_p \cdot ((T_{LU} - T_{LI}) - T_{omg} \cdot \ln(\frac{T_{LU}}{T_{LI}})) \\ &= 2,45 \cdot 1,006 \cdot ((0,94 - 5,0) - (25 + 273,15) \cdot \ln(\frac{0,94 + 273,15}{5 + 273,15})) = 0,798 \text{ kW} \end{aligned}$$

Bemærk: når der ganges og divideres med temperaturer, så er det vigtigt at omregne til Kelvin først, for at formlerne bliver anvendt rigtigt.

Påstanden er altså, at den termodynamiske mindstegrænse for kompressorens effektilførsel er ca. 0,8 kW - svarende til at den maksimale COP er:

$$COP_{\max} = \frac{10 \text{ kW}}{0,8 \text{ kW}} = 12,5$$

Lad os undersøge, om dette passer. Et (meget) ideelt system ville have en fordampnings-temperatur på 0,94°C og en kondenseringstemperatur på 25°C. Ved indsættelse i formlen for Carnot COP fås:

$$COP_{MAX} = \frac{T_{for,max}}{T_{kond,min} - T_{for,max}} = \frac{0,94 + 273,15}{25 - 0,94} = 11,8$$

Det viser, at størrelsesordenen ved nærmere eftersyn synes i orden.

I forbindelse med varmeoptagelsen i fordamperen, så afgiver kølemidlet følgende exergimængde:

$$\dot{E}_{ex\dot{Q}} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{T_{omg}}{T_{for}} - 1 \right) = 10 \cdot \left(\frac{25 + 273,15}{-10 + 273,15} - 1 \right) = 1,33 \text{ kW}$$

Det vil sige, at fordamperen afgiver mere exergi end luften i sidste ende får. Der er således et **exergitab** på: 1,33 kW - 0,80 kW = 0,53 kW.

Hvordan opstår exergitabet?

I det konkrete tilfælde er der to bidrag:

- Exergitab ved varmeoverføringen drevet af en temperaturforskel
- Exergitab ved blanding af luften med to forskellige temperaturer.

Ud over at vi kvalitativt kan identificere disse tab, så kan de også kvantificeres.

Exergitab ved varmoverføring:

$$\Delta \dot{E}_{exQtab} = T_{omg} \cdot \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_{kold}} - \frac{1}{T_{varm}} \right)$$

Den kolde temperatur er fordampningstemperaturen på -10 °C, mens der skal benyttes en passende middeltemperatur på luftsiden. Generelt defineres den termodynamiske middeltemperatur som:

$$T_{mid} = \frac{\Delta h}{\Delta s} = \frac{(T_2 - T_1)}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} = \frac{(0,94 - 5)}{\ln\left(\frac{0,94 + 273,15}{5 + 273,15}\right)} - 273,15 = 2,965^\circ\text{C}$$

Ved indsættelse i den forrige formel fås følgende exergitab ved varmeoverføringen:

$$\begin{aligned}\Delta \dot{E}_{exQ_{tab}} &= T_{omg} \cdot \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_{kold}} - \frac{1}{T_{varm}} \right) \\ &= (25 + 273,15) \cdot 10 \cdot \left(\frac{1}{-10 + 273,15} - \frac{1}{2,965 + 273,15} \right) = 0,532 \text{ kW}\end{aligned}$$

Exergitab ved blanding af luft:

Exergiindholdet i den strømmende luft kan beregnes som:

$$\dot{E}_{Ex,m} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \left((T - T_{omg}) - \ln\left(\frac{T}{T_{omg}}\right) \right)$$

Tabet ved blandingen udregnes som simpelt bogholderi, nemlig:

(Sum af exergi af de to delstrømme lige før blanding)-(exergi efter blanding)

I tilfældet, hvor luften er ligelig fordelt, er dette tab naturligvis nul. Så "pengene passer".

Skævdeling:

Når vi regner situationen igennem med en skævdeling, hvor $f_u=0.5$ (dvs. $U_1 = 4.5$ m/s og $U_2=1.5$ m/s, $Q=10$ kW), så kan resultaterne summeres som følger:

f_u [-]	T_{for} [°C]	\dot{E}_{exQ} [kW]	$\Delta \dot{E}_{exluft}$ [kW]	$\Delta \dot{E}_{exQ_{tab}}$ [kW]	$\Delta \dot{E}_{exmix_{tab}}$ [kW]	$\Delta \dot{E}_{extot_{tab}}$ [kW]
1	-10,00	1,330	0,798	0,532	0,000	0,532
0,5	-10,37	1,346	0,798	0,542	0,006	0,548

Nøgletal:

Baseret på en exergibetragtning synes det oplagt at indføre en exergivirkningsgrad for fordampers/luft-systemet som:

$$h_{ex} = \frac{\text{Exergitilført luft}}{\text{Exergi fra fordampers}} = \frac{\Delta \dot{E}_{exluft}}{\dot{E}_{exQ}}$$

Indsættes værdierne fra tabellen, fås:

$$h_{ex, fu=1} = \frac{0,798}{1,330} = 0,600 \quad \text{og} \quad h_{ex, fu=0,5} = \frac{0,798}{1,346} = 0,593$$

Det vil sige, at exergivirkningsgraden for fordamperen er faldet med ca. 1,2%.

Altså den relative ændring af exergivirkningsgraden for fordamperen synes at være et godt mål for ændringen af COP (hvis ændring netop også blev fundet til 1,2%).

5.7. Diskussion af resultater og metoder

Resultatmæssigt må det konstateres, at en skævdeling af luften skal være meget markant, før den i sig selv betyder noget i praksis for køleanlæggets kapacitet og effektivitet. Dette resultat stemmer fint overens med data publiceret i litteraturen.

Grunden til, at skævdeling af luften alligevel kan være et problem, er de afledte virkninger, nemlig:

- Luftmængden reduceres
- Kølemiddelfordelingen mellem forskellige løb bliver skæv.

Metodemæssigt synes exergianalysen at kunne bidrage ved:

- Identifikation af tabsmekanismer
- Ændring i fordamperens exergivirkningsgrad er et godt mål for ændringer i COP.

Med hensyn til den sidstnævnte pointe så er det ændringen af fordampningstemperaturen, som er afgørende. Forudsigelse af dennes ændring kræver beregning af varmeoverføringen, og kan ikke forudsiges vha. exergibetragtningerne. Exergianalysen træder i denne sammenhæng i stedet for en COP-konsekvensberegning, som jo i sin natur er en systemanalyse. Det kan hævdes, at en sådan analyse er lige så enkel som en lokal exergianalyse.

6. Målinger på flerløbsfordamper i luftkanal

6.1. Baggrund

For at undersøge det realiserbare energipotential ved fordampere, der opererer i en inhomogen strømning, er der blevet opbygget en testrig til undersøgelse af flerløbsfordampere på Teknologisk Institut.

For flerløbsfordampere betyder en uens luftfordeling, at varmeovergangen på luftsiden er ujævnt fordelt og derfor ikke det samme på hvert rør. Dette kan betyde, at kølemidlet overhedes i det løb, der har den bedste varmeovergang, hvorfor kølemidlet oplever et større modtryk af det fordampede kølemiddel. Resultatet er paradoksalt nok, at røret med den bedste varmeovergang "blokeres" af det fordampede kølemiddel, og kølemidlet presses over i de løb på fordampere med mindst overhedning og dermed gasdannelse. Derfor registrerer termovenilen, at overhedningen falder, og den regulerer derfor flowet ned. Den samlede ydelse på fordampere falder således ved en ujævn luftfordeling.

6.2. Opbygning af testrig

Der er derfor blevet opbygget en testrig på Teknologisk Institut til test af hhv. 3- og 6-løbsfordampere fra TTCoil A/S. Fordampernes køleydelse er blevet testet i et eksperiment, hvor følgende parametre er blevet varieret:

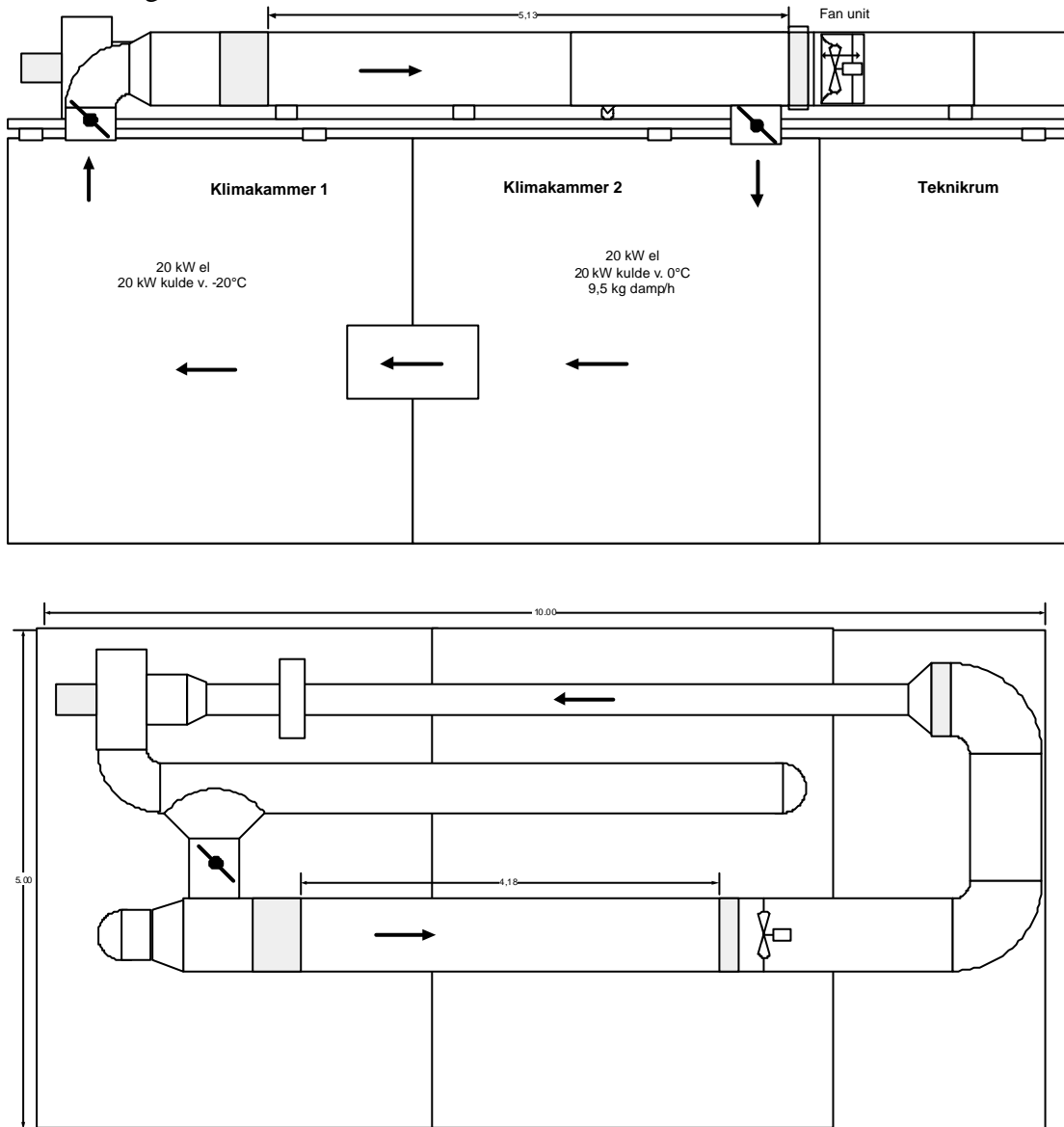
- Størrelse af plenumkammer, afstanden mellem fordamperfladen og blæseren
- Placering af blæser hhv. foran og bagved fordampere
- Facehastighed.

Endelig er eksperimentet blevet gentaget, hvor der er sat individuelle manuelle ventiler på hvert løb for 3-løbsfordampere, således at hvert løb har samme overhedningstemperatur og dermed giver et balanceret modtryk fra gasdannelsen.



Figur 16: Udførelse af luftkanal oven på klimakammer på Teknologisk Institut.

Ved udførelsen af luftkanalen er denne tænkt således, at den overholder guidelines for at undgå en skæv luftfordeling. Det må bemærkes, at der i "rigtige" bygninger ofte ikke vil være plads til at overholde disse, og hedebladerne vil da se en væsentligt mere inhomogen luftfordeling.

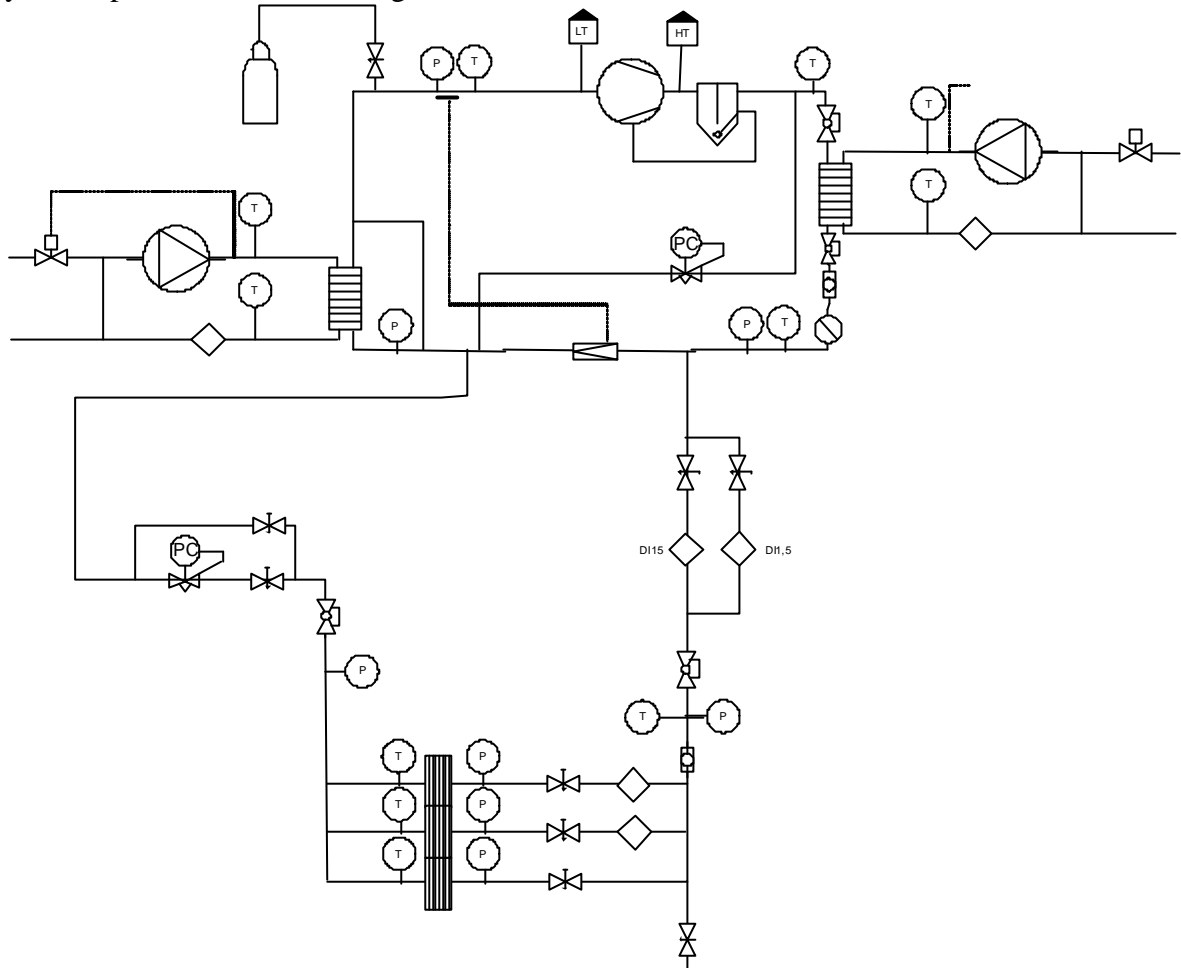


Figur 17: Placering af luftkanal oven på Teknologisk Instituts klimakamre.

Volumenstrømmen af luften måles med en DIN1952 måleblænde placeret modsat i kanalen, og facehastigheden, der er den midlede hastighed over fordamperfladen, beregnes.

Foran og bag fordamperen er opsat et array 0,72x0,72m med 4x4 hotwires. Sendes strøm igennem disse, måles den lokale lufthastighed, mens de fungerer som temperaturfølere uden strøminput. Derved kan måles et billede af luftfordelingen, samt temperaturfordeling i strømmingen omkring fordamperen. Alle målinger er foretaget på tør luft.

Fordamperen er forsynet med kølemiddel fra et R22-anlæg. For 3-løbsfordamperen måles det totale flow samt flowet på to løb. Dermed kendes fordelingen mellem de enkelte flow. Der måles tryk samt temperatur ved afgangen fra fordamperens enkelte løb. Dermed kan ydelsen på de enkelte løb beregnes.



Figur 18: Kredsdiagram for R22-køleanlæg med tilsluttet 3-løbsfordamper.

Køleanlægget opererer under følgende konditioner under forsøgene:

Fordampningstemperatur: 5°C
 Kondenseringstemperatur: 35°C
 Underkøling: 5K
 Overhedning 5K

6.3. DoE (Design of Experiment)

Eksperimenterne er sat op med henblik på at teste en 3- og 6-løbsfordamper ved at variere størrelsen på plenumkammeret, blæse eller suge igennem fordamperen, variere facehastigheden, samt endelig manuelt at regulere overhedningstemperaturen for 3-løbsfordamperen for derved at forøge ydelsen.

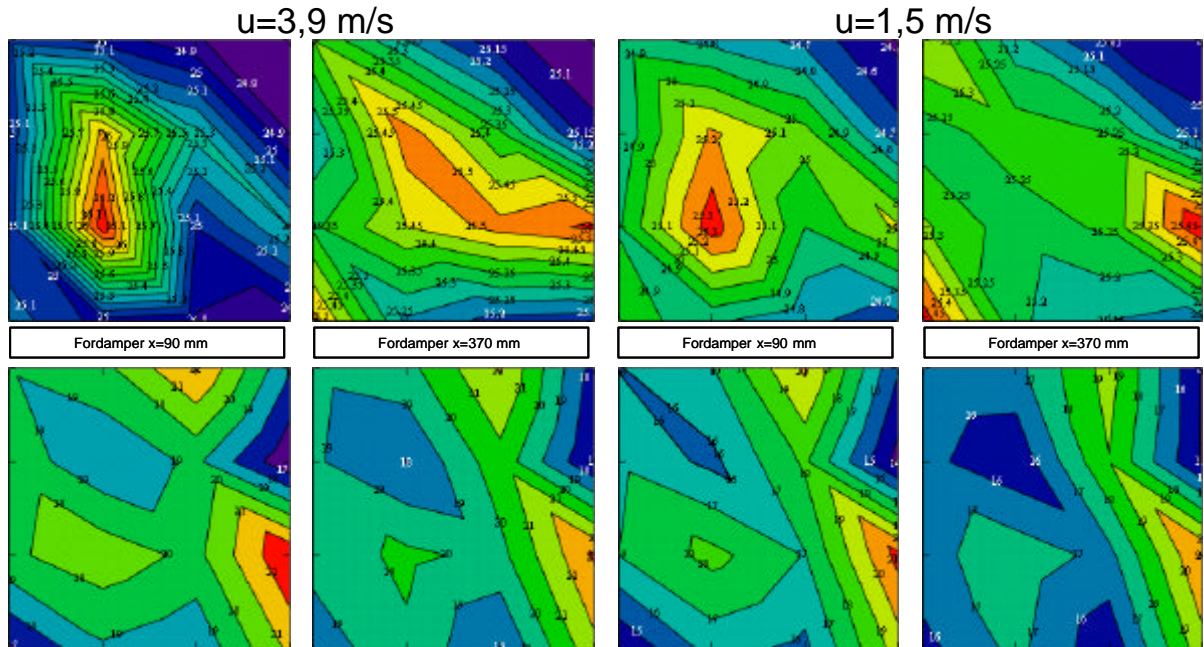
Samlet set giver dette følgende eksperiment set-up med i alt 40 individuelle måleserier:

DoE (Design of Experiment) for 3 løbs fordamper				
Termoventil		Facehastighed		
		1,5 m/s	3 m/s	3,9 m/s
Afstand	110 mm	X	X	X
	180 mm	X	X	X
	400 mm	X	X	X
Manuel ventiler		Facehastighed		
		1,5 m/s	3 m/s	3,9 m/s
Afstand	110 mm	X	X	X
	180 mm	X	X	X
	400 mm	X	X	X
Termoventil		Facehastighed		
		1,5 m/s	3 m/s	3,9 m/s
Afstand	90 mm	X	X	X
	370 mm	X	X	X
Manuel ventiler		Facehastighed		
		1,5 m/s	3 m/s	3,9 m/s
Afstand	90 mm	X	X	X
	370 mm	X	X	X

DoE (Design of Experiment) for 6 løbs fordamper				
Sugeforsøg				
Termoventil		Facehastighed		
		1,5 m/s	3 m/s	3,9 m/s
Afstand	110 mm	X	X	X
	400 mm	X	X	X
Blæseforsøg				
Termoventil		Facehastighed		
		1,5 m/s	3 m/s	3,9 m/s
Afstand	110 mm		X	X
	400 mm		X	X

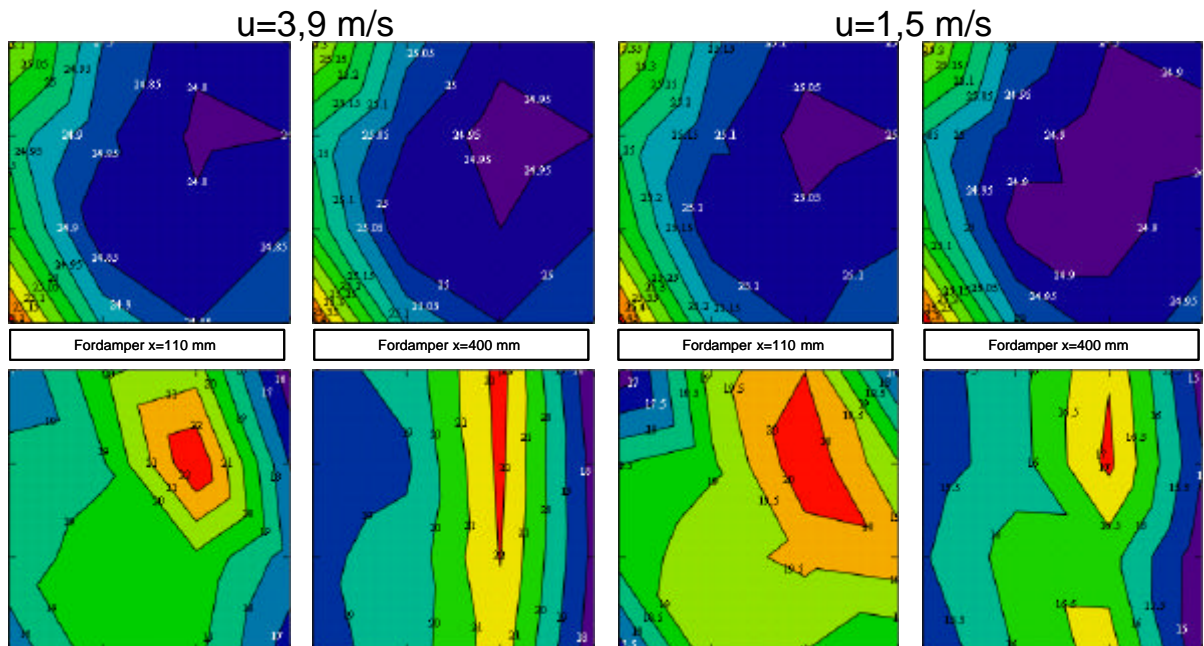
6.4. Resultater

Luftmålinger:



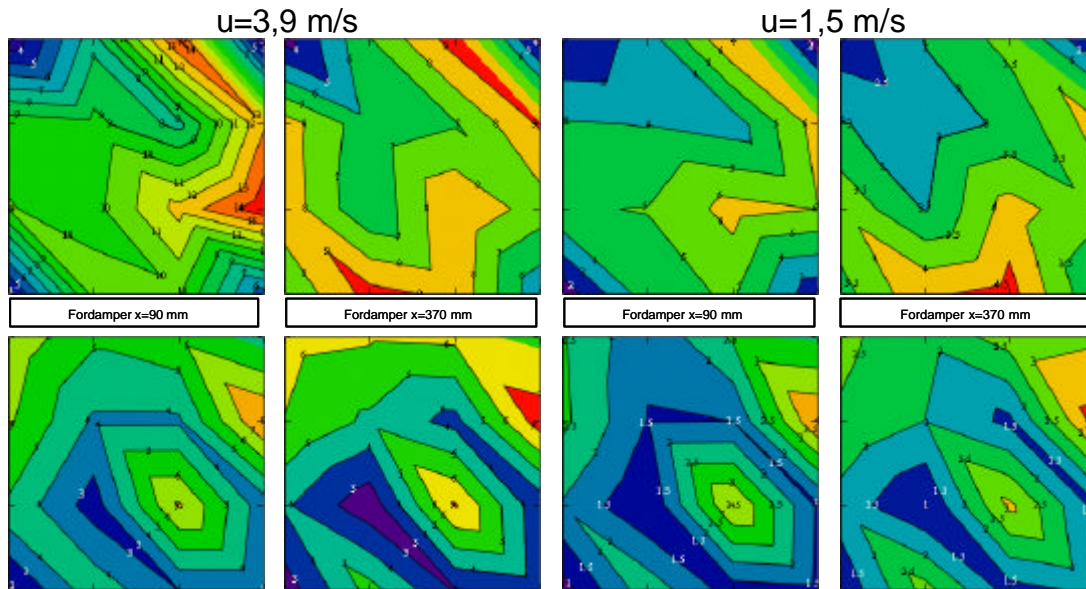
Figur 19: Temperaturplots for 3-løbsfordamper med ventilator placeret før fordamperen.

Det ses af figur 19, at der efter fordamperen opstår temperaturgradienter på op til 5K. Samtidig ses før fordamperen en homogen temperaturfordeling, dog med et termisk "aftryk" af ventilatormotoren.



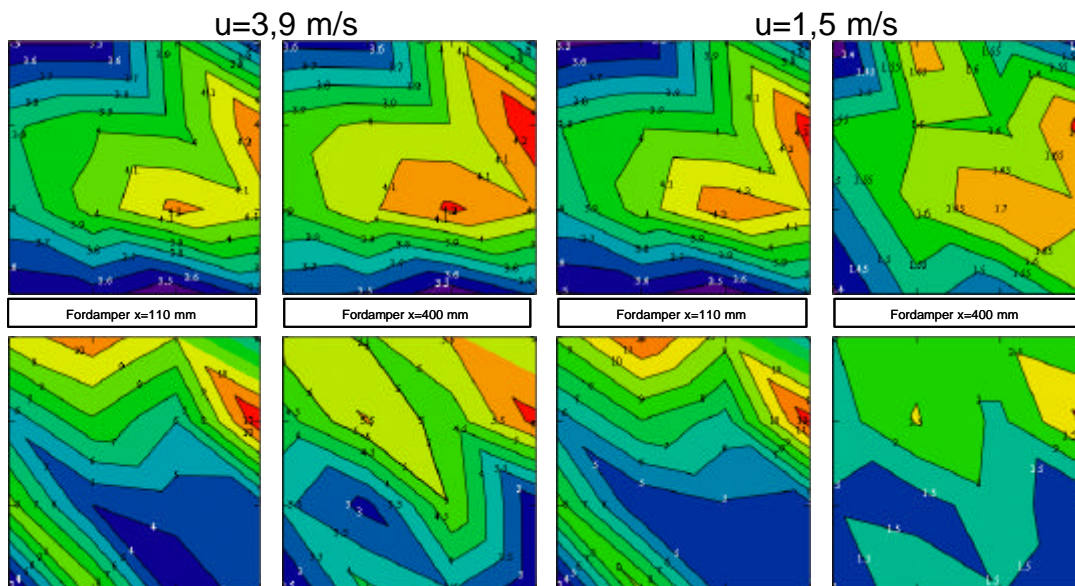
Figur 20: Temperaturplots for 3-løbsfordamper med ventilatoren placeret efter fordamperen.

Det ses af figur 20, at der efter fordamperen er tilsvarende temperaturgradienter i strømningen som ved at blæse igennem fordamperen. Der ses et aftryk af motoren i strømningen, og dette kunne indikere en recirkulationszone i centeret af plenumkammeret, hvor opvarmet luft fra motoren transporteres tilbage opstrøms.



Figur 21: Flowfordeling ved 3-løbsfordamper med ventilatoren placeret foran fordamperen.

Det ses af figur 21, at der foran fordamperen er en stærk inhomogen strømningssprofil. Samtidig ses et tydeligt "aftryk" af motoren midt i strømningen efter fordamperen. Dette kan eventuelt være en recirkulationszone, men det kan hotwire målemetoden ikke afsløre.

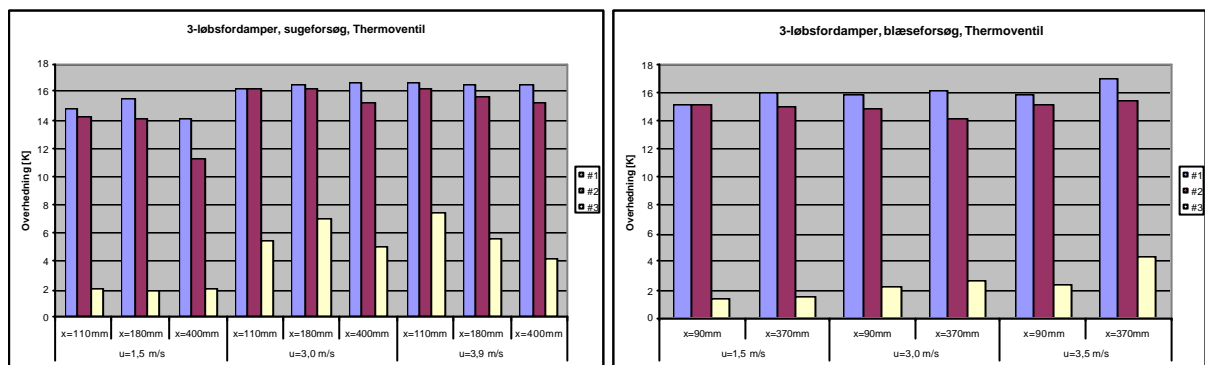


Figur 22: Flowfordeling ved 3-løbsfordamper med ventilatoren placeret efter fordamperen.

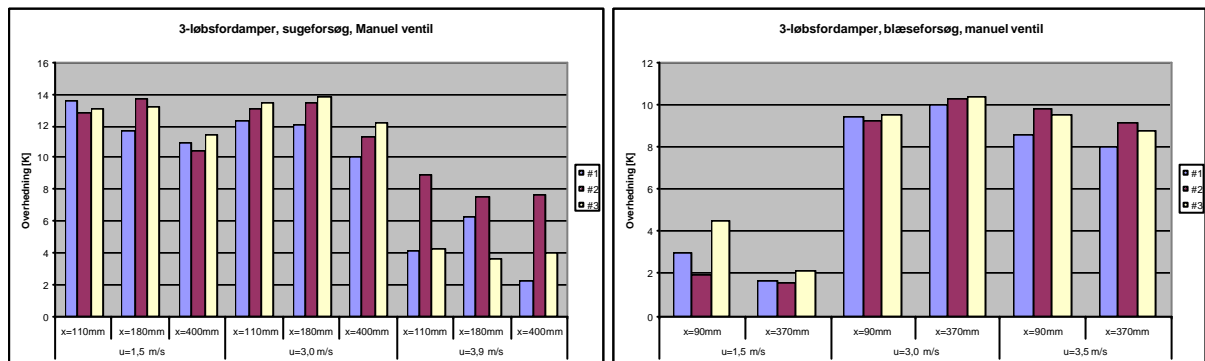
Det ses af figur 22, at der såvel foran som efter fordampere er stærkt inhomogene strømningssprofiler.

Samlet set er der observeret temperaturgradienter i strømmingen på op til 5K. Der ses både et flowmæssigt og termisk aftryk af motoren i strømmingen. Hastighederne har været vanskelige at måle, men det ses af strømningssprofilerne, at hastigheder varierer meget, ofte med en faktor 2 og er dermed langt fra den ideelle homogene facehastighed.

Kapacitetsmålinger:

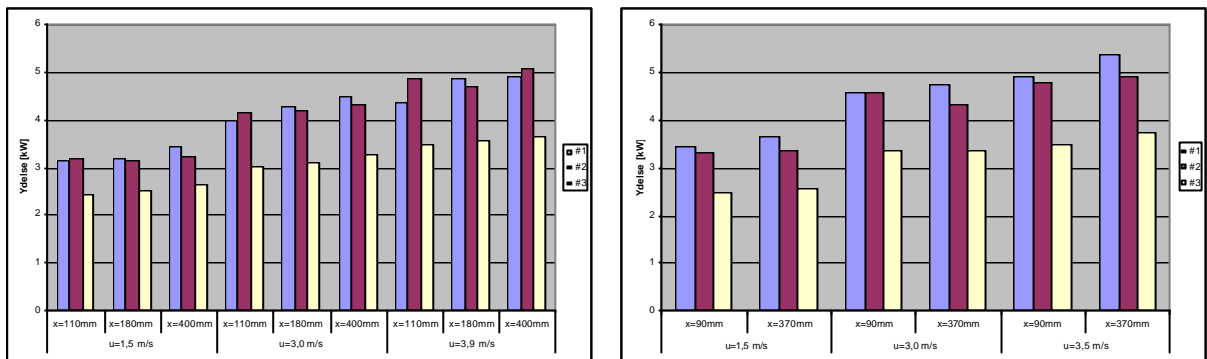


Figur 23: Måling af overhedningstemperatur for 3-løbsfordamper med termoventil.



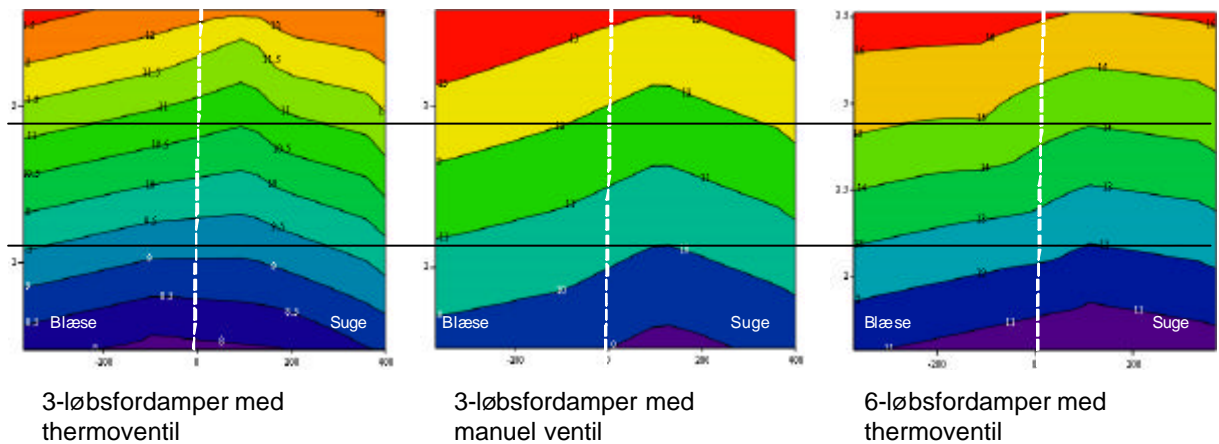
Figur 24: Måling af overhedningstemperatur for 3-løbsfordamper med manuelle ventiler.

Det ses af figur 23 og figur 24, at overhedningstemperaturen mellem de enkelte løb er stærkt varierende ved brug af en enkelt termoventil, der er det normale setup i køleanlæg, idet der er 10-15K i forskel på overhedningstemperaturen. Ved manuel regulering er denne forskel nedbragt til 2-3K.



Figur 25: Ydelse fordelt på enkeltløb ved 3-løbsfordamper reguleret med manuel ventil.

Det ses af figur 25, at køleydelsen varierer med 20-30% for hvert løb, når hvert løb reguleres manuelt, og fordampers performance dermed tilpasses luftflowet.



Figur 26: Fordamperydelse for 3-løbsfordamper med termoventil og manuelle ventiler, samt 6-løbsfordamper. Både suge- og tryksiden er afbilledet, og ventilatoren er repræsenteret ved en stiplede streg.

Fra figur 26 ses, at der er målt fordamperydelser på mellem 8 og 16 kW. Det ses, at de største ydelser er for 6-løbsfordamperen, og at størrelsen af plenumkammeret har størst betydning, hvor ventilatoren er placeret foran fordamperen.

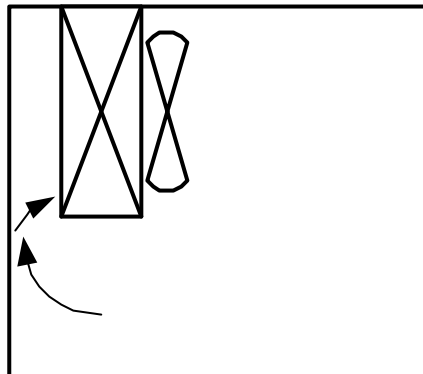
Der kan hentes omkring 1 kW ved at regulere fordamperen med manuelle ventiler. Samtidig kan der hentes omkring 10% ekstra kuldeydelse ved at forøge afstandene i plenumkammeret. Den største forbedring hentes fra 110 mm til 180 mm.

Det skal også bemærkes, at sammenlignet med de gængse teoretiske beregninger ligger de faktiske værdier målt på fordamperne ca. 2kW under forventet.

7. Undersøgelse af vægophængt fordampere

7.1. Baggrund

Ved fordampere ophængt i kølerum placeres disse ofte under loftet tæt på væggen for at spare plads, og på den måde frigøre nytteplads i rummet. Generelt kan man sige, at jo nærmere væggen, jo mere plads er der i rummet til det, det egentligt skal bruges til.



Figur 27: Vægophængt fordampere.

Fordampere til kølerum har imidlertid ofte ind sugning på bagsiden, luften trækkes derefter igennem varmevekslersektionen for til sidst at forlade fordampere ved hjælp af en blæser og et gitter. Dermed risikerer man at komme til at blokere for ind sugningen til fordampere, når man placerer den tæt på væggen, hvormed fordampere performance reduceres. Derfor skal man ved montering af fordampere afveje forholdet mellem nytteplads i rummet, samt performance af fordampere. Denne del af projektet skal støtte denne proces, idet det undersøges eksperimentelt, hvordan en fordampere performance afhænger af afstanden fra ind sugningen af fordampere til bagvæggen.

7.2. Formål

Undersøgelsen tester performance af en vægophængt fordampere ved varierende afstand til væg samt varierende omdrejningstal.

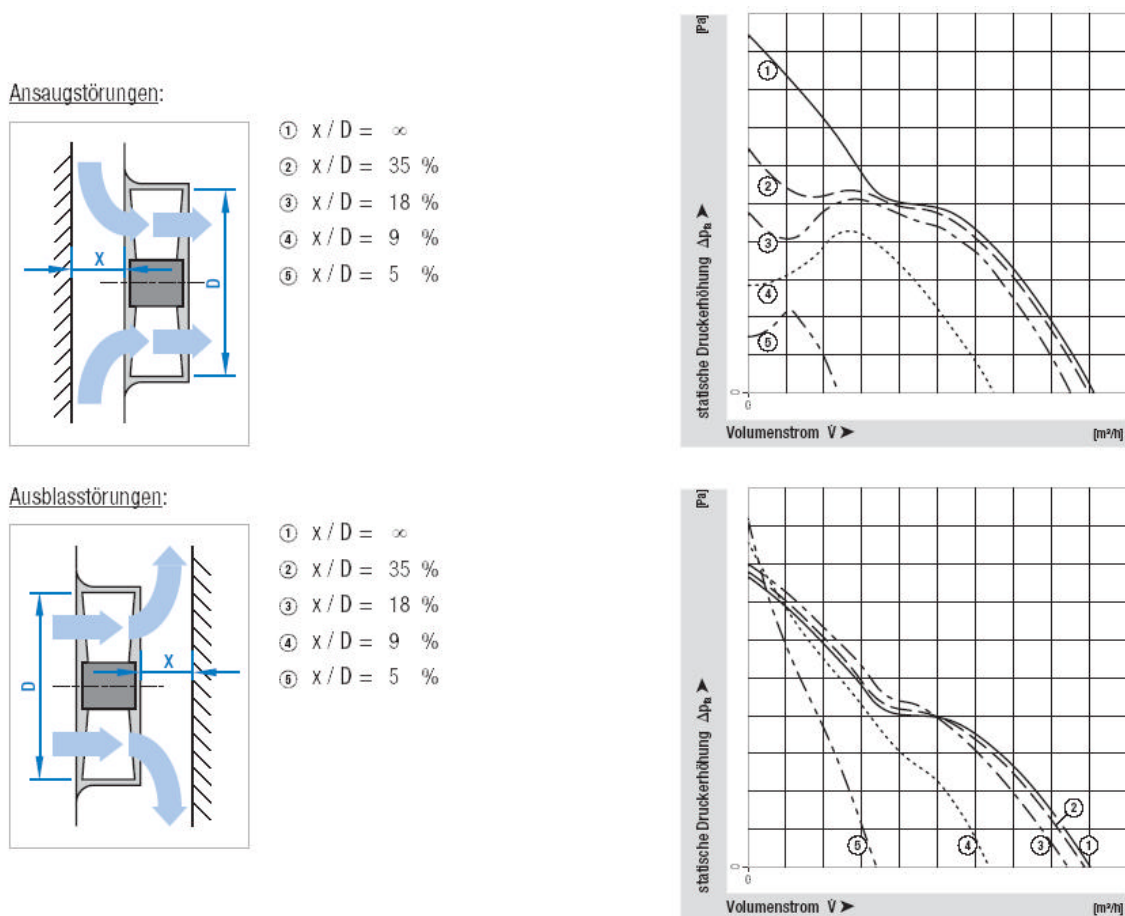
Samtidig undersøges flowprofilet efter fordampere ved hjælp af Laser Doppler målinger.

7.3. Tidligere erfaringer

Multiwing har tidligere haft erfaringer med blæsere på coils, hvor ind sugningen er blevet blokeret i mere eller mindre omfang. Så længe blokeringen ikke reducerer ind sugningsarealet til mindre end det bestrøgne areal for blæsere ($\frac{P}{4} D^2$), er der ikke observeret reduktioner i ydelsen for blæsere.

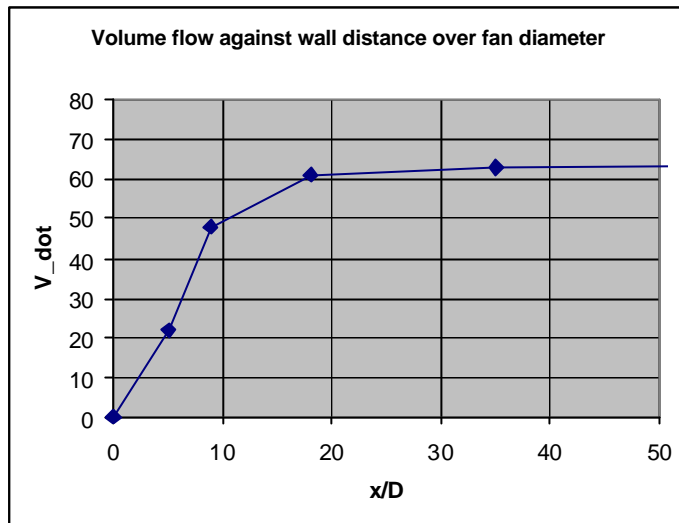
Det antages, at performancevariationer for blæseren er den direkte og mest betydende årsag til den samlede performance-variation for fordampner og blæser.

Ventilatorproducenten Papst har angivet tryk- og flowkurver for aksialblæsere ophængt i vægkonfigurationer. Disse kurver er angivet i figur 28. Det ses af denne, at performance i ventilatorens freeflowområde i væsentlighed ikke reduceres førend ratio mellem afstanden til væggen og ventilatordiameteren er under 20%. Ved væggen, placeret før blæseren, er det ventilatorens mulighed for trykopbygning, der reduceres, mens man tilsvarende kan se på figur 28, at hvis blokeringen er efter ventilatoren, bevares trykket, mens flowet reduceres.



Figur 28: Ventilator karakteristikk ved vægophængning. Kilde: Papst.

Tegnes en modtrykskurve ind over ventilator karakteristikk, kan der etableres en performancekurve for en ventilator ved varierende blokering. Dette er gjort i figur 29. Det ses ligesom på figur 28, at performance først aftager signifikant ved blokering på 20% og derunder.

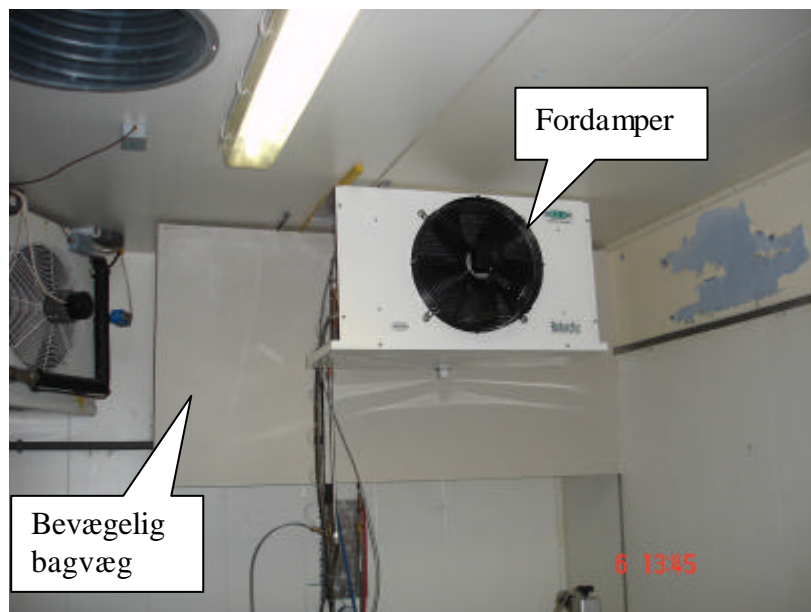


Figur 29: Ventilator-performance ved blokering.

7.4. Forsøgsopstilling

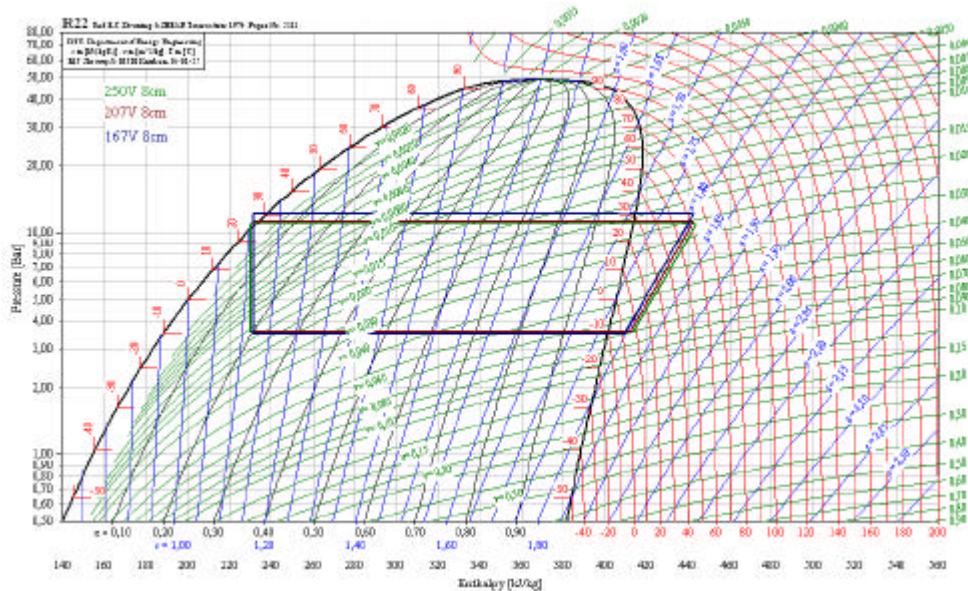
Til forsøget bruges en fancoil fra TT-Coil af typen NE40-114F-XD Antarctic 5, som er tilsluttet TI's R22-køleanlæg. Ventilatordiameteren på denne type fordamper er 40 cm.

Opstillingen er placeret i TI's klimakammer, og blokeringen sker med en flyttelig bagvæg, der kan indstilles fra 20 cm til 3 cm's afstand. De termiske forhold i rummet er sat til 10°C og tør luft for at undgå kondensdannelse på fordamperfladerne.



Figur 30: Antarctic fordamper ophængt i TI's klimakammer.

Der køres med en fordampertemperatur på -10°C , en kondenseringstemperatur på 35°C , og 5K hhv. over- og underkøling. Der køres derfor med en kølecycle ca. som vist i figur 31. **Figur 31I** forsøgsopstillingen måles rumtemperatur, overhedning og underkøling af kølemiddel, kondensator, og fordampert tryk samt kølemiddelflow.



Figur 31: Kølecycle for forsøg.

Motoren til ventilatoren forsynes med AC mellem 167V og 150V.

Under LDA-målingerne fyldes rummet med røg, for at der er partikler nok i strømmingen, til at LDA-udstyret kan detektere flowet.

Der er gennemført følgende forsøgsmatrice:

Afstand 20cm/250V	Afstand 8cm/250V	Afstand 3cm/250V
Afstand 20cm/207V	Afstand 8cm/207V	Afstand 3cm/207V
Afstand 20cm/167V	Afstand 8cm/167V	Afstand 3cm/167V

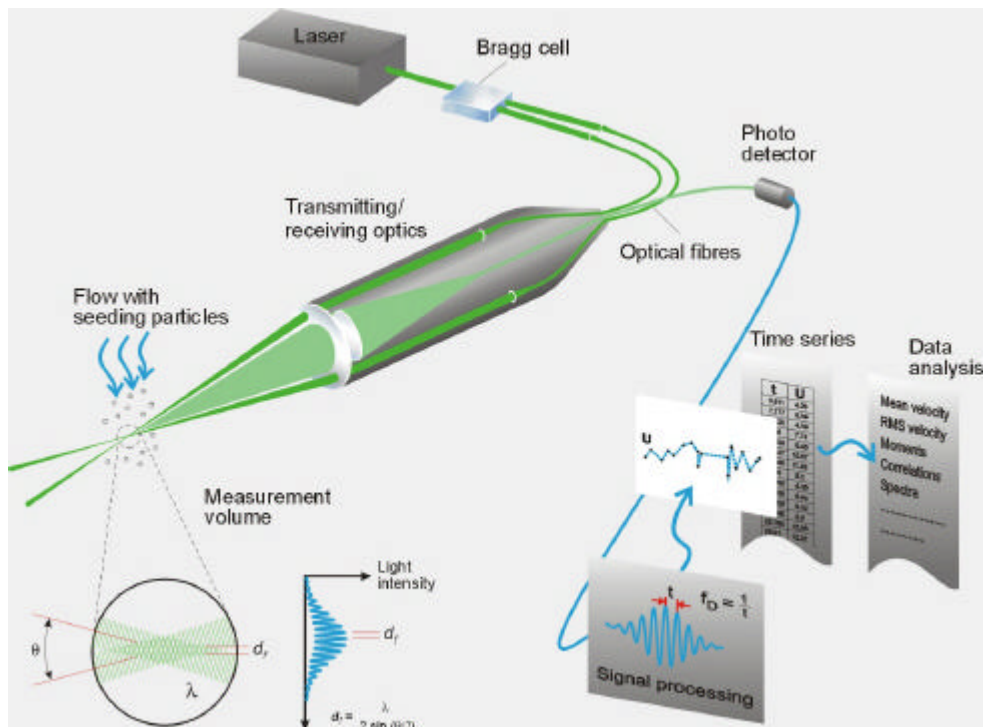
7.5. LDA-målinger

Laser Doppler Anemometri, eller LDA, er en bredt accepteret metode til undersøgelse af fluiddynamik i gasser og væsker og har været i brug i mere end 3 årtier. Det er med andre ord en veletableret teknik, der giver information omkring flowhastigheder.

LDA påvirker ikke strømmingen, og retningsfølsomheden gør det meget anvendeligt til applikationer med tilbagestrømning, kemiske reaktioner, højtemperatur, samt roterende flow, hvor fysiske sensorer som f.eks. hot wires er vanskelige eller umulige at bruge. LDA-teknikken kræver, at der er sporingspartikler i flowet.

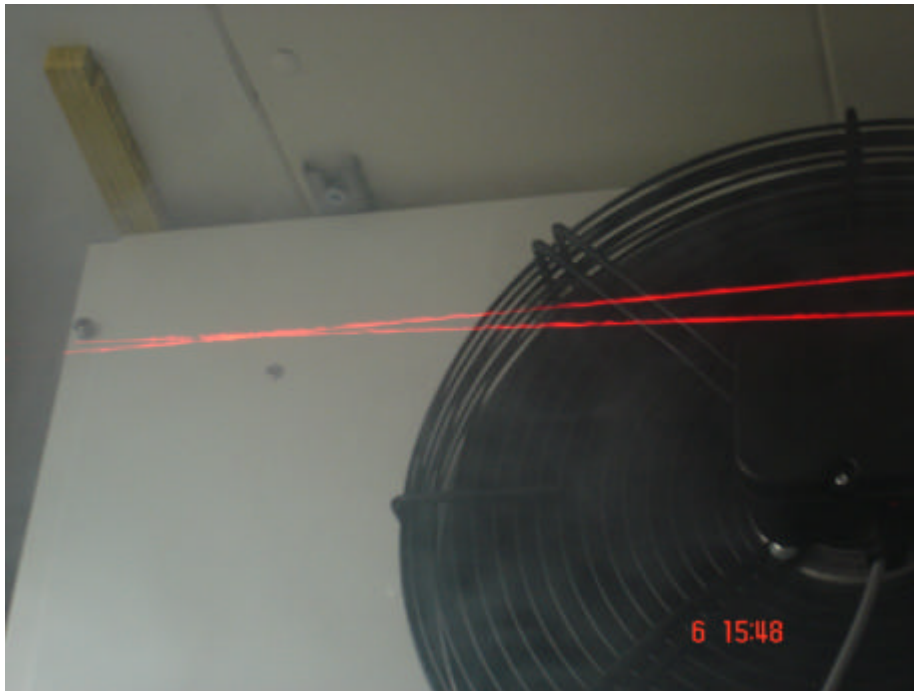
LDA-teknikkens spesielle fortrin er:

- Påvirker ikke strømmingen
- Skal ikke kalibreres
- Kan måle tilbakestrømning
- Stor oppløsning såvel rumligt som transient.



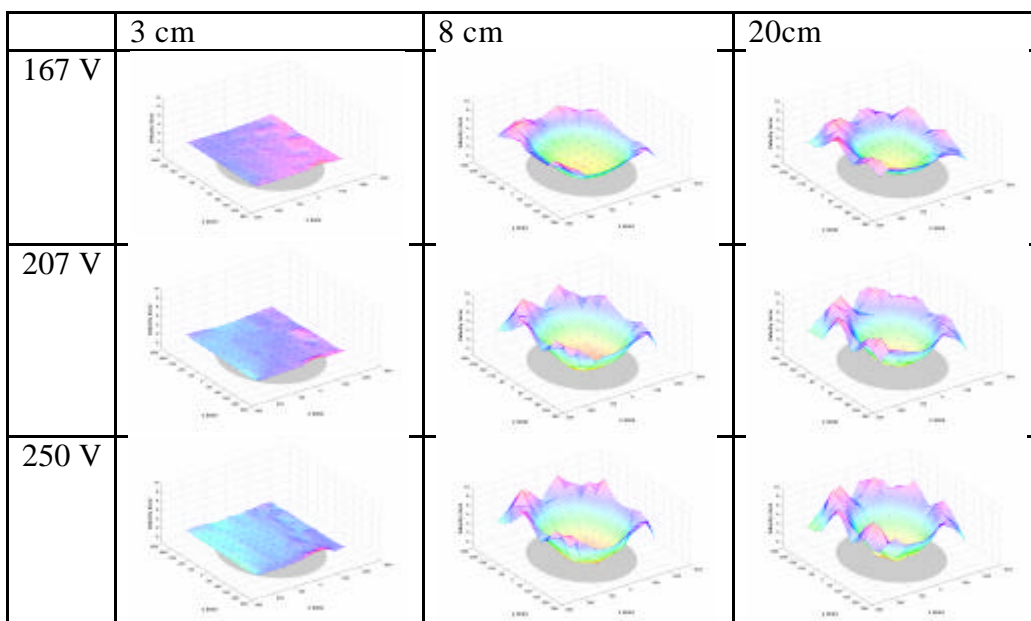
Figur 32: Laser Doppler Anemometri. Kilde: Dantec Dynamics A/S.

LDA-målingerne er gjennomført med et grid på 30x30 punkter 10 cm etter blæseren på fordamperen. Dette ses på figur 33.



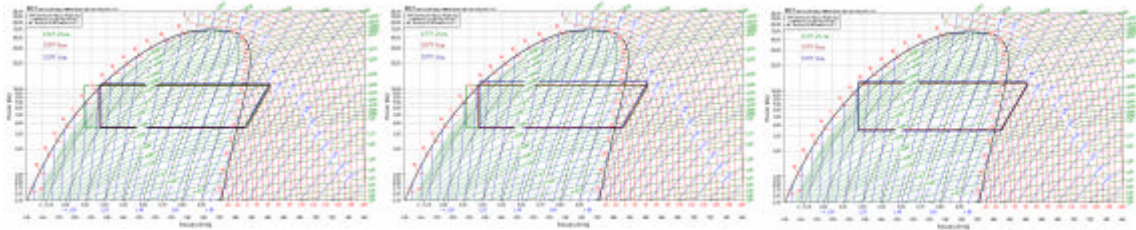
Figur 33: LDA-måling af flow efter fordampner.

7.6. Måledata



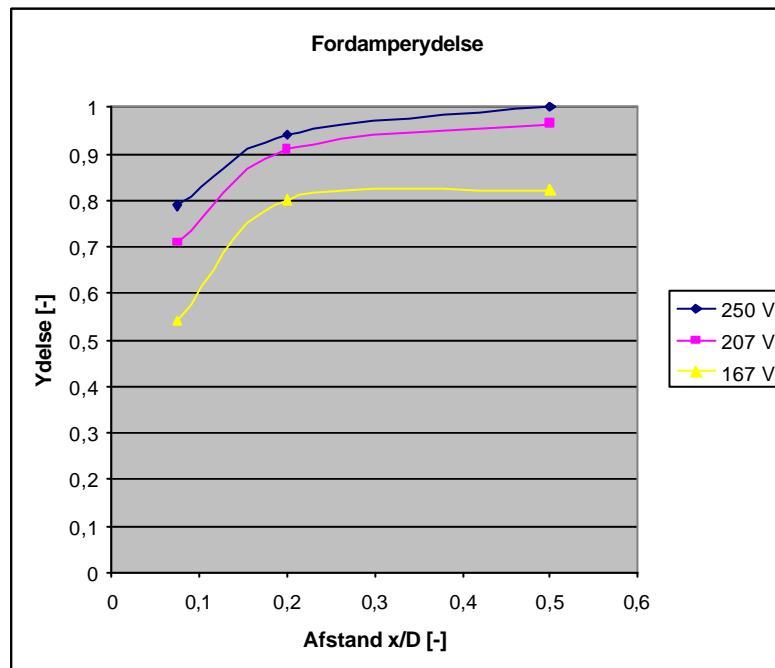
Figur 34: Målte aksialhastigheder.

Det ses på figur 34, hvor aksialhastighederne er målt, at der ved 20 cm og 8 cm's afstand mellem indsugning og blokering af flow, som forventet er en roterende jet. Der ses en tydelig tilbagestrømning i centeret af flowet, mens flowet har en positiv aksialhastighed på op til 8 m/s i periferien af flowet. Dette ses til gengæld ikke for forsøgene udført med en pladeafstand på 3 cm, hvor der er tilbagestrømning med -1 m/s i hele domænet. Det er dermed tydeligt, at ventilatoren ved denne blokering staller og skaber mere omrøring end gennemstrømning igennem fordampere.



Figur 35: Kølecykler for 250V, 207V, og 166V.

Det ses af figur 35, at det primært er underkøling før ekspansionsventilen, der varierer ved de forskellige omløbstal og afstande.



Figur 36: Normaliseret køleydelse som funktion af afstanden til blokerende plade.

Det ses af figur 36, at ydelsen på fordamperen er meget lig med erfaringerne med aksialblæsere. Der ses et tydeligt fald i ydelsen, når afstanden er under 20% af rotordiameteren. Samtidig ses, at ydelsen ikke påvirkes af blokeringer anbragt over 20% af rotordiameteren, når omdrejningstallet er reduceret med en polspænding på 167V. Sammenholdt med LDA-målingerne er det bemærkelsesværdigt, at fordamperen stadig yder mellem 50% og 80% af sin maksimale ydelse selv ved en blokeringsafstand på 3 cm, hvor LDA-målingerne klart viste, at der var et betydeligt backflow i strømmingen med hastigheder på -1 m/s mod positive hastigheder på 8 m/s i det ublokerede flow.

Det væsentligste resultat af dette forsøg er, at erfaringerne omkring flowydelse ved vægophængte aksialblæsere direkte kan overføres til performance på vægophængte fordampere.

8. Fuldskalaforsøg af temperatur og luftfordeling i forarbejdningsrum hos Thorfisk

Af Mette Havgaard, IPU



8.1. Formål med forsøg og relevans for REGOLIK-projekt

I forbindelse med PSO-projektet “Reduceret Energiforbrug Gennem Optimeret Luftflow i Køleanlæg” er der som et supplement til forsøgene, udført hos Teknologisk Institut i Århus, udført fuldskalaforsøg af en del af produktionslinjen hos Thorfisk i Grenå.

Baggrunden for at udføre forsøgene var, at personalet, som opskærer fisk hos Thorfisk, har klaget over træk specielt om vinteren. I skærerummet holdes en temperatur på 16°C hele året. Temperaturen holdes ved hjælp af ventilationsanlægget, som blæser luft ind i rummet gennem en række loftsarmaturer placeret over skærebordene. Temperaturen af den indblæste luft i forhold til rumtemperaturen varierer over året, fra en overtemperatur på ca. 12 K svarende til en indblæsningstemperatur på 28°C om vinteren, til en undertemperatur på ca. 1 K, svarende til en indblæsningstemperatur på 15°C om sommeren. Temperaturen på 16°C i rummet er valgt som et kompromis mellem hensynet til de ansatte og hensynet til produktkvaliteten af fiskene, idet en højere temperatur ville være mere behagelig for de ansatte, mens en temperatur på mellem 5 og 12°C vil være fordelagtig af hensyn til de opskårne fisks produktkvalitet.

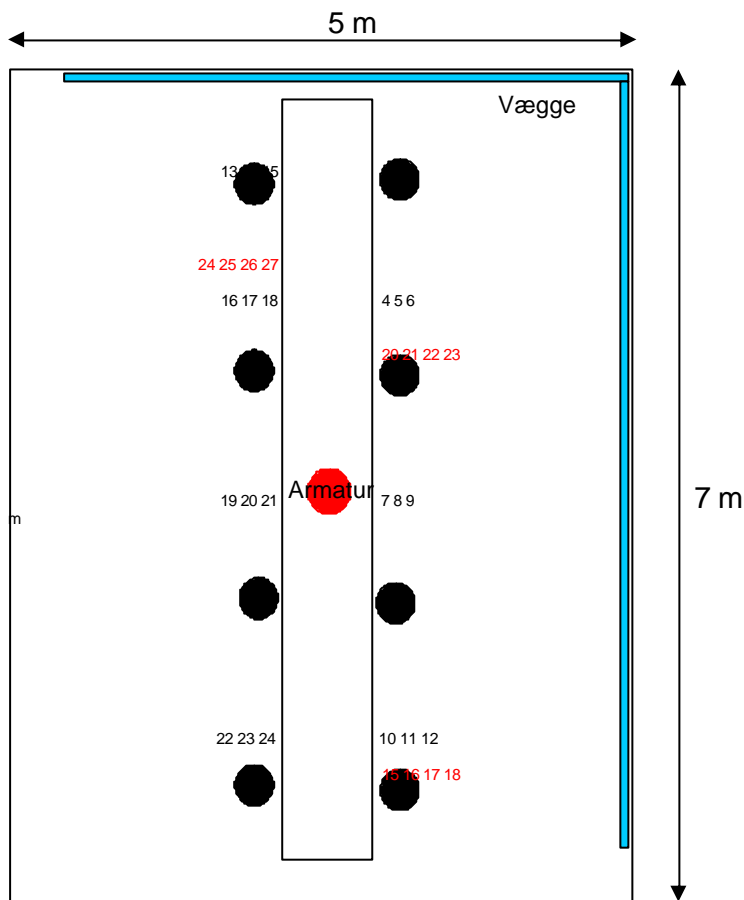
Formålet med de udførte forsøg var at undersøge årsagen til, at medarbejderne føler træk om vinteren, og hvad der kan gøres for at afhjælpe problemet på en energirigtig måde.

8.2. Beskrivelse af forsøg udført hos Lindab

Ventilationsafdelingen hos Lindab A/S kan i deres laboratorium i Farum udføre fuldskalafor-søg af ventilationsløsninger. I laboratoriet blev der opbygget en model af et udsnit af produktionlinjen hos Thorfisk. Der er set på et hjørne (5 m × 7 m), hvor der står otte medarbejdere omkring et bord. Området er afgrænset af to ydervægge, mens der er åbent til resten af rummet på de to andre sider. I området er der et enkelt loftsarmatur, placeret i midten over skærebordet. Loftshøjden i rummet er 3 m.

I laboratoriet er de kolde vægge simuleret ved hjælp af vægpaneler, hvorigennem der ledes vand med den ønskede temperatur. På de to øvrige sider har simple glasvægge udgjort skillelinjen til det øvrige laboratorium. I midten af forsøgsrummet er opstillet et langt bord, med fire ”medarbejdere” på hver side. De 8 medarbejdere simuleres i forsøgene ved hjælp af sortmalede tønder med en elektrisk 100 W-pære inden i. Indblæsningen af luften til forsøgsrummet sker gennem et udskifteligt loftsarmatur, og dermed har det været muligt at lave forsøg med tre forskellige typer af armaturer for at se, hvilken indflydelse valget af armatur har på luftfordelingen i rummet.

I figur 37 ses en plantegning af forsøgsopstillingen, som den blev opbygget hos Lindab A/S.



Figur 37: Plantegning af forsøgsopstillingen hos Lindab A/S.

På figur 37 er vist målepunkterne, der er benyttet ved forsøgene. Med sorte numre er markeret, hvor der måles lufthastighed og med røde numre, hvor der måles temperatur. Lufthastigheden måles i tre højder over gulvet: 0,1 m (det er ofte i denne højde, man finder de højeste lufthastigheder), 1,0 m og i 1,8 m (nakkehøjde for personer i rummet, da de står på en lille repos). Temperaturerne er tilsvarende blevet målt i 4 højder over gulvet: 0,3 m (ankelhøjde), 1,1 m, 1,8 m (nakkehøjde) og 2,9 m (lige under loftet). Ud fra målingerne er det muligt at vurdere luft- og temperaturfordelingen i rummet under forskellige forhold og derudfra formentlig give en forklaring på oplevelsen af træk i vinterperioden.

Ved udførelsen af forsøgene er det valgt at forskyde temperaturerne i rummet med 5-6°C. Derved undgås temperaturforskelle til det omgivende laboratorium, hvilket ville have haft indvirkning på forsøgene. Da temperaturforskellene mellem rumluft og indblæsningsluft er fastholdt, vil billedet af luftens hastighed og fordeling, og dermed temperaturens fordeling, i rummet være den samme, blot vil alle temperaturer være rykket 5-6°C.

Armaturer

Der er lavet forsøg med tre forskellige typer indblæsningsarmaturer i loftet over skærebordet. De tre armaturer fordeler luften forskelligt og vil derfor give forskellige temperatur- og lufthastighedsvariationer i rummet. De tre forskellige armaturer er vist i figur 38.



Figur 38: De tre armaturer, der er benyttet ved forsøgene, er FKD, RKD og PCA.

FKD-armaturet er et flerkonet armatur i lighed med de armaturer, der er i loftet hos Thorfisk i Grenå. Armaturet fordeler indblæsningsluften både til siderne og nedad, og afhængig af afstanden mellem konerne kan fordelingen af luften ændres. Ved forsøgene er der benyttet en indstilling, som vurderes at være lig den, der bruges hos Thorfisk.

RKD-armaturet er udformet med rotationsmønstre, der giver en stor vandret spredning på luften, når den bliver blæst ind i rummet, hvilket er fordelagtigt i situationer, hvor der blæses ind med undertemperatur i forhold til luften i rummet. Den kan dog også bruges i situationer, hvor der blæses ind med overtemperatur.

PCA-armaturet har en perforeret plade siddende i indblæsningen, og derved fordeles luften jævnt i nedadgående retning, men også til siderne gennem en spalte langs randen af den perforerede plade. Pladen kan flyttes, hvorved spalten bliver større eller mindre. I forsøgene er der kørt med en enkelt indstilling af armaturet, svarende til standardindstillingen fra fabrikken.

Temperaturtilstande for forsøg

For hvert af de tre armaturer udføres forsøg med 4 forsøgstilstande. To sommersituationer og to vintersituationer. I både sommer- og vintersituationen er der lavet forsøg med den nuværende luftmængde på 321 m³/h og med en forøgelse af luftmængden til 480 m³/h. Ved de forhøjede luftmængder er temperaturforskellen mellem indblæsningsluft og rumluft sat tilsvarende ned, således at der fjernes / tilføres den samme mængde varme fra rummet.

Ved forsøgene har ”ydervæggens” temperatur været tilpasset således, at der var varmebalance i rummet. Personerne i rummet tilfører varme, mens ventilationen enten tilfører eller fjerner varme afhængig af årstiden. Væggens temperatur er derefter indstillet i forhold til at opretholde varmebalancen i rummet.

I tabellen herunder ses en oversigt over de gennemførte fuldskalaforsøg.

Forsøgsnummer		1	2	3	4	5	6
Årstid		Vinter	Vinter	Vinter	Vinter	Vinter	Vinter
Armatur		FKD	RKD	PCA	FKD	RKD	PCA
Luftmængde	m ³ /h	321	321	321	480	480	480
Temperaturforskel	K	11	11	11	7,4	7,4	7,4
Energtilførsel fra vægge	W	-1985	-1985	-1985	-1985	-1985	-1985
Energtilførsel fra ventilation	W	1185	1185	1185	1185	1185	1185
Energtilførsel fra personer	W	800	800	800	800	800	800

Forsøgsnummer		7	8	9	10	11	12
Årstid		Sommer	Sommer	Sommer	Sommer	Sommer	Sommer
Armatur		FKD	RKD	PCA	FKD	RKD	PCA
Luftmængde	m ³ /h	321	321	321	480	480	480
Temperaturforskel	K	-1	-1	-1	-0,7	-0,7	-0,7
Energtilførsel fra vægge	W	-692	-692	-692	-692	-692	-692
Energtilførsel fra ventilation	W	-108	-108	-108	-108	-108	-108
Energtilførsel fra personer	W	800	800	800	800	800	800

8.3. De 12 forsøg

Ud fra videooptagelserne af de 12 fuldskalaforsøg er følgende karakteristisk for hvert forsøg.

Forsøg 1



Årstid: Vinter
Luftmængde: 321 m³/h
Temperaturforskel: 11 K

Dette forsøg viser, hvordan situationen ser ud hos Thorfisk på en vinterdag med de nuværende forhold. Armaturet er samme type, som sidder i opskærerummet, og luftmængden svarer til den, der benyttes i dag.

Lufthastigheden overstiger ikke 0,1 m/s i nogen af de 24 punkter, og der er dermed ikke tale om træk i rummet. Oplevelsen af træk kan dog også opstå pga. temperaturgradienter i rummet, hvor temperaturen ved fødderne er væsentlig lavere end i hovedhøjde. Tre steder i forsøgslokalet er der målt temperatur i fire højder over gulvet. Ud fra disse målinger ses det, at der er en temperaturforskel på knap 3 K fra hoved til fod, og dette kan føles ubehageligt, samtidig vil varmen fra kroppen medføre en opadrettet luftstrøm omkring personerne, som sammen med den oplevede temperaturgradient kan forklare personalets oplevelse af træk.

Optagelserne af røgforsøg i forsøg 1 viser, at luften spredes meget ud langs loftet, og kun i meget lille grad bliver blandet op med rumluften. Der er en tydelig lagdeling, og den indblæste luft kommer ikke ned til gulvet, men bliver liggende øverst i rummet.

Forsøg 2



Årstid: Vinter
Luftmængde: 321 m³/h
Temperaturforskel: 11 K

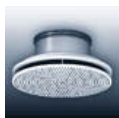
Ved dette forsøg er armaturet skiftet ud i forhold til det, der sidder hos Thorfisk, samtidig med at temperaturdifferens og indblæsningsmængde er fastholdt. Derved undersøges, om det er muligt at forbedre forholdene ved at skifte til denne type armatur.

Forsøgene viser, at lufthastighederne i rummet falder ved at benytte denne type armatur. Lufthastigheden ligger generelt omkring 0,05 m/s i rummet, hvilket er lavt, og hvilket ikke vil give anledning til, at der føles træk som følge af lufthastigheden alene.

Temperaturgradienten i rummet er dog fortsat høj, og der opleves således en temperaturforskel mellem hoved og fod på op til 2,9 K, hvilket er højt og kan opleves som træk, selvom lufthastighederne er lave. Det målte temperaturprofil i rummet viser en tydelig lagdeling af luften.

Optagelserne fra røgforsøgene viser, at luften spredes godt langs loftet og falder hurtigere ned langs de kolde vægge end ved forsøg 2. Luften når helt ned til gulvet ved de kolde vægge. Alligevel ses en tydelig lagdeling i rummet, hvor kun en lille del af den indblæste luft kommer helt ned på gulvet.

Forsøg 3



Årstid: Vinter
Luftmængde: 321 m³/h
Temperaturforskel: 11 K

Endnu engang udskiftes armaturet, mens de øvrige parametre holdes konstant.

Som for RKD-armaturet, der blev benyttet i forsøg 2, ses der et fald i lufthastighederne i rummet i forhold til det flerkonede armatur, som benyttes hos Thorfisk. Faktisk giver dette PCA-armatur de laveste lufthastigheder i rummet af de tre armaturer. Lufthastighederne i rummet vil derfor ikke give anledning til, at der opleves træk. Ud fra de målte temperaturer i rummet kan det ses, at der sker en større opblanding af luften i lokalet og at lagdelingen af luften ligger længere nede. Temperaturforskellen mellem hoved og fod for en person, der opholder sig i rummet er dog stadig på ca. 2,5 K, og personen kan derfor opleve en følelse af træk.

Videoptagelserne af forsøget viser, at luften spredes over loftet og kun kommer ned til gulvet i nærheden af de kolde vægge. Der er en tydelig lagdeling, dog med (lidt) mere røg ved gulvet, end ved de to foregående forsøg.

Forsøg 4



Årstid: Vinter
Luftmængde: 480 m³/h
Temperaturforskel: 7,4 K

For at mindske lagdelingen af luften i rummet udføres der forsøg, hvor temperaturforskellen mellem indblæsningsluften og rumluften mindskes. For at fjerne den samme mængde varme fra rummet skal luftmængden øges tilsvarende.

Med det flerkonede armatur, som benyttes hos Thorfisk, viser forsøgene med øget luftmængde, at lufthastighederne i rummet stiger. Der måles dog kun et sted en lufthastighed, der ligger over de 0,15 m/s, hvor personer vil begynde at føle træk. Da personalet i rummet er godt påklædte, vurderes det ikke, at de vil opleve træk i denne situation pga. lufthastighederne alene. Temperaturgradienten i rummet er blevet markant mindre i forhold til det tidligere forsøg med samme armatur. For de tre temperaturstandere måles der således kun en temperaturforskel mellem hoved og fod på 0,6 - 1,6 K, hvilket er en markant forbedring.

Fra røgforsøgene ses det, at der skabes en rigtig god opblanding med rumluften, og røgen (dvs. indblæsningsluften) kommer helt ned til gulvet i rummet, og røgen er jævnt fordelt i rummet.

Forsøg 5



Årstid: Vinter
Luftmængde: 480 m³/h
Temperaturforskel: 7,4 K

Ved samme luftmængde og temperaturforhold som i forsøg 4 laves forsøg, hvor armaturet udskiftes.

Igen ses det, at lufthastighederne i lokalet falder ved at benytte denne type armatur i forhold til at bruge det flerkonede. Igen er der en enkelt måling, der sniger sig over de 0,15 m/s, men ellers ligger lufthastigheden generelt under 0,1 m/s, og personalet vil derfor ikke føle træk pga. lufthastighederne i lokalet. Temperaturforskellen mellem hoved og fod er målt til ca. 2 K, hvilket er mere end hvad der blev målt med det flerkonede armatur.

Røgforsøgene viser en god opblanding, hvor luften næsten kommer helt ned til gulvet. Opblandingen er bedre en ved forsøgene med lav luftmængde, men ikke helt så god som med det flerkonede armatur i forsøg 4, da der stadig ses en lagdeling af luften.

Forsøg 6



Årstid: Vinter
Luftmængde: 480 m³/h
Temperaturforskel: 7,4 K

Armaturet skiftes igen, mens de øvrige parametre holdes konstante i forhold til forsøg 5.

Lufthastighederne i rummet er alle under 0,15 m/s og kun en enkelt overstiger 0,1 m/s, mens hovedparten ligger omkring 5 m/s. Dette er de laveste hastigheder, der er målt for vintersituationen med øget luftmængde, og der er med denne løsning ikke trækrisiko pga. lufthastighederne i rummet. Prisen for de lave lufthastigheder er desværre, at temperaturgradienten i rummet bliver større. Der er således en temperaturforskel mellem hoved og fod på ca. 2,3 K, hvilket er en mere, end hvad der blev målt med det flerkonede armatur i forsøg 4.

Røgforsøgene viser en fordeling af luften i rummet, der er meget lig det, der blev set ved forsøg 5, dog med lidt mindre opblanding.

Forsøg 7



Årstid: Sommer
Luftmængde: 321 m³/h
Temperaturforskel: -1 K

Der ses nu på en sommersituation, hvor der indblæses luft med en temperatur, der ligger 1 K under rumtemperaturen. Den indblæste luftmængde svarer til den, der benyttes i øjeblikket hos Thorfisk, ligesom armaturet er den type, som findes hos Thorfisk.

Lufthastighederne i lokalet ligger mellem 0,05 m/s og 0,13 m/s med hovedparten af målingerne under 0,1 m/s. Lufthastighederne vurderes ikke at give anledning til trækgener for personer i rummet. Temperaturforskellen mellem hoved og fod er under 1 K.

Røgforsøgene viser, at indblæsningsluften kommer helt ud til væggene, og at der meget hurtigt er stor opblanding af luften i rummet.

Forsøg 8



Årstid: Sommer
Luftmængde: 321 m³/h
Temperaturforskel: -1 K

Armaturet udskiftes, og der udføres et forsøg med luftmængde svarende til det nuværende og med en indblæsningstemperatur, der ligger 1 K under rumtemperaturen.

Lufthastighederne i rummet ligger alle omkring 0,1 m/s. Der er ikke målt lufthastigheder over 0,15 m/s i nogen af målepunkterne. Der er så godt som ingen temperaturgradient i lokalet, temperaturforskellen mellem hoved og fod er således helt nede på 0,2 K. Forholdene vil dermed ikke give anledning til, at personer i lokalet vil opleve trækgener.

Røgforsøget viser, at luften fordeles over hele loftet og kommer helt ned til gulvet, når den rammer væggene. Der er en hurtig opblanding af luften i hele rummet.

Forsøg 9



Årstid: Sommer
Luftmængde: 321 m³/h
Temperaturforskel: -1 K

Endnu engang skiftes armaturet, mens de øvrige parametre fastholdes.

Lufthastighederne i rummet ligger mellem ca. 0,05 m/s og 0,1 m/s. Samtidig er der stort set ingen temperaturgradient i rummet.

Røgforsøget viser, at indblæsningsluften kommer ind i et tykkere lag langs loftet i forhold til forsøg 7 og 8. Indblæsningsluften kommer helt ned til gulvet langs væggene. Der er en lille lagdeling af luften.

Forsøg 10



Årstid: Sommer
Luftmængde: 480 m³/h
Temperaturforskel: -0,7 K

Som ved forsøgene for vintersituationen undersøges det, hvilken effekt det har på lufthastigheder og temperaturfordeling i rummet at øge luftmængden og samtidig mindske temperaturdifferensen mellem indblæsningsluft og rumluft.

Med det flerkonede armatur ses højere lufthastigheder i rummet, end hvad der tidligere er målt. Flere steder overstiger hastigheden 0,15 m/s og to steder kom den over 0,2 m/s. Lufthastighederne kan derfor være årsag til trækgener i rummet. Til gengæld er temperaturgradienten i rummet 0 K/m.

Røgforsøget viser, at luften kommer ind i et tyndt lag langs loftet i rummet og hurtigt strømmer ned langs væggene. Der skabes stor opblanding af luften, hvilket er årsagen til, at temperaturen i lokalet er næsten ens i alle punkter.

Forsøg 11



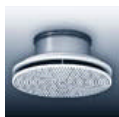
Årstid: Sommer
Luftmængde: 480 m³/h
Temperaturforskel: -0,7 K

Det flerkonede armatur udskiftes med et armatur med rotationshuller.

Lufthastighederne ligger næsten alle over 0,1 m/s, og som i forsøg 10 er der igen to punkter, hvor der er målt mere end 0,2 m/s. Billedet fra forsøg 10 er også gentaget for temperaturgradienten i rummet, som er 0 K/m.

Røgforsøget viser, at der skabes et lidt tykkere luftlag langs loftet end med det flerkonede armatur. Når indblæsningsluften når væggene, presses den nedad, og der skabes en god opblanding med rumluften.

Forsøg 12



Årstid: Sommer
Luftmængde: 480 m³/h
Temperaturforskel: -0,7 K

I det sidste forsøg blev PCA-armaturet sat op, og samtidig blev luftmængde og temperatur fastholdt i forhold til forsøg 11.

Lufthastighederne er alle under 0,15 m/s, og de fleste ligger mellem 0,05 og 0,1 m/s. Dette armatur giver således de laveste lufthastigheder i rummet for sommersituationen med øget luftmængde. Temperaturgradienten i rummet er lidt højere end for forsøg 10 og 11, men der ses dog kun en temperaturforskel mellem hoved og fod på 0,3 K til 0,7 K og altså ikke en temperaturforskel, der vil opleves som ubehagelig.

Røgforsøget viser, at indblæsningsluften fordeler sig over loftet i et tykt lag og at der sker en hurtig opblanding med rumluften.

8.4. Konklusion og anbefalinger

Ud fra fuldskalaforsøgene udført hos Lindab A/S i Farum, er det fundet, at årsagen til trækgenerne i vinterperioden hos Thorfisk formentlig i højere grad skyldes lodrette temperaturgradienter i rummet frem for høje lufthastigheder.

Det første forsøg, som viser vintersituationen, som den er hos Thorfisk i dag, viser en temperaturforskel mellem hoved og fod på op til 3 K, hvilket ligger på grænsen af anbefalingerne i ISO7730. Årsagen til temperaturgradienten er, at der indblæses luft med overtemperatur øverst i lokalet. Denne luft har ikke tilstrækkelig impuls til at blive opblandet med luften i lokalet, og vil derfor lægge sig i den øverste del af rummet, mens der ved gulvet er rumluft med en lavere temperatur. Der sker med andre ord en lagdeling af luften i rummet.

Med to andre armaturer blev det undersøgt, om disse var i stand til at give luften en større impuls og dermed skabe en bedre opblanding mellem indblæsningsluft og rumluft. Med PCA-armaturet blev der målt såvel de laveste lufthastigheder som de laveste temperaturgradienter i lokalet. Temperaturforskellen mellem hoved og fod er dog stadig op til 2,4 K.

Som sagt vurderes det, at problemet ligger i, at luften, der blæses ind med overtemperatur, ikke bliver tilstrækkelig opblandet med rumluften. Ved at øge luftmængden og samtidig mindske temperaturforskellen mellem indblæsningsluft og rumluft, opnås, at varmebalancen opretholdes, samtidig med at luftens impuls øges pga. den højere indblæsningshastighed, der sammen med minimeringen af temperaturforskellen vil øge opblandingen af luften i rummet.

Ved forsøgene med øget luftmængde i vintersituationen, blev det fundet, at det flerkonede armatur, som benyttes i dag, giver den bedste opblanding af luften, med den mindste temperaturgradient til følge. Til gengæld har armaturet højere lufthastigheder, end de to andre armaturer, der er testet, men da lufthastigheden kun i et enkelt målepunkt overstiger 0,15 m/s, vurderes det ikke at give anledning til trækgener.

I vintersituationen anbefales det derfor at overveje at øge luftmængden til rummet og samtidig nedsætte temperaturdifferensen. Vælges denne løsning, er det nuværende armatur, som benyttes hos Thorfisk, det bedst egnede af de tre testede. Såfremt det ikke er muligt at øge lufttilførslen i lokalet, blev det fundet, at PCA-armaturet var det bedst egnede af de tre testede.

Da ventilationssystemet skal fungere i både sommer- og vintersituationer, er der udført tilsvarende forsøg for en sommersituation. Her viser forsøgene, at der med de nuværende forhold ikke skulle være trækgener, heller ikke hvis det vælges at udskifte det nuværende flerkonede armatur til et af de to andre. I alle tre situationer skabes der en god opblanding, hvilket kan tilskrives undertemperaturen, der blæses ind med, og som sikrer, at luften søger nedad og dermed bliver blandet med rumluften. Ved at øge ventilationsluftmængden til rummet skabes højere lufthastigheder i opholdszonen, men da der ikke i forvejen er problemer med opblanding af luften i rummet, giver det ikke gevinster på andre punkter.

I sommerperioden anbefales det derfor at fortsætte med den nuværende indblæsningsmængde og temperaturdifferens.