

Udvikling af desiccant dugpunktskøler (DDC 2012) – Fase 2 Udviklingsspor

Elforsk projekt 345-047

Slutrapport



Udvikling af desiccant dugpunktskøler (DDC 2012) – Fase 2 Udviklingsspor
Elforsk projekt 345-047

Slutrapport
November 2020

Af

Brian Elmegaard, Lorenzo Bellemo, Martin Kærn, Wiebke Brix Markussen (DTU Mekanik), Lei Fang (DTU Byg), Lars Reinholdt, Alexander Rosenvinge Bork (Teknologisk Institut), Thomas Rønnow Olesen, Rasmus Toftegaard, Ebbe Nørgaard (COTES)

Udgivet af: DTU Mekanik, Nils Koppels Allé Bygning 403, DK-2800 Kgs. Lyngby Denmark
www.mek.dtu.dk

Resumé

Rapporten præsenterer en opsummering af arbejdet i projektet *Udvikling af desiccant dugpunktskøler (DDC 2012) – Fase 2 udviklingsspor* projekt nummer 345-047 under Dansk Energis program Elforsk. I projektet er analyser udført i del 1 af projektet – forskningsporet – blevet anvendt til at udvikle et koncept for et varmedrevet air-condition system benævnt Desiccant Dugpunktskøler DDC. Systemet består primært af et affugterhjul med desiccantmateriale som affugter tilgangsluften og en dugpunktskøler som køler luften til forsyning af bygningen. Designet inkluderer en mellemkøler til varmegenvinding. Systemet medfører væsentlig elbesparelse da det er varmedrevet ved brug af fx overskudsvarme. Det anvender tillige en mængde vand til befugtning af luft. Systemet er opbygget så det afkobler affugtning og afkøling af luften.

Det udviklede systemkoncept er anvendt ved design af en prototype som er udviklet og konstrueret af COTES. Denne enhed er anvendt i et testprogram for at validere systemets funktion. Dette er gennemført ved en testrække hos Teknologisk Institut, hvor anlægget er testet under forskellige betingelser og konfigurationer. Forsøgene har dokumenteret anlæggets drift og at det har opnået den forventede ydelse, blandt andet ved sammenligning med modelberegninger.

Ud fra testresultaterne har COTES udviklet et færdigt koncept for en DDC-enhed som både kan anvendes ved sommer- og vinterbetingelser som ventilations- og airconditionenhed. Systemet er som udgangspunkt specificeret for anvendelse i Norge, hvorfra der er udvist interesse for denne type af anlæg. Samlet set vil det kunne levere ventilation og luftkonditionering til en bygning med behov på op til 12000 m³/h med et elforbrug på 8,4 MWh/år. Desuden vil der anvendes 67 MWh el og 74 m³ vand.

Abstract

The report presents a summary of the work in the project *Udvikling af desiccant dugpunktskøler (DDC 2012) – Fase 2 udviklingsspor* project number 345-047 under Danish Energy Association's program Elforsk. In the project, analyzes performed in part 1 of the project - the research track - have been used to develop a concept for a heat-powered air-conditioning system called Desiccant Dew Point Cooler DDC. The system consists primarily of a dehumidifier wheel with desiccant material which dehumidifies the supply air and a dewpoint cooler which cools the air to supply the building. The design includes an intercooler for heat recovery. The system results in significant electricity savings as it is heat-powered by using, for example, surplus heat. It also uses water to humidify air. The system is designed so that it decouples dehumidification and cooling of the air.

The developed system concept has been used in the design of a prototype which was developed and constructed by COTES. This device was used in a test program to validate the operation of the system. This has been carried out in a series of tests at the Danish Technological Institute, where the plant has been tested under different conditions and configurations. The experiments have documented the plant operation and that it has achieved the expected performance, among other things by comparison with model calculations.

Based on the test results, COTES has developed a concept for a DDC unit that can be used in both summer and winter conditions as a ventilation and air conditioning unit. The system was specified for use in Norway, from where interest has been shown for this type of plant. Overall, it will be able to supply ventilation and air conditioning for a building with a demand of up to 12000 m³/h with an electricity consumption of 8.4 MWh/year. In addition, 67 MWh of electricity and 74 m³ of water will be used.

Indhold

1	Introduktion	2
1.1	Målsætning	3
2	DDC system prototype	5
2.1	Dimensionering	5
2.2	DDC1 med varmegenvinding	6
2.3	DDC2 uden varmegenvinding	8
2.4	Sammenligning af forslag	9
2.5	Opbygning af prototype	15
3	Tests	22
4	Endelig DDC-enhed	25
5	Videre arbejde	27
6	Konklusion	27
A	Bilag	28
A.1	Prototype	28
A.2	Tests	46
A.3	Endeligt design	96

1 Introduktion

Varmedrevne køleteknologier udgør et interessant alternativ til kompressionsdrevne teknologier og kan, hvis

Projektgruppen har bestået af en forskningsgruppe (DTU Mekanik og DTU Byg) og en gruppe af virksomheder: Teknologisk Institut (GTS-institut), COTES (Leverandør), OBH-gruppen (Rådgiver). Desuden har installatører indgået i forløbet. Dette har omfattet Ib Andersen VVS, E. Klink og GK.

Deltagere i projektet har været:

- DTU Mekanik: Brian Elmegaard, Lorenzo Bellemo, Martin Kærn, Wiebke Brix Markussen
- DTU Byg: Lei Fang
- Teknologisk Institut: Lars Reinholdt, Alexander Rosenvinge Bork
- COTES: Thomas Rønnow Olesen, Rasmus Toftegaard, Ebbe Nørgaard
- OBH Gruppen: Carsten Heuck Andersen
- E. Klink: Brian Bynk Andersen

Både den europæiske SET-plan, IEA's fremskrivninger og danske klimaplaner fra politisk hold og fra IDA anfører at besparelser og omstilling til vedvarende energikilder er de vigtigste parametre for at nå de ambitiøse mål for minimering af CO₂-udledning i de kommende årtier. DDC-teknologien gør det netop muligt at indpasse væsentlige mængder vedvarende energi i form af drivvarme ved matchende temperaturniveau og dermed at mindske elforbrug og opnå et mere effektivt energisystem. Varmedrevet luftkonditionering ses som en mulig vej til reduktion af elforbruget til køling af bygninger. Resultaterne fra IEA SHC task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration viste at det parasitiske elforbrug til især køletårne/tørkølere på varmedrevne kølemaskiner kan være en hindring for større udbredelse af disse teknologier. Målinger på realiserede anlæg af forskellige typer viste også at DEC-systemerne havde det absolut mindste specifikke elforbrug, hvilket gør denne type anlæg til den bedste kandidat, hvis der kun ses på det fortrængte elforbrug. Da DDC-systemet med sikkerhed vil kunne realiseres med endog lavere specifikt elforbrug end DEC samt lavere installeringsomkostninger, vil dette have en endnu højere sandsynlighed for at kunne bryde igennem på markedet for energioptimalt luftkonditionering.

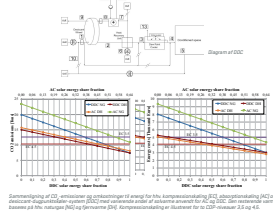
Ud fra resultaterne fra projektet vil der kunne

- udvikles en standardrække DDC-systemer

DESSICANT-DUGPUNKTSKØLER-SYSTEM

Design af et DDC til ventilationssystemer som vil minimere elforbruget til luftkonditionering ved udnyttelse af fx solvarme eller spildvarme

Projektets mål er at udvikle en DDC ved optimering af affugterhjul og dugpunktskøler samt disses samspil som system.



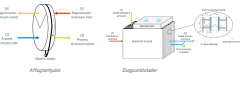
- FORVENTEDE PROJEKTERESULTATER:**
- Udvikling af optimeret affugterhjul
 - Samfide optimerede systemkoncepter for DDC
 - Koncepter for yderligere udvinding af DDC-baserede systemer
 - Et sæt af arbejder som resulterer i systemoptimering for DDC og DDC og nye tilgange til modellering af affugterhjul og dugpunktskøler
 - Udvikling af et styringskoncept
 - Optimeret styring og drift af affugterhjul
 - Udvikling af et styringskoncept
 - Samfide optimerede systemkoncepter for DDC
 - Kartlægning af besparelspotentialer ved anvendelse af DDC-systemer til traditionelle varmehvælsningsanordninger samt særligt til dehydrerende systemer

En DDC - Desiccant Dewpoint Cooling unit - består af blot et affugterhjul og en dugpunktskøler og har ikke behov for en separat luftafluftstrøm fra byggringen.

En DDC kan anvendes stand-alone eller påbygges et eksisterende ventilationssystem. Projektet består af to elementer, et forskningsforløb som blev bevilliget af EL-FORSK i 2011 og et udviklingsforløb som er bevilliget af EL-FORSK i 2012. Forskningsopgaver har fokus på skabe et videnskabeligt grundlag for det arbejde, der skal gøres i forbindelse med udviklingsprojektet.

Løsningskonceptet for samarbejdet er et speciale som DTU Mekanik og Teknologisk Institut har samarbejdet om udarbejdelse af. Dette har resulteret i meget positive resultater med henblik på anvendelse af DDC-principper i et supermarkeds luftkonditionering drevet af overstrukturens varme af solvarme og CO₂-køling.

Specialet har desuden muligheden for at indlæg og ideer til modellering og simulering for sammenlignelse i systemet og i helt nye systemkoncepter for yderligere optimering af DDC. Projektet vil tage udgangspunkt i dette arbejde samt FSU arbejde udført af Teknologisk Institut i samarbejde med CSDP og vil dermed medvirke til at DDC-systemer kan påvises at spare elforbrug til luftkonditionering med mindst 25 % i de angivne cases.



DTU Mekanik
Institut for Mekanisk Teknologi

DET AFSLUTTEDE SPECIALE HAR DOKUMENTERET MULIGHEDEN FOR AT SÆNKE ELFORBRUGET MED MINDEST 33 % UNDER DANSKE KLIMAFORHOLD BASERET PÅ DEN NUVÆRENDE STATUS FOR DDC-TEKNOLOGIENS KOMPONENTER. ENDNU STØRRE FORBEDRINGER KAN FINDES I VARMERE KLIMA

Figur 1: Poster fra Energiens Topmøde

- udvikles et optimeret tørrehjul samt styringsfilosofier
- afdækkes dugpunktskølerens muligheder samt optimeringspotentialer
- afdækkes muligheder og besparelspotentialer i anvendelse af DDC-systemer til luftkonditionering

Projektet blev præsenteret ved Dansk Energis topmøde 2015 med posteren vist i figur 1.

1.1 Målsætning

I denne del af projektet har fokus været på at anvende resultaterne fra forskningsporet til at udvikle en DDC-enhed og teste den under forskellige driftsbetingelser.

Enheden er baseret på kombination af en dugpunktskøler fra StatiqCooling og affugt-

ningsshjul fra COTES. Hermed er det muligt i nogen grad at afkoble de to funktioner som ønskes for luftkonditionering – fugtstyring og temperaturstyring. Princippet er illustreret i figur 2 nedenfor.

Affugterhjulet anvendes til affugtning af udeluft, til den ønskede fugtighed. Hjulet er udstyret med desiccantmateriale, som optager fugt fra luften. Fugten afgives ved at rotere hjulet ind i regenereringsstrømmen som er opvarmet og dermed optager fugten fra desiccanten.

Efter hjulet er luften tørrere og ved højere temperatur. For at opnå den ønskede temperatur anvendes dugpunktskøleren som udnytter befugtning af luften. Den affugtede luft ledes fra hjulet til primærsiden af dugpunktskøleren, hvor den afkøles ved varmeveksling i modstrøm med den koldere luft på sekundærsiden.

Sekundærsidens strøm udgøres af en delstrøm fra primærsiden som efter at være afkølet ledes tilbage til køleren og hvori den befugtes og dermed opnår en lavere temperatur og afkøler primærsiden.

For detaljer omkring design og optimering af hele systemet ud fra detaljerede matematiske modeller henvises til rapport for del 1 af projektet.

Primært har opgaverne i denne del af projektet ligget hos COTES som har leveret det endelige design af prototypen og bygget den ud fra indledende analyser fra DTU. Teknologisk Institut har udført tests og analyser i samarbejde med DTU.

I det følgende gennemgås de vigtigste resultater fra projektet. Yderligere detaljer for de gennemførte forsøg fremgår af bilag.

2 DDC system prototype

De grundlæggende komponenter i systemet er et desiccant hjul (DW) og en dugpunkt-skøler (DPC); en varmegenvindingsenhed (HRU) kan også installeres. I det følgende beskrives og simuleres to systemdesign henholdsvis med HRU (DDC1) og uden HRU (DDC2).

Udgangspunkt for design af prototypen var den tilgængelige DPC på DTI. Af denne grund var prototypens størrelse ikke optimeret, men dens køle- og affugtningsydelse blev evalueret ved at vælge komponenterne, der passede til den angivne DPC.

Først præsenteres en dimensionering, derefter beskrives DDC1 og DDC2.

2.1 Dimensionering

DPC-dimensioner og karakteristika er rapporteret i tabel 1.

Tabel 1: DPC dimensioner og flowspecifikationer.

Længde	0.69 m
Højde	1.01 m
Bredde	0.56 m
Nominelt luftflow	2000 m ³ /h

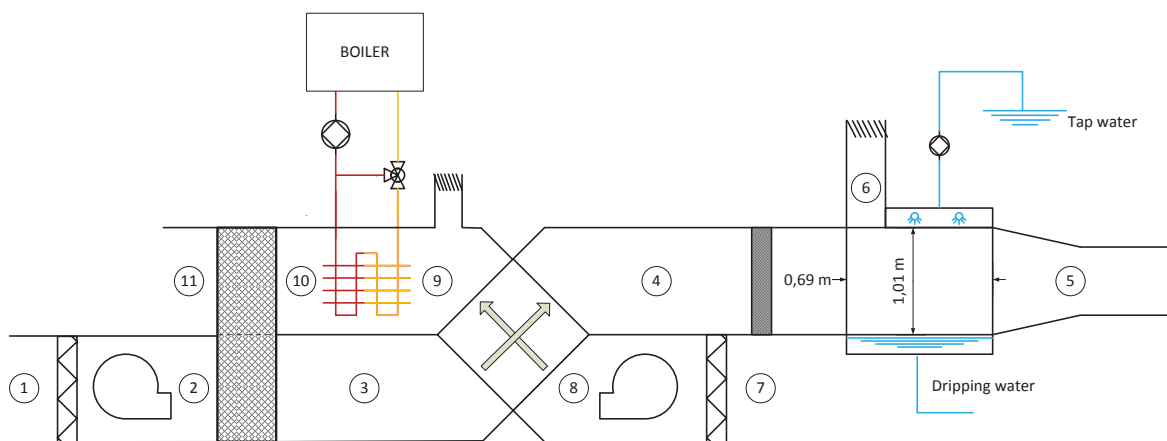
Systemet blev dimensioneret for en maksimal primær luftstrøm på 2500 m³/h , mens den minimale primære luftstrøm var 1500 m³/h .

DW blev valgt for den primære luftstrøm inden for det specificerede arbejdsområde. De tilsvarende tilgangshastigheder for en DW med en diameter på 0,5 m, regenereringsvinkel på 90 ° og dybde på 0,2 m er rapporteret i tabel 2. I det følgende bruges disse egenskaber ved hjulet til at simulere komponenten.

Tabel 2: Tilgangshastighed for DW med diameter 0,5 m.

Primær luftstrøm [m ³ /h]	Primær side tilgangshastighed [m/s]
1500	2,8
2000	3,8
2500	4,7

Tilgangshastighederne blev benyttet til at opbygge polynomierne. Disse estimerer DW-ydeevnen (fittet til *Novel/Aire*-data) er i området 3-4 m/s .



Figur 2: DDC1 prototype design med varmegenvinding

2.2 DDC1 med varmegenvinding

DDC-systemet blev oprindeligt designet med en luft til luft HRU. Varme tilføres systemet fra en varmeveksler, der er tilsluttet et varmtvandskredsløb: en 3-vejs ventil regulerer varmtvandstrømmen gennem varmespiralen og opretholder en konstant varmtvandstemperatur fra varmekilden. En kedel kan bruges til prototypen. Solvarmesystemer ville gøre systemet mere attraktivt både ud fra et energiforbrugs- og miljømæssigt synspunkt. Figur 2 viser en skitse af DDC1-systemet.

Der er overordnet set fire luftstrømme i systemet:

1. *Procesluft* Strømmer gennem DW- og DPC-processiden. Angivet med air_{pro} .
2. *Regenereringsluft* Strømmer gennem DW-regenererings siden. Angivet med air_{reg} .
3. *Sekundær luft* Strømmer gennem DPC sekundær side. Det udgøres af en del af

air_{pro} . Angivet med air_{sec} .

4. *Tilgangsluft* Luftstrøm leveret til det konditionerede rum efter DPC. Det udgøres af air_{pro} fratrukket air_{sec} . Angivet med air_{sup} .

Forholdet mellem regenererings- og procesluftstrøm kaldes *regenereringsfraktion*:

$$f_{reg} = \frac{\dot{V}_{reg, DWin}}{\dot{V}_{pro, DWin}} \quad (1)$$

Forholdet mellem sekundær- og procesluftstrøm kaldes *recirkulationsfraktion*:

$$f_{rec} = \frac{\dot{V}_{sec, DPCin}}{\dot{V}_{pro, DPCin}} \quad (2)$$

f_{rec} påvirker DPC-køleydelsen. Det er vist, at DPC-nettokølekapaciteten (køling leveret til tilluftstrømmen) maksimeres ved $f_{rec} \approx 30\%$.

Figur 2, air_{pro} gennemgår følgende processer:

- (1-2) air_{pro} er strømmer ind i systemet ved udendørstilstand (recirkulation fra det konditionerede rum kan bruges afhængigt af applikationen og rengøringspotentialet med desiccant hjulet tages i med betragtning). Et filter placeres foran centrifugalventilatoren.
- (2-3) air_{pro} affugtes og opvarmes af DW.
- (3-4) air_{pro} er forkølet i HRU.
- (4-5) air_{pro} afkøles til tilgangsbetingelsen i DPC. En luftdiffusor er installeret før DPC for at forbedre luftstrømsfordelingen ved indløbet på DPC primærsiden. air_{sek} recirkuleres til DPC ved forholdene i (5), strømmer til (6) opvarmet og befugtet og afgives derefter til omgivelserne.

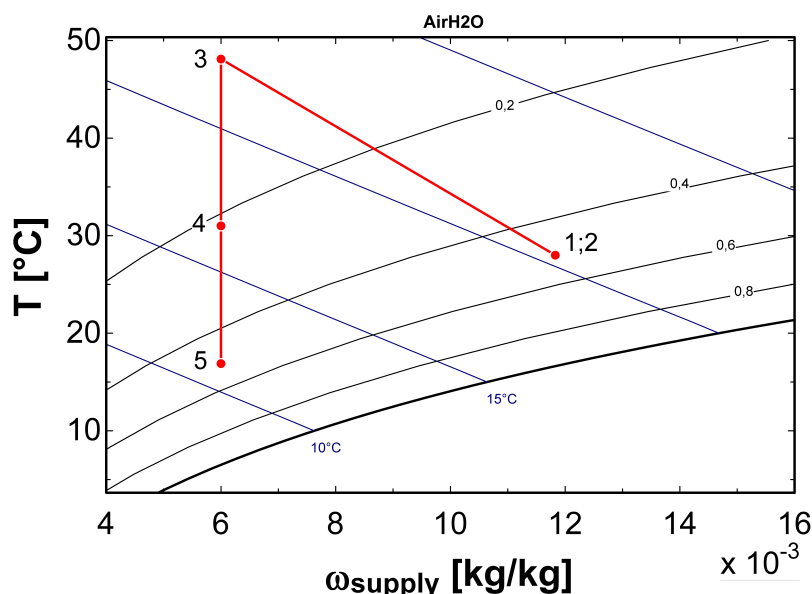
På den anden side gennemgår air_{reg} følgende processer:

- (7-8) air_{reg} strømmer ind i systemet under udendørs forhold. Et filter placeres foran centrifugalventilatoren.
- (8-9) air_{reg} er forvarmet i HRU. Flow for air_{reg} er den samme som for air_{pro} for at have en afbalanceret HRU. Recirkulation fra det konditionerede rum kan bruges i stedet for udeluft til at forbedre forkøling af air_{pro} .

(9-10) En del af air_{reg} flow afgives til omgivelserne, mens resten (udtrykt ved brug af f_{reg}) opvarmes til regenereringstemperaturen af varmespiralen.

(10-11) air_{reg} regenererer DW. Herefter afgives det til omgivelserne.

Affugtning og afkøling af air_{pro} er vist i figur 3. HRU har formodes at have en høj effektivitet på 85 %.



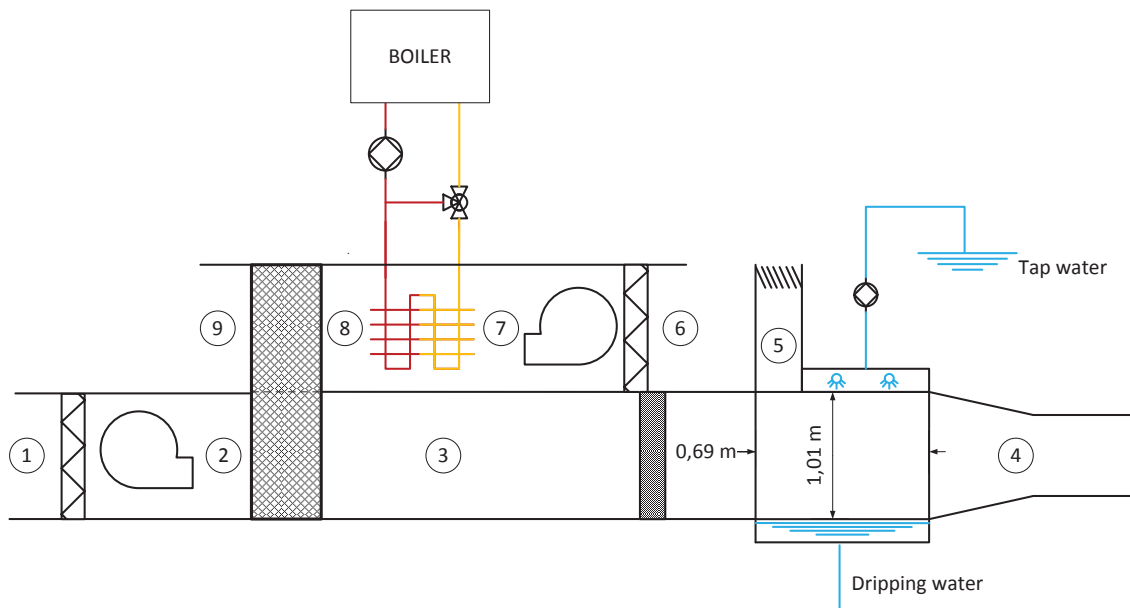
Figur 3: Air_{pro} affugtning og afkøling i DDC1. $T_1=28\text{ }^\circ\text{C}$; $\varphi_1=50\text{ \%}$; $\dot{V}_1=2000\text{ m}^3/\text{h}$.

Tilgangstemperaturen i figur 3 er $T_5 = 16,9\text{ }^\circ\text{C}$ med en DPC-effektivitet på 58 %. HRU genvinder 11,1 kW, mens den resterende regenereringsvarme fra varmekilden er 21,6 kW for at bringe air_{reg} til $90\text{ }^\circ\text{C}$ med $f_{\text{reg}} = 88\text{ \%}$.

2.3 DDC2 uden varmegenvinding

Alternativt kan HRU fjernes fra designet. Luftstrømmene og processerne svarer til det, der blev anfæret for DDC1 med HRU udeladt. Dette system er vist i figur 4. Affugtning og afkøling af air_{pro} er vist i figur 5.

Ved samme udendørs forhold som i figur 3 affugter DW stadig air_{pro} til $6\text{ g}_v/\text{kg}_a$, derfor er tilstand (1, 2, 3) den samme i figur 3 og 5. Fraværet af HRU fører til en højere fremløbstemperatur i DDC2 end DDC1: i DDC2 $T_4 = 20,7\text{ }^\circ\text{C}$ med en DPC-effektivitet på 66 %.



Figur 4: DDC2 prototypedesign uden varmegenvinding.

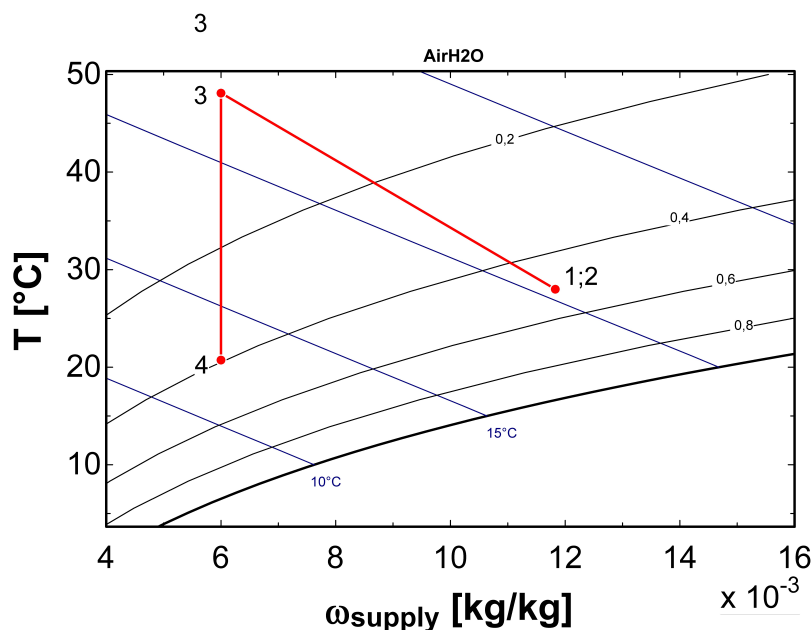
En kort oversigt over fordele og ulemper ved ikke at anvende HRU er vist i tabel 3 med af en given DW-drift for kun at sammenligne køleenheden (HRU + DPC).

DDC1 og DDC2 skal sammenlignes ud fra både energimæssige og økonomiske betragtninger, eventuelt også pladsbehov og miljøpåvirkning. I det følgende vises en sammenligning med fokus på fremløbstemperatur, regenerering af varmeforbrug, vandforbrug og elforbrug for de to løsninger.

2.4 Sammenligning af forslag

De to systemer simuleres ved hjælp af den samme model, hvor HRU-effektiviteten ϵ_{HRU} kan varieres fra 0 (ingen HRU) til 1 (ideel varmeoverføring).

DPC-modellen giver realistiske resultater (svarer til data fra *StatiqCooling*), når der anvendes en arealeffektivitet $\eta_s = 0.55$. Areal effektiviteten er en faktor, der anvendes for



Figur 5: Air_{pro} affugtning og afkøling i DDC2. $T_1=28\text{ }^\circ\text{C}$; $\varphi_1=50\%$; $\dot{V}_1=2000\text{ m}^3/\text{h}$.

Tabel 3: Fordele og ulemper ved at udelade HRU fra prototypedesignet.

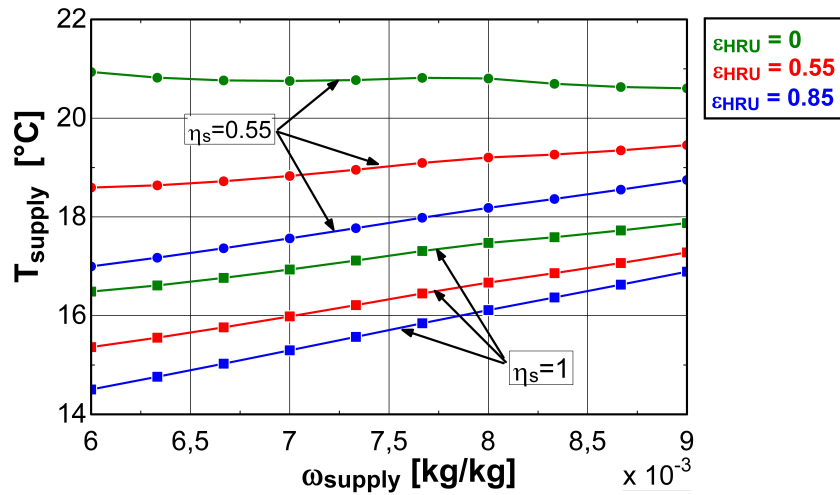
Fordele	Ulemper
Reduceret tryktab	Øget tilgangstemperatur
Mere kompakt system	Øget behov for regenereringsvarme
Billigere system	

både varme- og masseoverføring, for at vurdere afvigelser fra de ideelle antagelser, der bruges til at opbygge modellen (fx homogen luftfordeling mellem kanalerne og homogen vandfordeling i det hygroskopiske lag). I den følgende analyse varieres η_s også for at sammenligne ydelserne for en reel DPC ($\eta_s = 0.55$) med en ideel DPC ($\eta_s = 1$), hvorimod f_{rec} holdes konstant på 30 %.

Udendørsforholdene brugt gennem analysen er sommerdesignbetingelser for et dansk scenarie: $T = 28\text{ }^\circ\text{C}$ og $\varphi = 50\%$.

Figur 6 viser afhængigheden af fremløbstemperaturen T_{sup} efter DPC for den affugtede primære luftfugtighed ω_{sup} for 3 forskellige HRU-effektiviteter ε_{HRU} . Både en reel og en ideel DPC betragtes.

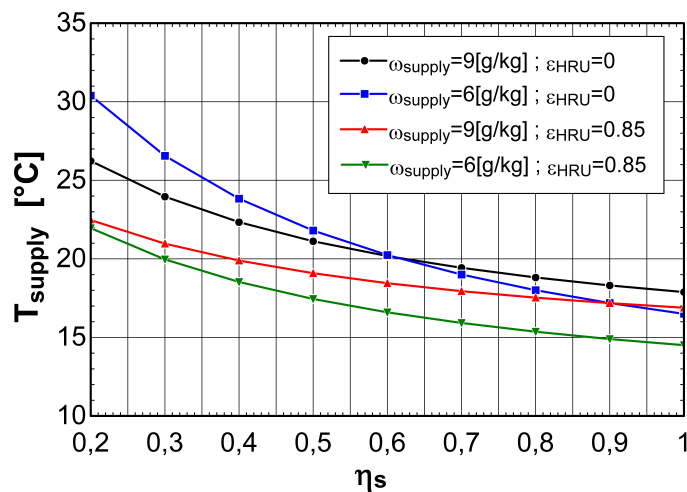
Figur 6 viser at:



Figur 6: T_{sup} som funktion af ω_{sup} , ϵ_{HRU} and η_s .

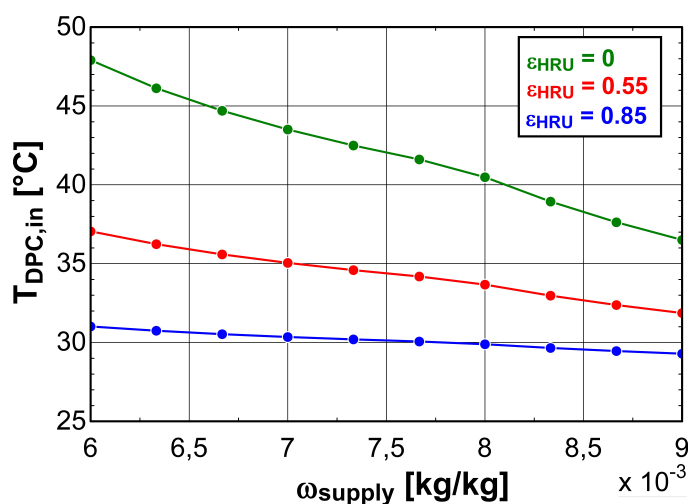
- T_{sup} falder for øget ϵ_{HRU} . Forskellen stiger for faldende ω_{sup} .
- η_s påvirker T_{sup} : de ideelle og reelle DPC'er reagerer forskelligt på faldende ω_{sup} , også afhængigt af HRU-effektiviteten. For den ideelle DPC falder T_{sup} altid med ω_{sup} , mens dette for den reelle DPC kun er tilfældet, hvis en HRU bruges.

Figur 7 uddyber det, der vises i figur 6 ved hjælp af en følsomhedsanalyse på η_s .



Figur 7: T_{sup} som funktion af η_s , ω_{sup} og HRU

Af figur 7 bemærkes, at når der ikke bruges HRU, er der en værdi for η_s , der fører til den samme T_{sup} for to forskellige ω_{sup} . Denne η_s afhænger både af DPC (T_{sup} er en funktion af ω_{sup} og DPC primær indgangstemperatur $T_{\text{DPC, in}}$) og DW ($T_{\text{DPC, in}}$ er en funktion af ω_{sup}) model. Figur 8 viser variationen af $T_{\text{DPC, in}}$ efter affugtning og varmegenvinding for forskellige ε_{HRU} .



Figur 8: $T_{\text{DPC, in}}$ som funktion af ω_{sup} og HRU.

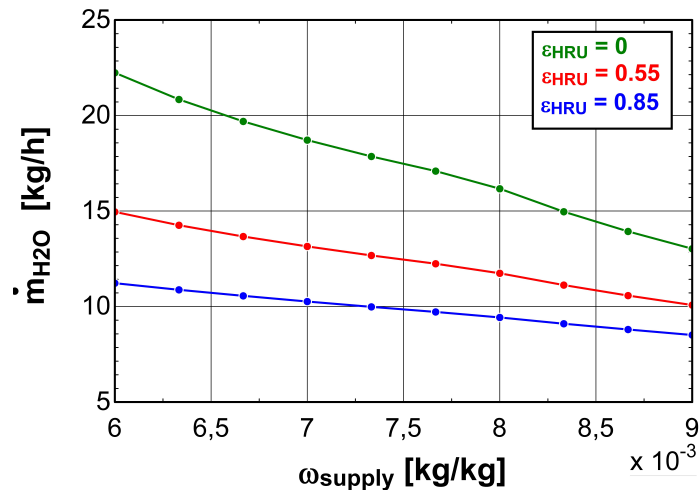
Vandforbruget $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ i DPC varierer afhængigt af ω_{sup} , HRU-effektivitet (og dermed $T_{\text{DPC, in}}$). Afhængigheden af $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ for varierende ω_{sup} og ε_{HRU} for en reel DPC er rapporteret i figur 9. De observerede tendenser for $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ følger trends i $T_{\text{DPC, in}}$ som vist i figur 8: mere præcist $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ er proportional med det primære lufttemperaturfald over DPC, og dermed dens kølekapacitet.

Variationen af regenereringsvarmen \dot{Q}_{reg} , der bruges til at opnå forskellige ω_{sup} , er vist i figur 10 sammen med den termiske COP (COP_{th}) for systemet.

Med henvisning til figur 3 er COP_{th} defineret som:

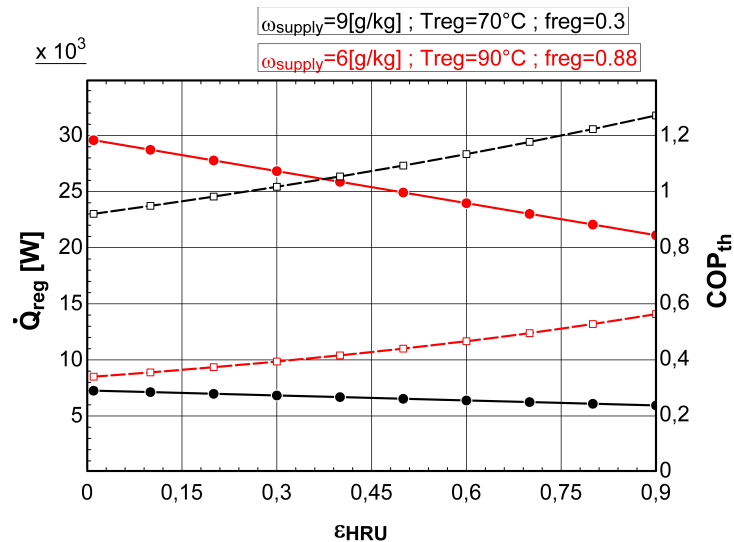
$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\text{cool}}}{\dot{Q}_{\text{reg}}} = \frac{\dot{m}_{\text{sup}} \cdot (h_1 - h_5)}{\dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_9)} \quad (3)$$

hvor h er entalpi af fugtig luft ved specifikke tilstande. Både \dot{Q}_{cool} og \dot{Q}_{reg} varierer for ε_{HRU} . Førstnævnte stiger for øget ε_{HRU} (h_5 falder); sidstnævnte falder for at øge ε_{HRU} (h_9 stigninger).



Figur 9: $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ som funktion af ω_{sup} and ϵ_{HRU} .

Ændringen i regenereringsbetingelser (T_{reg} og f_{reg}) for at opnå den angivne ω_{sup} definerer variationerne af \dot{Q}_{reg} med ϵ_{HRU} .



Figur 10: \dot{Q}_{reg} (fuldt optrukken) og COP_{th} (stiplet) som funktion af ϵ_{HRU} for to affugtningsydelser.

Derudover skal tryktabet i komponenterne beregnes for at finde elforbruget til systemet. Her er kun fundet trykfaldene i DW, HRU og DPC. Tryktabet for $\dot{V}_1 = 2000 \text{ m}^3/\text{h}$ er vist

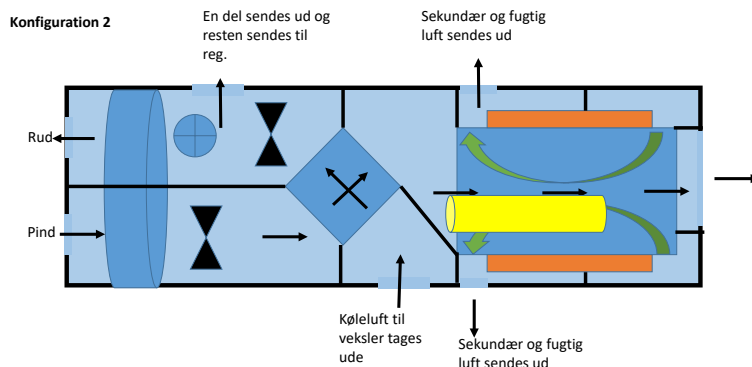
i tabel 4, hvor en HRU med $\varepsilon_{\text{HRU}} = 70 \%$ anvendes. Sidstnævnte er valgt fra *Heatex*-softwaren: det svarer til H0750 / 3.3 / E krydstrømspladevarmeveksler, som er kubisk med kantlængde på 750 mm.

Tabel 4: Tryktab i komponentet for $\dot{V}_1=2000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Position	Tryktab [Pa]	Tryktab [Pa]
	$\omega_{\text{sup}}=9 \text{ g}_v/\text{kg}_a$	$\omega_{\text{sup}}=6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$
DW processide	360	360
DW reg-side ($f_{\text{reg}}=30\%$)	304	1395
HRU processide	110	110
HRU processide	110	110
DPC processide	133	134
HRU sekundær side	47	47

Følgende bemærkes i tabel 4:

- Trykfaldet i DW har størst betydning for elforbruget.
- Trykfaldet for DW-regenereringssiden er for højt for $\omega_{\text{sup}} = 6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$. Dette indebærer, at et større hjul eller en større regenereringsvinkel skal bruges for at dække høje affugtningsbelastninger.
- Tryktabet i HRU er sammenligneligt med trykfaldet i DPC.



Figur 11: Illustration af prototypekonfiguration

2.5 Opbygning af prototype

Ud fra denne analyse blev et design for prototypeanlægget med varmegenvindingsenhed udført og bygget hos COTES. Figur 11 viser princippet i dette system, mens figur 12 viser en arbejdsstegning for enheden. Enheden blev udformet med henblik på at kunne afprøve flere forskellige driftsbetingelser og flowkonfigurationer for at vurdere effekten af disse.

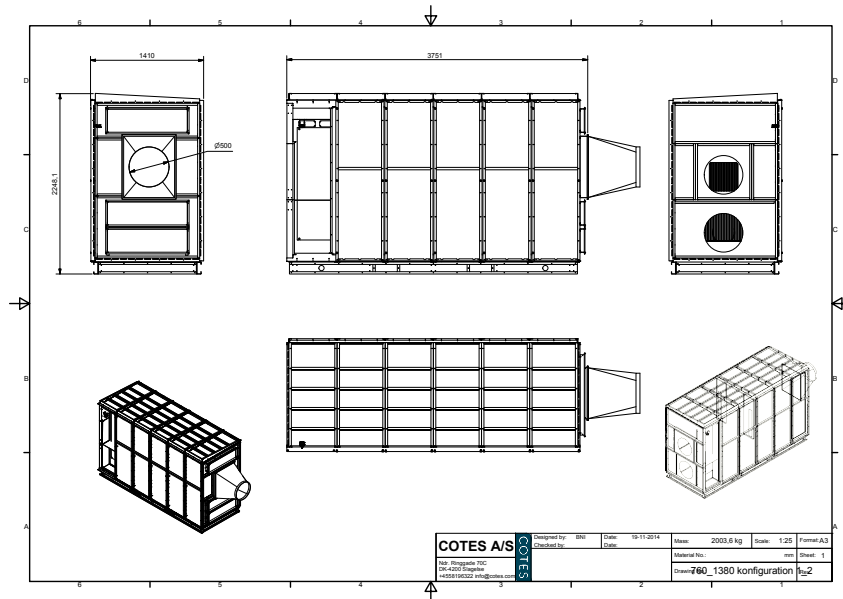
I midten af Figur 13 ses Cotes' CRP standard affugter. Affugtningen sker ved brug af et silicagel-hjul, der roterer ind i flowet, som ønskes affugtet. Hjulet regenereres løbende med varm luft i modstrøm. Processen kan derfor køre kontinuerligt.

Affugteren er under forsøg brugt til at skabe de ønskede forhold for indsugningsluften til dugpunktskøleren og til at teste de to units i kombination med hinanden.

I venstre side af billedet ses to 9 kW varmeblæsere, som er blevet brugt til opvarmning af indsugningsluften for at skabe de ønskede indsugningsforhold, så der var noget at køle på.

I højre side af billedet ses Cotes' DDC (Desiccant Dewpoint Cooler). De to units var koblet sammen med en sort flexslange, så afblæsningsluften fra CRP-unitten gik til indsugningen af DDC-unitten.

Fra venstre i figur 2 ses flexslangen fra CRP unittens afblæsning, i midten ses COTES' DPC unit, øverst til højre ses afblæsningskanalen for den kølede luft, og nederst til højre er der en indsugningskanal til en modstrømsveksler, der er monteret i midten af unitten. På toppen ses en af to afblæsningskanaler fra den recirkulerede luft.



Figur 12: Tegning af DDC-prototype



Figur 13: Foto af COTES CRP dehumidifier unit



Figur 14: Foto af COTES DPC (Desiccant Dewpoint Cooler) unit



Figur 15: Færdig enhed

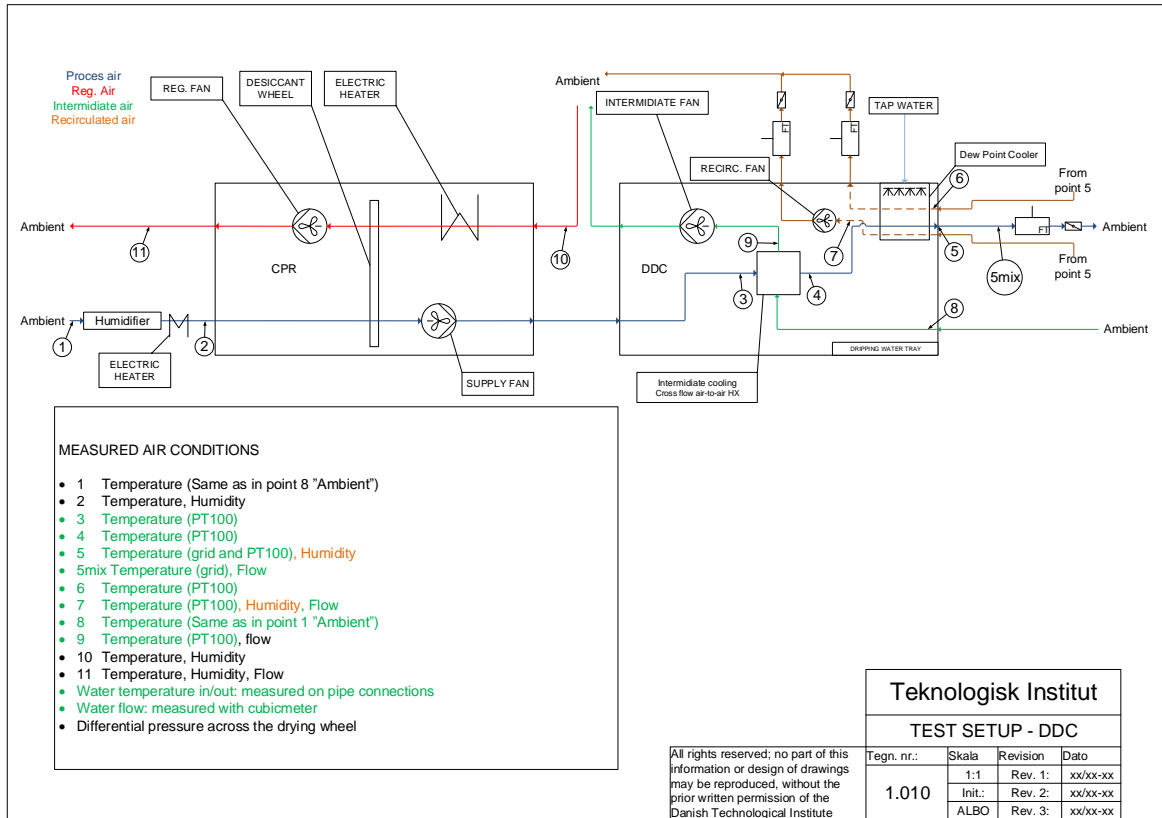
Den færdige enhed installeret til test hos Teknologisk Institut er vist på billedet figur 15.

Figur 16 viser et PI diagram af testopstillingen. Følger man den blå linje for procesluften fra venstre, starter det med indsugningen til konditionering af omgivelsesluft ved punkt 1, og herefter kommer varmeblæsere og en befugter, der benyttes til at skabe forskellige tilgangskonditioner i punkt 2, hvor indsugningen til affugteren er. Efter affugtning går den tørre luft fra CRP unitten ind i DDC unitten til punkt 3, som er indløbet til en krydsveksler (mellemkøler), der kan forkøle luften. Den forkølede luft ender i punkt 4 og videre herfra ind i dugpunktskøleren til punkt 5. Herfra recirkuleres en delstrøm af luften, der sendes modstrøm gennem dugpunktskøleren, hvor den befugtes i punkt 6 for efterfølgende at blive blæst ud til omgivelserne i punkt 7 skitseret med den brune linje. Den resterende luft er resultatet af den samlede proces.

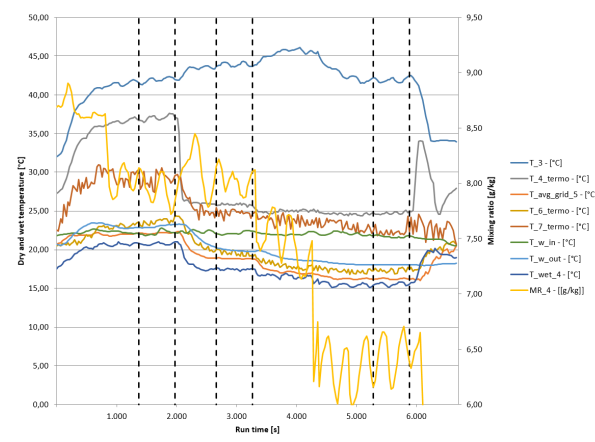
Følger man den grønne linje for krydsflowet til mellemkøleren, starter det ved punkt 8, hvor indsugningen finder sted. Luften afleveres igen ved punkt 9 til omgivelserne. Til sidst er der regenereringsluften til affugteren, der starter ved punkt 10 og herefter opvarmes, så luften kan indeholde en større mængde fugt. Til sidst afleveres regenereringsluften til omgivelserne i punkt 11.

Systemet er kørt med to forskellige indstillinger af den recirkulerede luft, der føres tilbage igennem dugpunktskøleren, enten hvor en 1/3 af procesflowet tages fra punkt 5 og føres tilbage igennem dugpunktskøleren og 2/3 leveres til forbrugeren, eller hvor en delstrøm tages fra punkt 4 og føres tilbage igennem dugpunktskøleren. I det sidste tilfælde recirkuleres samme luftmængde som den, der leveres til forbrugeren.

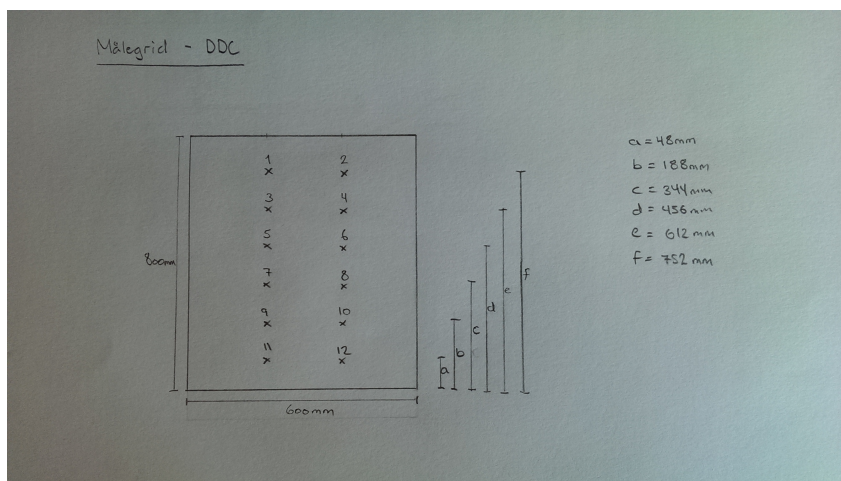
Undervejs er der udviklet på enheden, som illustreret i appendix. For at måle temperatur tilstrækkeligt nøjagtigt i punkt 5 efter dugpunktskøleren blev en net af følere indsat som vist i figur 18.



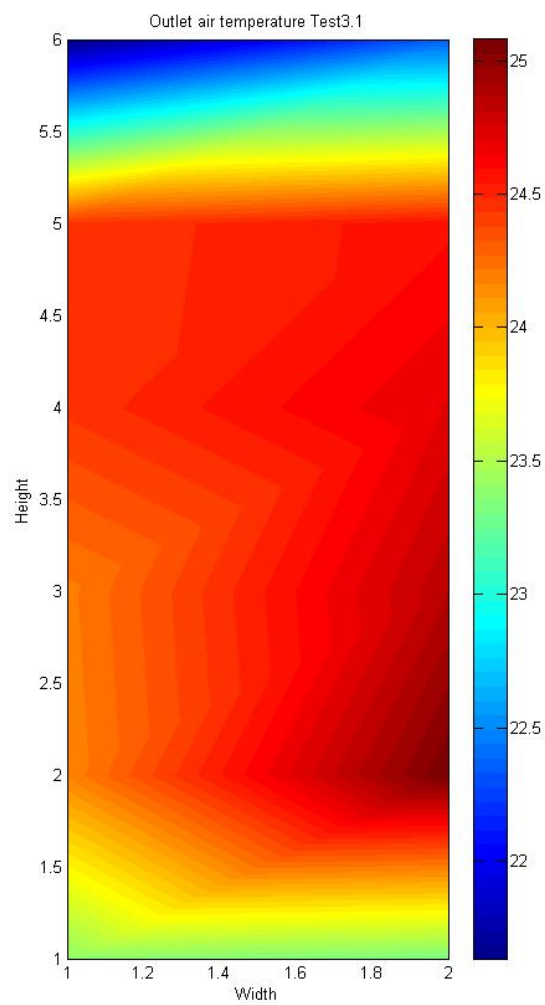
Figur 16: Endelig konfiguration af DDC-system for test



Figur 17: Temperaturforløb under test



Figur 18: Følere i punkt 5 efter dugpunktskølere



Figur 19: Temperaturprofil i punkt 5 efter dugpunktskøler for test 3

3 Tests

Test på prototypen blev primært udført i sommeren 2015, med yderligere forsøg i 2016. Testene fokuserede på at evaluere enhedens ydelse, specielt med fokus på dugpunkt-skøleren og forskellige konfigurationer og styringer af denne. I første del af forsøgene blev der fokuseret på at opnå stabile driftsbetingelser for varierende drift, mens der siden blev fokuseret på bedre effektivitet af anlægget og styringsformer.

Følgende tests er udført.

Test 2	Første forsøg
Test 3	Temperaturprofil
Test 6	Forbedret effektivitet
Test 7	Temperaturprofil og opblanding
Test 9	Drift uden afkøling af sekundærluft
Test 10	Drift med afkøling af sekundærluft
Test 11	Forsøg med flowforstyrrelser
Final test	Gentagelse af forsøg for validering

Figur 17 viser et eksempel på temperaturforløbet i testopstillingen for en måleserie, hvor der er kørt tre forskellige scenarier. Hvert scenarie er markeret med to lodrette sortstiplede linjer på figuren. Linjerne markerer 10 minutters test. Alle tre scenarier er kørt med samme luft flow, og recirkuleringsluften er taget fra punkt 5.

I 1. scenarie er systemet kørt med minimum flow på mellemkøleren.

I 2. scenarie er systemet kørt med maksimalt flow på mellemkøleren.

I 3. scenarie er systemet igen kørt med maksimalt flow på mellemkøleren.

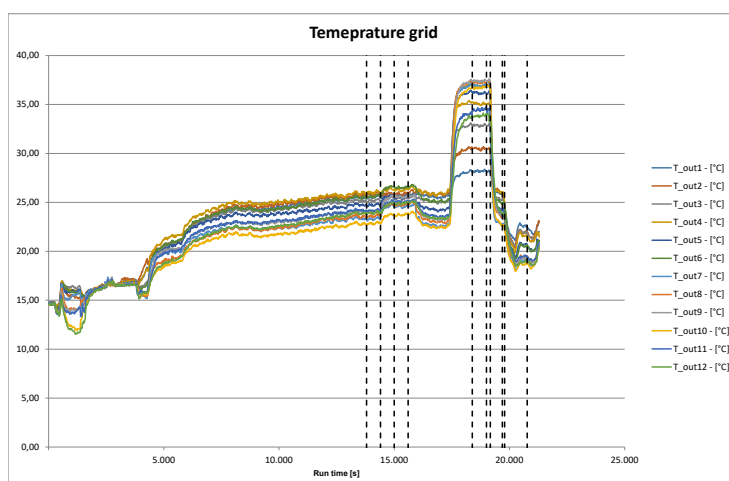
I det forrige scenarie viste det sig, at den fugtige afkastluft fra regenereringen i punkt 11 blev suget ind i procesflowets indsugning i punkt 1, så der dermed blev skabt et fugtigere procesflow. For at køre et scenarie med et mere tørt procesflow og et større kølepotentiale, blev der derfor installeret en længere afkastkanal til regenereringsluften, så denne blev ledt væk fra procesflowets indsugning. Dette ses også på grafen med et drop i opblanding efter de to første scenarier.

Tabel 1 viser gennemsnitsværdier for de tre 10-minutters testscenarier.

Et eksempel på et målt temperaturprofil i stationær drift i test 3 er vist i figur 19. Dette viser en vis variation af temperaturen af luften efter køleren, hvilket hænger sammen med både luft- og vandfordeling på de to sider, samt udnyttelsen af arealet for varmeveksling og befugning. Der ses primært forskel vertikalt i profilet, hvilket fremgår af de

Scenarie	t_3 [°C]	t_4 [°C]	t_5 [°C]	t_6 [°C]	t_7 [°C]	t_{v4} [°C]	MR [g/kg]	ΔT_{DPC} [K]	Q_{DPC} [kW]
1	41,9	37,0	22,2	23,6	29,1	20,8	8,0	14,8	16,9
2	43,9	25,8	18,9	19,5	24,7	17,5	8,0	6,9	8,0
3	41,9	24,7	16,3	17,4	22,3	15,6	6,4	8,5	9,8

Tabel 5: Gennemsnitsværdier målt over en 10-minutters periode

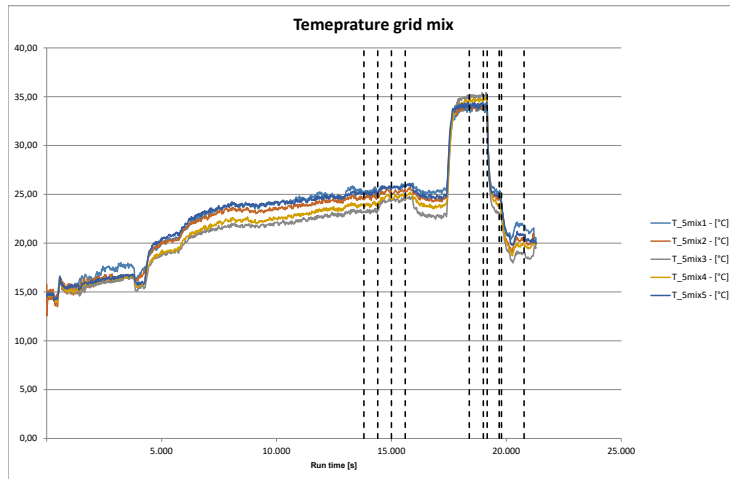


Figur 20: Temperaturforløb i punkt 5 for Test 9

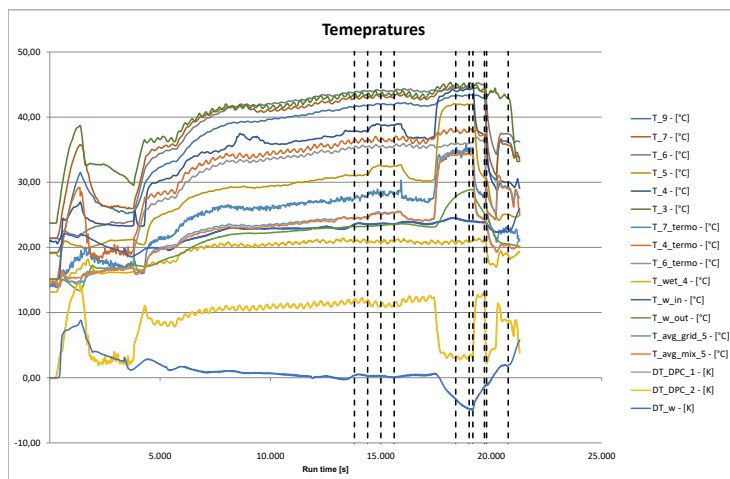
fleste tests. Temperaturerne, deres variation og profil afhænger af tilgangstemperatur, drift af desiccantjul og dugpunktskøler.

Figur 20 viser forløbet af temperaturmålinger for punkt 5 i Test 11. I disse ses en forskel på de målte temperaturer, hvilket er væsentligt mindre længere nedstrøms i punkt 5mix, hvor strømmingen er mere udviklet som det vises i figur 21. Et samlet billede for temperaturer i systemet under dette forløb er vist figur 22. Undervejs i denne test er der systemet påført driftspåvirkninger, såsom aflukning af en sekundærkanal på DPC ved 13799 s, blokering af recirkulation top ved 14999 s, og top og bund ved 18386 s, åbning for mellemkøler ved 19689 s. Der ses derfor væsentlig variation af driften undervejs i forløbet.

I test 9 og 10 er DDC'en kørt med lufttilførsel fra hhv. punkt 4 (wetbulb) og punkt 5



Figur 21: Temperaturforløb i punkt 5mix for Test 11



Figur 22: Temperaturforløb i DDC for Test 11

(dugpunkt) i et antal stabile driftspunkter. For test 9 er der fundet to driftspunkter for t_4 ved hhv. 35 °C og 27 °C. Dette giver en ydelse på 11 kW og 6,6 kW for dugpunktskøleren med effektivitet på 55 %. I begge tilfælde stemmer de målte resultater godt overens med resultater fundet i StatiqCoolings beregningssoftware.

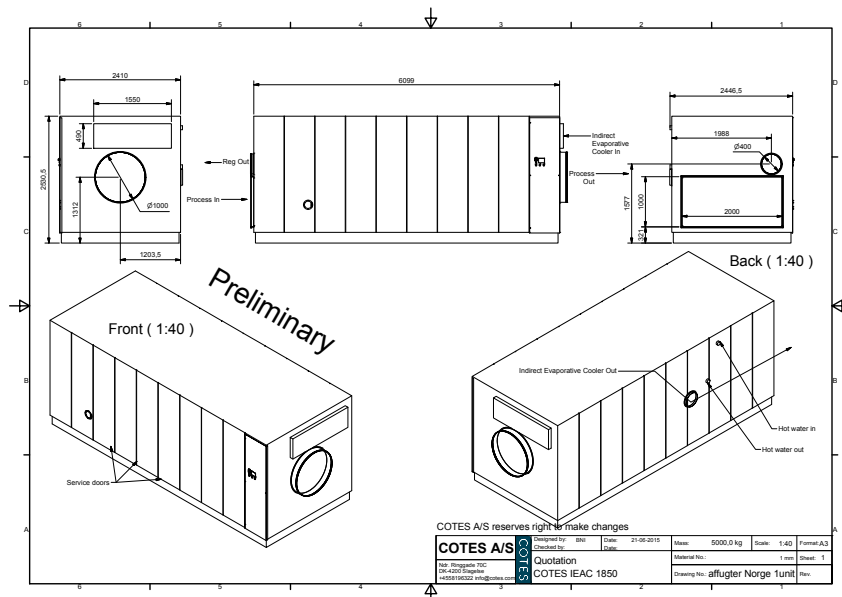
For test 10 er målt tre driftspunkter for t_4 ved 37 °C, 26 °C og 25 °C. Disse giver ydelser fra 8,0 kW til 17 kW ved effektiviteter på 52 % til 59 %. For denne drift ligger både effektivitet og specielt ydelse væsentligt over hvad der blev forventet ud fra modelberegninger.

De udførte målinger har dokumenteret af prototypen har kunne opnå stabil drift ved at spænd af relevante driftsbetingelser, hvor anlægget leverer de ønskede tilgangsluftbetingelser.

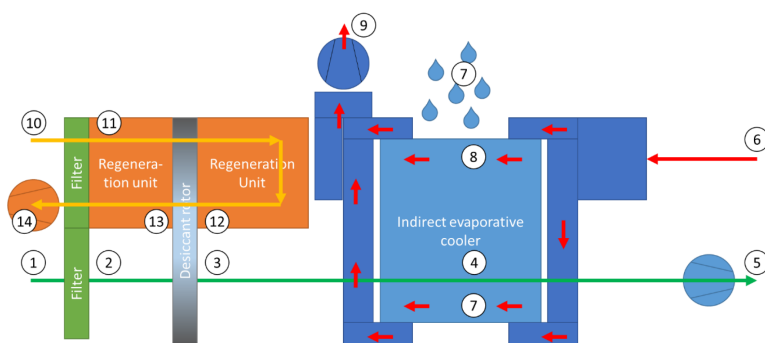
4 Endelig DDC-enhed

Som resultat af projektet har COTES opstillet et design af en DDC-enhed til anvendelse for både sommer og vinter i forskellig driftstilstand afhængig af behovet. Dermed kan enheden medvirke til at forsyne bygningen med ventilation og varmegenvinding om vinteren og med konditioneret luft ved de ønskede betingelser om sommeren med lavt elforbrug ved udnyttelse af varme til regenerering af desiccant hjulet. Foruden dette anvendes vand til drift af dugpunktskøleren. Figur 25 viser en tegning af enheden, mens figur 25 og figur 25 viser driften under hhv. sommer- og vinterbetingelser.

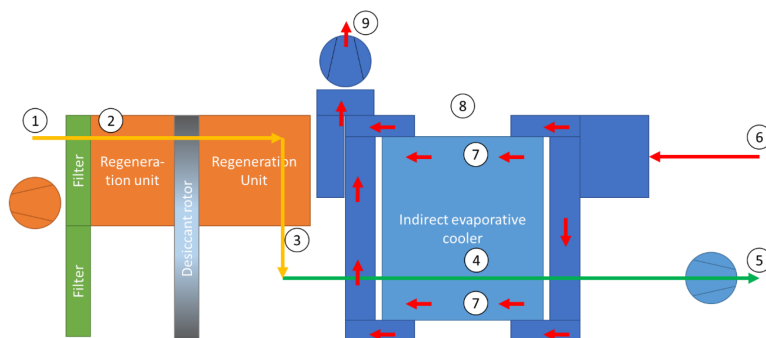
Der har været udvist interesse for anvendelse af denne løsning i Norge. En caseberegning for Bergen med et behov på 3000 m³/h for vinter og op til 12000 m³/h for sommer giver et beregnet årligt behov på 67 MWh varme, 8,4 MWh el og 74 m³ vand.



Figur 23: Tegning af endeligt design for DDC-enhed



Figur 24: Driftskonfiguration ved sommerbetingelser



Figur 25: Driftskonfiguration ved vinterbetingelser

5 Videre arbejde

Projektet har mundet ud i tests som har dokumenteret anlæggets drift og i et design af et system med potentiale for markedsføring. Dette har dog ikke hidtil mundet ud i en reel kommercialisering, da systemet i den nuværende konfiguration ikke fuldt kan konkurrere på markedsvilkår. Det vil være væsentligt at undersøge nærmere hvorvidt systemets investeringsomkostning kan sænkes.

6 Konklusion

Udviklingsdelen af det samlede DDC-projekt har fokuseret på at udvikle en DDC-enhed som kunne anvendes som en varmedrevet enhed til luftkonditionering. Baseret på arbejdet i projektets forskningsspor, er der udviklet et koncept for en enhed med 2500 m³/h forsyning både med og uden mellemkøler/varmegenvindingsenhed.

Analysen blev anvendt til design af en færdig enhed med varmegenvinding og med mulighed for drift i flere forskellige konfigurationer. de udførte tests har vist at anlægget kan levere den ønskede ydelse og opnå endda bedre effektivitet i DDC-enheden end forventet ud fra modelberegninger.

Som afslutning på projektet er der præsenteret et design af et færdigt anlægskoncept med anvendelse i Norge som case. Dette system vil kunne levere ventilation og luftkonditionering til en bygning med behov på op til 12000 m³/h med et elforbrug på 8,4 MWh/år. Desuden vil der anvendes 67 MWh el og 74 m³ vand.

A Bilag

A.1 Prototype

Desiccant Dewpoint Cooling system Prototype design

DDC 2012 project

Lorenzo Bellemo

16th April 2013

DDC system prototype

This document aims to provide useful information for designing the prototype of the Desiccant Dewpoint Cooling (DDC) system.

The fundamental components in the system are a Desiccant Wheel (DW) and a Dew Point Cooler (DPC); a Heat Recovery Unit (HRU) may also be installed. In the following two system designs are described and simulated, respectively with HRU (DDC1) and without HRU (DDC2).

The constraint for building the prototype is the available DPC, currently installed at DTI. For this reason the size of the prototype is not optimized, but its cooling and dehumidification performances will be evaluated choosing the components to fit the specified DPC.

First a brief dimensioning is presented, then DDC1 and DDC2 are described, and afterwards their performances are compared.

1 Dimensioning

The DPC dimensions and characteristics are reported in Table 1.

Table 1: DPC dimensions and flow specifications.

Length	0.69 m
Height	1.01 m
Width	0.56 m
Nominal airflow rate	2000 m^3/h

The system should be dimensioned for a maximum primary air flow rate of 2500 m^3/h , whereas the minimum primary air flow rate may be set to 1500 m^3/h .

The DW should be selected to process the primary air flow within the specified working range. The corresponding face velocities for a DW with a diameter of 0.5 m, regeneration angle of 90° and depth of 0.2 m are reported in Table 2. In the following these characteristics of the wheel are used for simulating the component.

Table 2: Face velocities in a DW with a diameter of 0.5 m.

Primary air flow rate [m^3/h]	Primary side face velocity [m/s]
1500	2.8
2000	3.8
2500	4.7

The face velocities used to build the polynomials estimating the DW performance (fitted to *NovelAire* data) are in the range 3-4 m/s .

2 DDC1 including heat recovery

The DDC system was initially designed including an air to air HRU. Heat is provided to the system by means of a heating coil connected to a hot water circuit: a 3-way valve regulates the hot water flow through the heating coil, maintaining a constant hot water temperature from the heat source. A boiler may be used for the prototype. Solar heating systems would make the system more attractive both from an energy consumption and environmental point of view. Investment and operational costs are in practise leading the choice. Figure 2 shows a sketch of the DDC1 system.

It is possible to identify four air streams in the system:

1. *Process air*. Flowing across the DW and DPC process sides. Indicated with air_{pro} .
2. *Regeneration air*. Flowing across the DW regeneration side. Indicated with air_{reg} .
3. *Secondary air*. Flowing across the DPC secondary side. It is constituted by part of Air_{pro} . Indicated with air_{sec} .
4. *Supply air*. Air stream supplied to the conditioned space after the DPC. It is constituted by air_{pro} without air_{sec} . Indicated with air_{sup} .

The ratio between the regeneration and process air flow rates is termed *regeneration fraction*:

$$f_{reg} = \frac{\dot{V}_{reg,DWin}}{\dot{V}_{pro,DWin}} \quad (1)$$

The ratio between the secondary and process air flow rates is termed *recirculation fraction*:

$$f_{rec} = \frac{\dot{V}_{sec,DPCin}}{\dot{V}_{pro,DPCin}} \quad (2)$$

f_{rec} affects the DPC cooling performance. It has been proven that the DPC net cooling capacity (cooling provided to the supply air stream) is maximized for $f_{rec} \approx 30\%$.

Referring to Figure 2, air_{pro} undergoes the following processes:

- (1-2) Air_{pro} is forced to flow into the system at the outdoor conditions (recirculation from the conditioned space may be used depending on the application and remembering the cleaning potential of desiccants). A filter is placed before the centrifugal fan.
- (2-3) Air_{pro} is dehumidified and heated by the DW.
- (3-4) Air_{pro} is pre-cooled in the HRU.
- (4-5) Air_{pro} is cooled to the supply conditions in the DPC. An air diffuser is installed before the DPC to improve the air flow distribution at the inlet of the DPC primary side. Air_{sec} is recirculated into the DPC at the conditions in (5), exiting in (6) heated and humidified, and afterwards exhaust to the environment.

On the other side, air_{reg} undergoes the following processes:

- (7-8) Air_{reg} is forced to flow into the system at the outdoor conditions. A filter is placed before the centrifugal fan.
- (8-9) Air_{reg} is pre-heated in the HRU. The flow rate of air_{reg} is the same as for air_{pro} to have a balanced HRU. Recirculation from the conditioned space can be used instead of outdoor air to enhance the pre-cooling of air_{pro} .

(9-10) Some of the air_{reg} flow is exhaust to the environment, while the rest (expressed using f_{reg}) is heated to the regeneration temperature by the heating coil.

(10-11) air_{reg} regenerates the DW. Afterwards it is exhaust to the environment.

Dehumidification and cooling of air_{pro} are shown in Figure 1. The HRU has is supposed to have a high effectiveness of 85%.

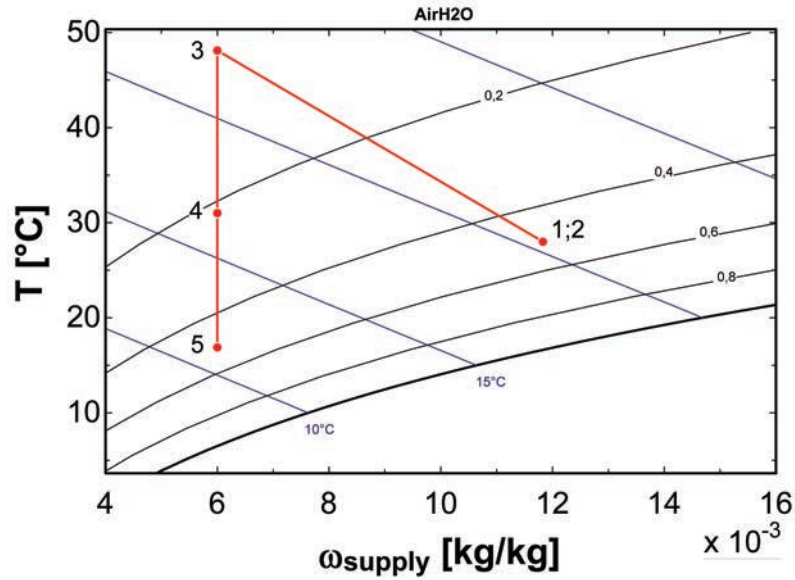


Figure 1: air_{pro} dehumidification and cooling in DDC1. $T_1=28^\circ\text{C}$; $\varphi_1=50\%$; $\dot{V}_1=2000\text{ m}^3/h$.

The supply temperature in Figure 1 is $T_5=16.9^\circ\text{C}$, with a DPC effectiveness of 58%. The HRU recovers 11.1 kW, while the remaining regeneration heat provided by the heat source is 21.6 kW to bring air_{reg} to 90°C with $f_{reg}=88\%$.

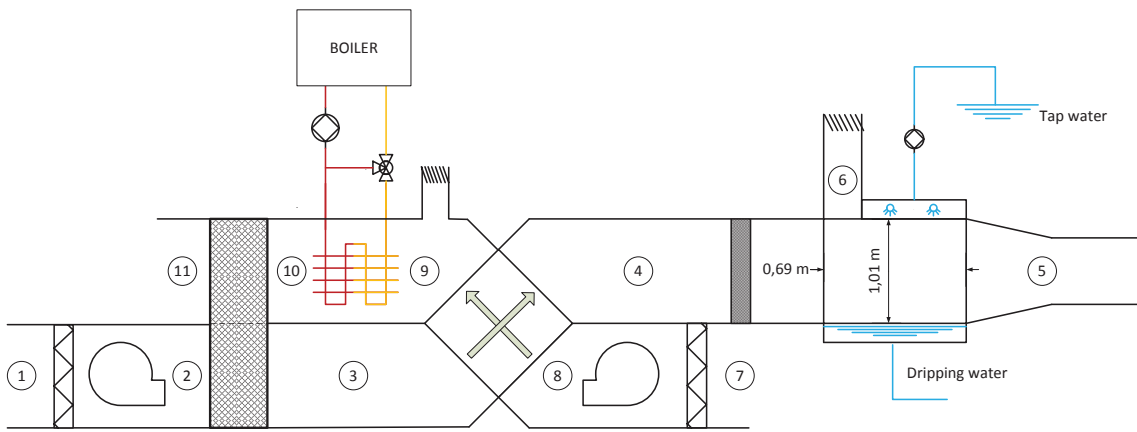


Figure 2: DDC1 prototype design with heat recovery.

3 DDC2 without heat recovery

Alternatively the HRU may be eliminated from the design. The air streams and processes are similar to what explained for DDC1, HRU excluded. The resulting system is shown in Figure 4. Dehumidification and cooling of air_{pro} are shown in Figure 3.

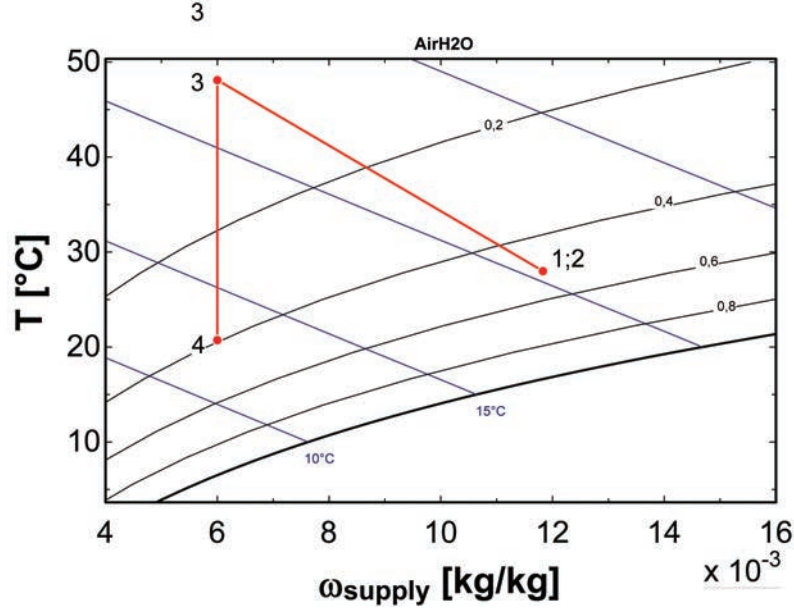


Figure 3: Air_{pro} dehumidification and cooling in DDC2. $T_1=28^\circ\text{C}$; $\varphi_1=50\%$; $\dot{V}_1=2000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Considering the same outdoor conditions as in Figure 1, the DW still dehumidifies air_{pro} to $6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$, hence state (1,2,3) are the same in Figures 1 and 3. The absence of the HRU leads to a higher supply temperature in DDC2 than DDC1: in DDC2 $T_4=20.7^\circ\text{C}$ with a DPC effectiveness of 66%.

A short list of pros and cons about not using any HRU is reported in Table 3, considering a fixed DW operation. in order to compare only the cooling unit (HRU+DPC).

Table 3: Pros/Cons eliminating the HRU from the prototype design with equal DW operation.

Pros	Cons
Reduced pressure losses	Increased supply temperature
Increased system compactness	Increased regeneration heat consumption
Cheaper system	

DDC1 and DDC2 should be compared both with energy and economic analyses, possibly including space requirements and environmental impact. In the following a performance comparison focusing on supply temperature, regeneration heat consumption, water consumption, and electricity consumption is carried out to compare the two solutions.

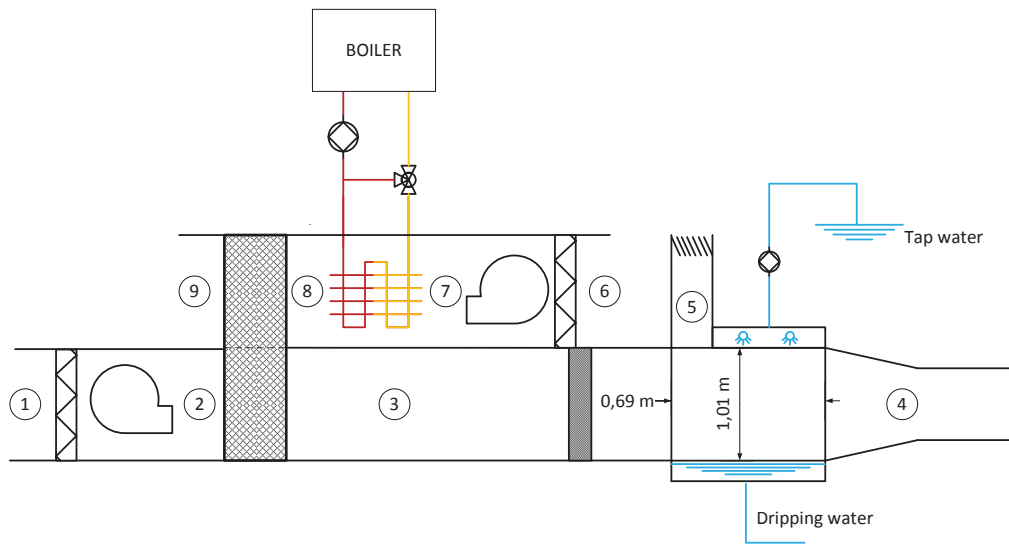


Figure 4: DDC2 prototype design without heat recovery.

4 Comparison of energy performances

The two systems are simulated by using the same model, where the HRU effectivenesses ϵ_{HRU} can be varied from 0 (no HRU) to 1 (infinite heat transfer area).

The DPC model provides realistic results (fitting with data from *StatiqCooling*) when an area effectiveness $\eta_s = 0.55$ is used. The area effectiveness coefficient is a factor applied to the area of heat and mass transfer, which is used to account for deviation from the ideal assumptions used to build the model (e.g. homogeneous air distribution among the channels and homogeneous water in the hygroscopic layer). In the following analysis η_s is also varied in order to compare the performances of a real DPC ($\eta_s = 0.55$) with an ideal DPC ($\eta_s = 1$), whereas f_{rec} is kept constant at 30%.

The outdoor conditions used throughout the analysis are summer design conditions for the Danish scenario: $T = 28^\circ\text{C}$ and $\varphi = 50\%$.

Figure 5 shows the dependency of the supply temperature T_{supply} after the DPC on the dehumidified primary air humidity ratio ω_{supply} for 3 different HRU effectivenesses ϵ_{HRU} . Both a real and an ideal DPC are considered.

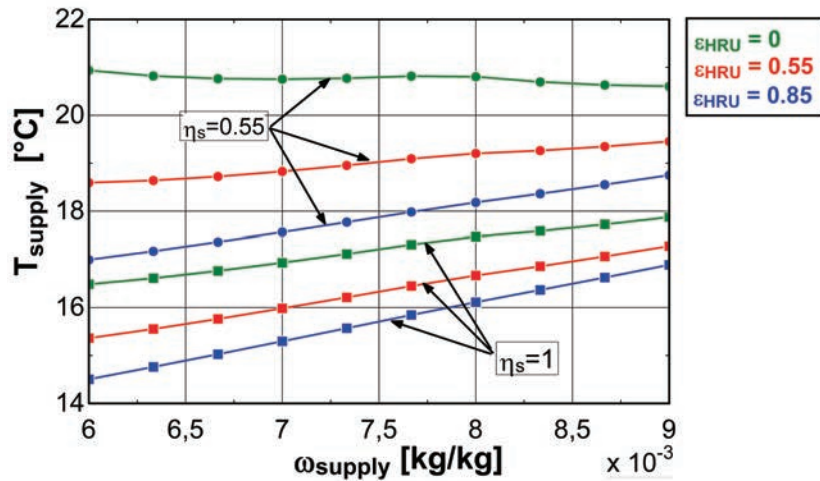


Figure 5: T_{supply} as a function of ω_{supply} , ϵ_{HRU} and η_s .

From Figure 5 it is possible to observe that:

- T_{supply} decreases for increasing ϵ_{HRU} . The difference among different ϵ_{HRU} increases for decreasing ω_{supply} .
- η_s affects T_{supply} : the ideal and real DPCs react differently to decreasing ω_{supply} , also depending on the HRU effectiveness. The ideal DPC makes T_{supply} always decreasing with ω_{supply} , while the real DPC makes T_{supply} decreasing for decreasing ω_{supply} only if a HRU is used.

Figure 6 adds more information to what shown in Figure 5 by means of a sensitivity analysis on η_s .

From figure 6 it is noticed that, when no HRU is used, there is a value of η_s leading to the same T_{supply} for two different ω_{supply} . This value of η_s depends both on the DPC (T_{supply} is a function of ω_{supply} and DPC primary inlet temperature $T_{DPC,in}$) and DW ($T_{DPC,in}$ is a function of ω_{supply}) models. Figure 7 shows the variation of $T_{DPC,in}$ after dehumidification and heat recovery, for different ϵ_{HRU} .

The water consumption \dot{m}_{H_2O} in the DPC varies depending on ω_{supply} , HRU effectiveness (hence $T_{DPC,in}$). The dependence of \dot{m}_{H_2O} on ω_{supply} and ϵ_{HRU} for a real DPC is reported

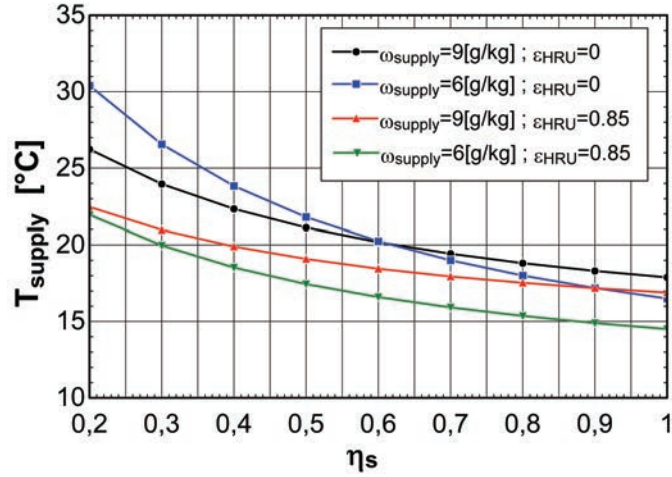


Figure 6: T_{supply} depending on η_s , ω_{supply} and HRU.

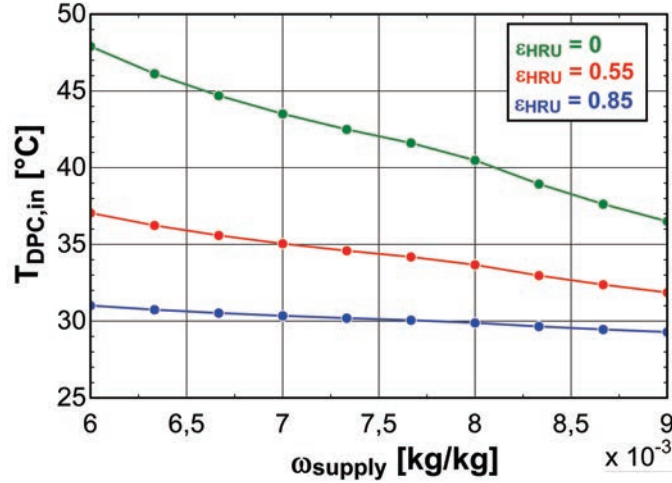


Figure 7: $T_{DPC,in}$ depending on ω_{supply} and HRU.

in Figure 8. The observed trends of \dot{m}_{H_2O} follow the trends of $T_{DPC,in}$ presented in Figure 7: more precisely \dot{m}_{H_2O} is proportional to the primary air temperature drop across the DPC, hence its cooling capacity.

The variation of the regeneration heat \dot{Q}_{reg} used to obtain different ω_{supply} is reported in Figure 9, together with the thermal COP (COP_{th}) of the system.

Referring to Figure 1, COP_{th} is defined as:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{cool}}{\dot{Q}_{reg}} = \frac{\dot{m}_{supply} \cdot (h_1 - h_5)}{\dot{m}_{10} \cdot (h_{10} - h_9)} \quad (3)$$

where h is the enthalpy of humid air at specific state points. Both \dot{Q}_{cool} and \dot{Q}_{reg} vary for different ε_{HRU} . The former increases for increasing ε_{HRU} (h_5 decreases); the latter decreases for increasing ε_{HRU} (h_9 increases).

The change in regeneration conditions (T_{reg} and f_{reg}) to obtain the specified ω_{supply} motivates the different variations of \dot{Q}_{reg} with ε_{HRU} .

Additionally, the pressure losses in the components have to be calculated to obtain the electricity consumption to run the auxiliaries. At this stage only the pressure drops in the DW, HRU and DPC are considered. The pressure losses for $\dot{V}_1=2000 \text{ m}^3/\text{h}$ are reported

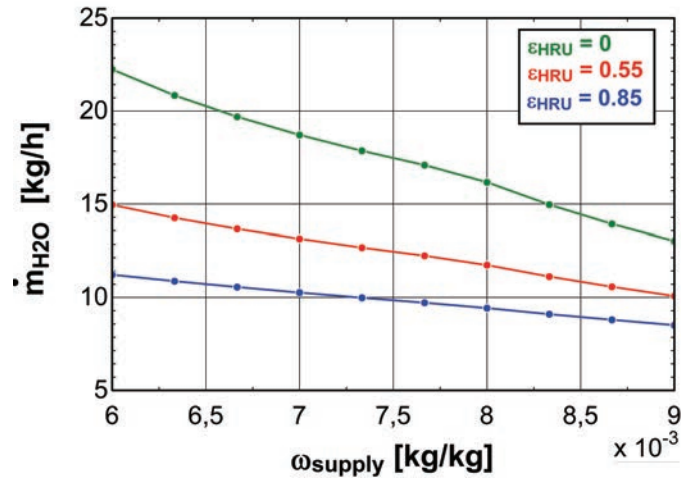


Figure 8: \dot{m}_{H_2O} as a function of ω_{supply} and ε_{HRU} .

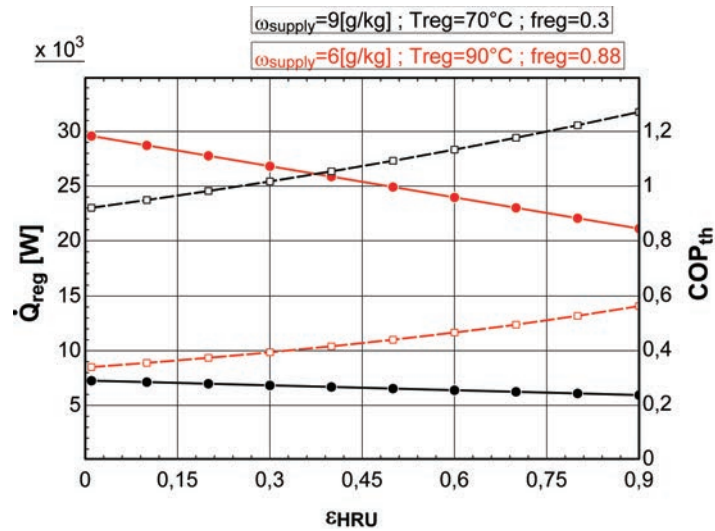


Figure 9: \dot{Q}_{reg} (continuous lines) and COP_{th} (dashed lines) as a function of ε_{HRU} for two different dehumidification loads.

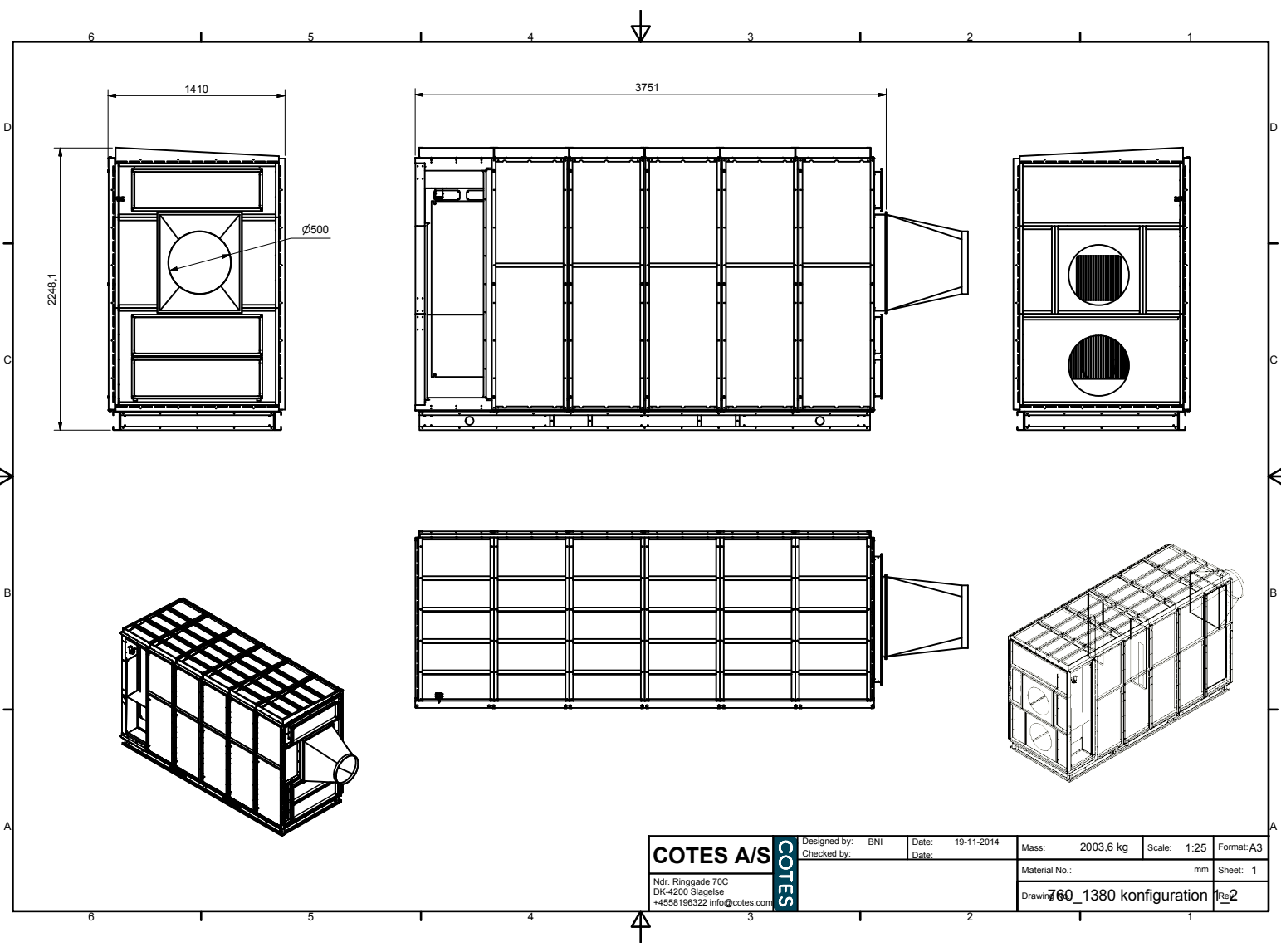
in Table 4, where a HRU with $\varepsilon_{HRU}=70\%$ is used. The latter is chosen from the *Heatex* selection software: it corresponds to the H0750/3.3/E cross flow plate heat exchanger, which is a cube with edge length of 750 mm.

Some facts can be noticed in Table 4:

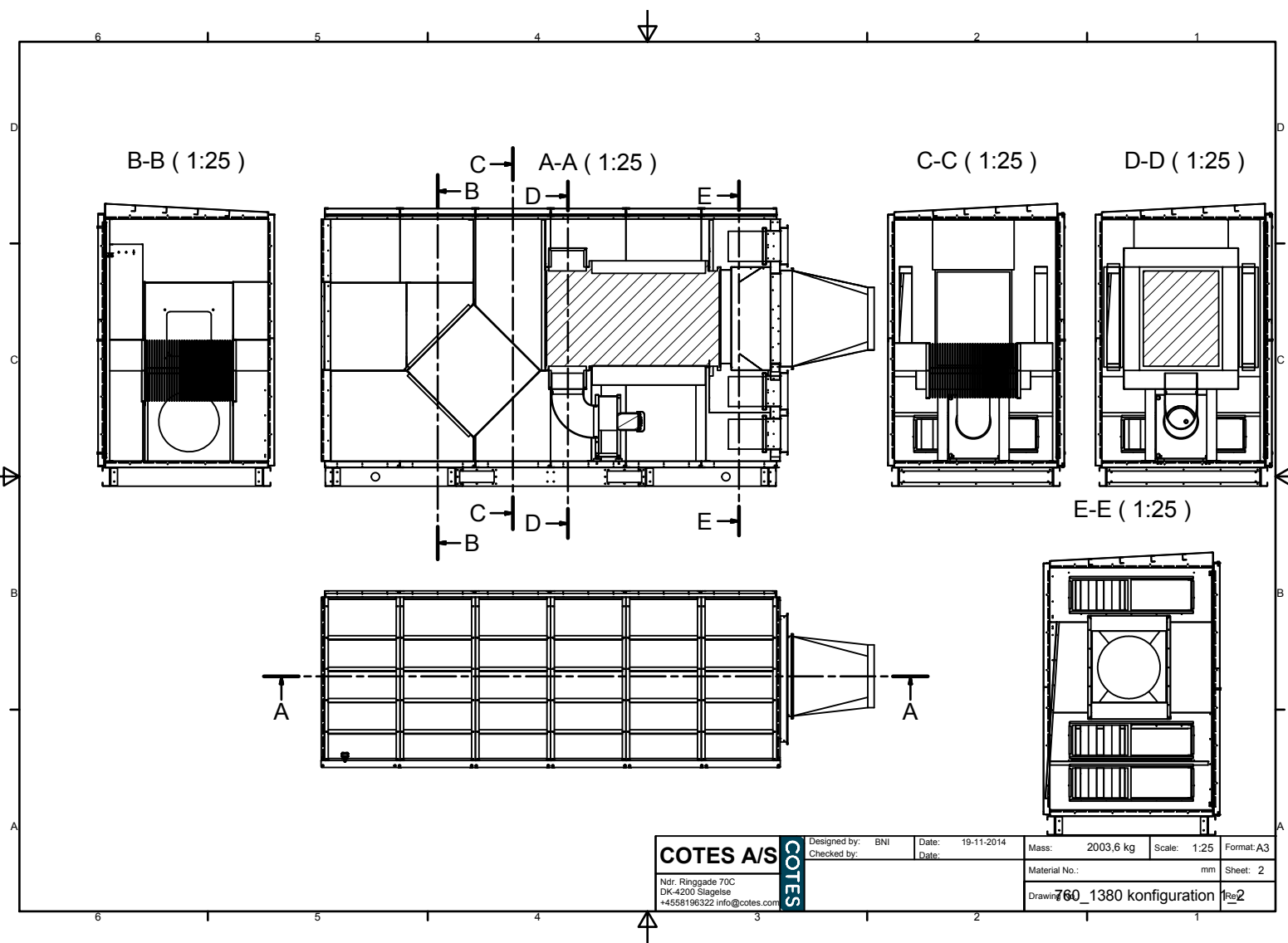
- The pressure drop in the DW has the highest share in the electricity consumption.
- The pressure drop in the DW regeneration side is too high for $\omega_{supply}=6 \text{ g}_v/\text{kg}_a$. This implies that a bigger wheel or a larger regeneration angle should be used to cover high dehumidification loads.
- The pressure drop in the HRU are comparable to the pressure drop in the DPC.

Table 4: Pressure drops in the components for $\dot{V}_1=2000 \text{ m}^3/h$.

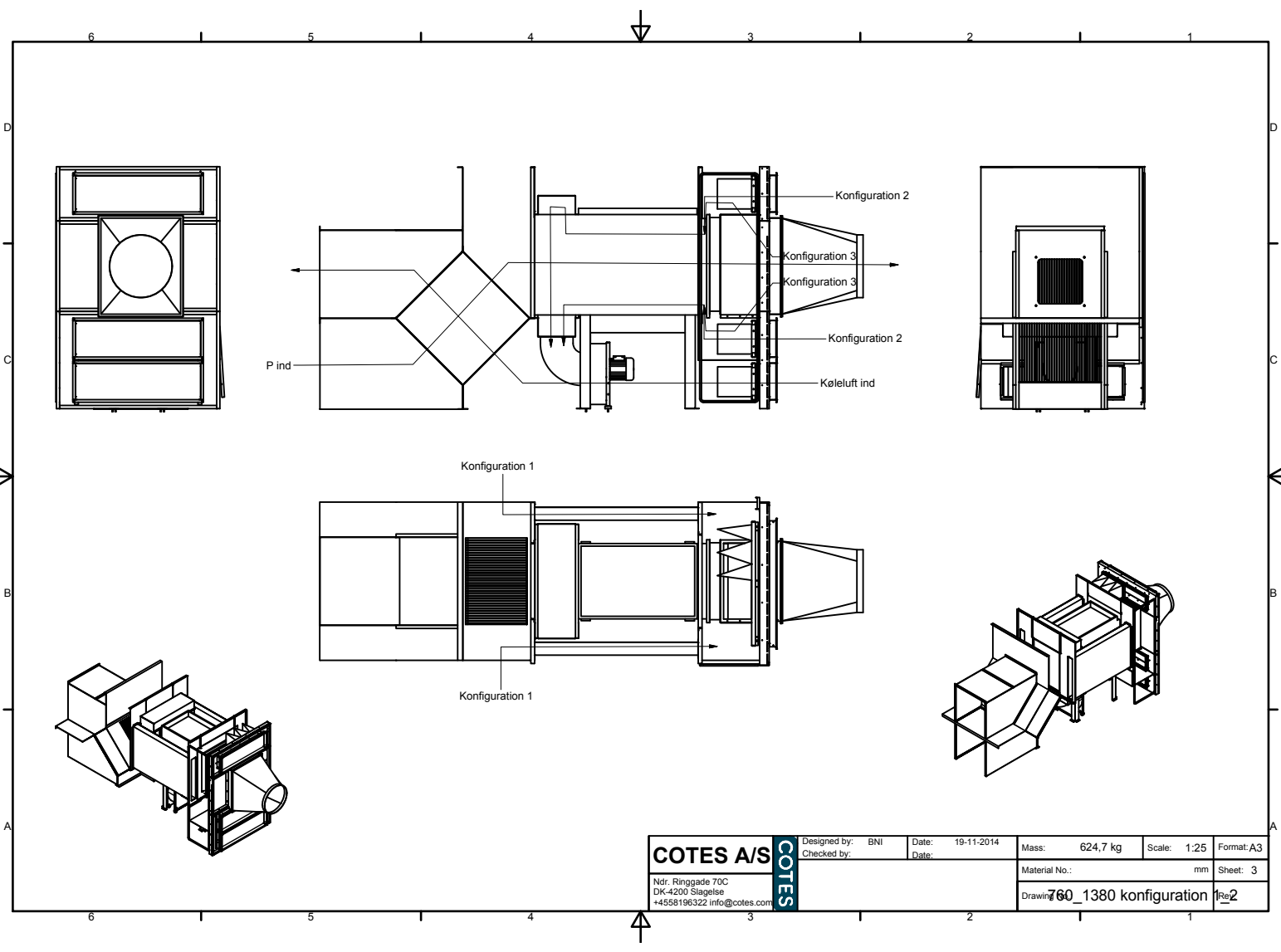
Position	Pressure drop [Pa] $\omega_{supply}=9 \text{ g}_v/kg_a$	Pressure drop [Pa] $\omega_{supply}=6 \text{ g}_v/kg_a$
DW process side	360	360
DW reg side	304 ($f_{reg}=30\%$)	1395 ($f_{reg}=30\%$)
HRU process side	110	110
HRU process side	110	110
DPC process side	133	134
HRU secondary side	47	47



COTES A/S Ndr. Ringgade 70C DK-4200 Slagelse +4558196322 info@cotes.com	Designed by: BNI Checked by:	Date: 19-11-2014 Date:	Mass: 2003,6 kg	Scale: 1:25	Format: A3
			Material No.: mm	Sheet: 1	
Drawing: 760_1380 konfiguration 1Re2					

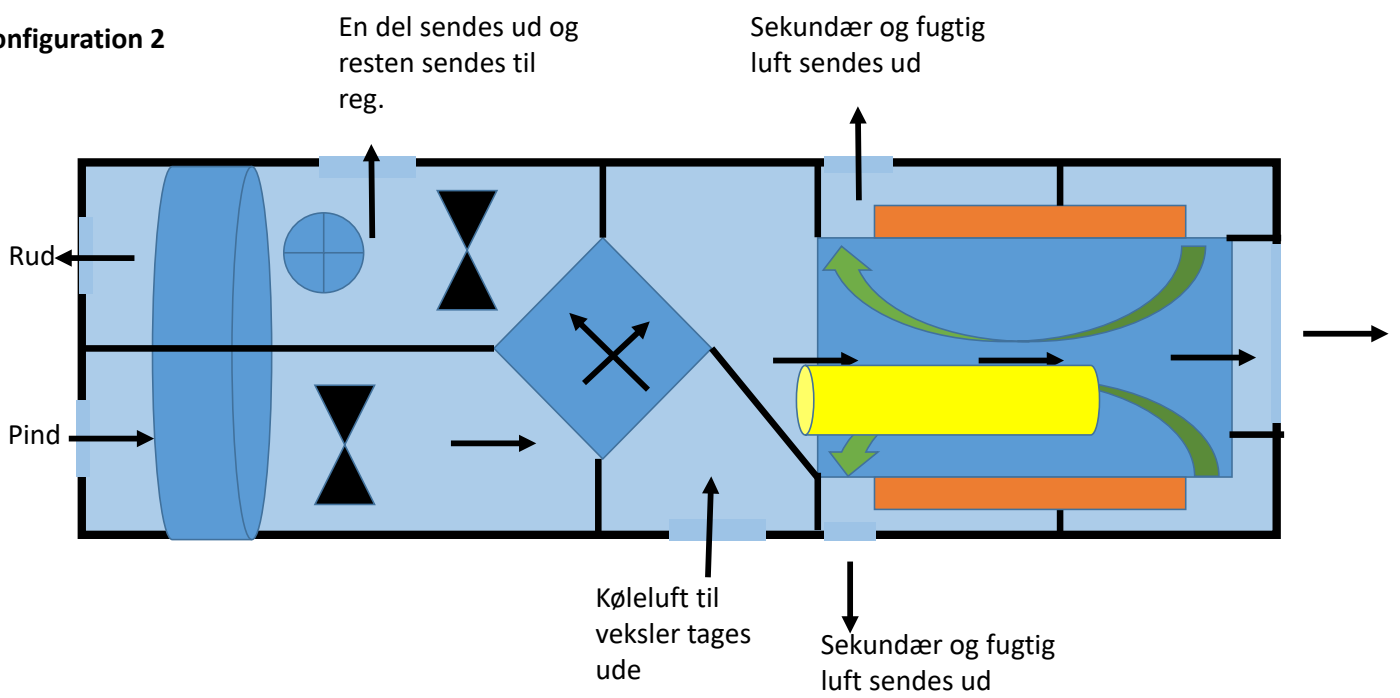


COTES A/S Ndr. Ringgade 70C DK-4200 Slagelse +4558196322 info@cotes.com	Designed by: BNI	Date: 19-11-2014	Mass: 2003,6 kg	Scale: 1:25	Format: A3
	Checked by:	Date:	Material No.:	mm	Sheet: 2
			Drawing: 760_1380 konfiguration		1Re2

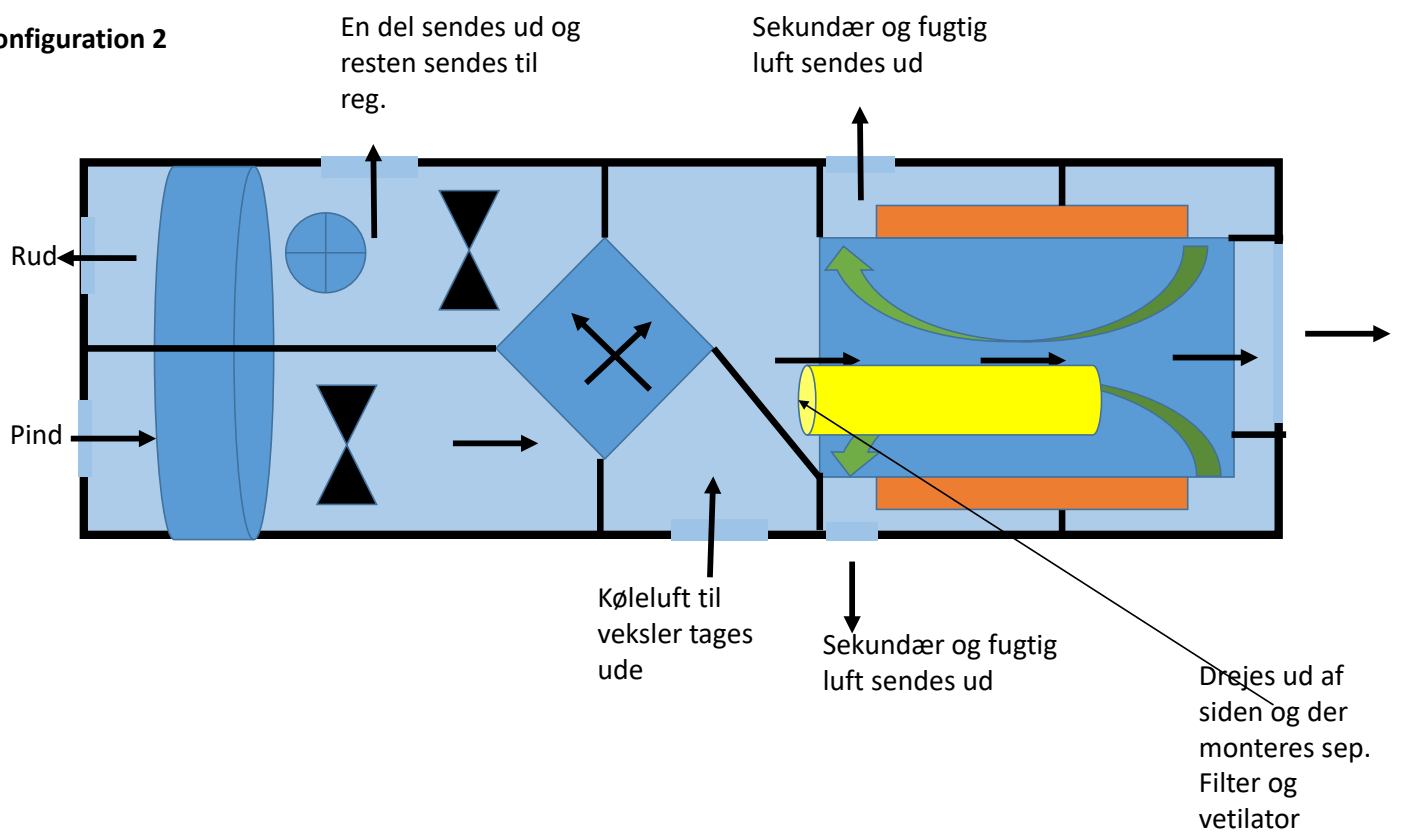


COTES A/S Ndr. Ringgade 70C DK-4200 Slagelse +4558196322 info@cotes.com	Designed by: BNI Checked by:	Date: 19-11-2014 Date:	Mass: 624,7 kg	Scale: 1:25	Format: A3
			Material No.: mm	Sheet: 3	
			Drawing: 760_1380 konfiguration 1Re2		

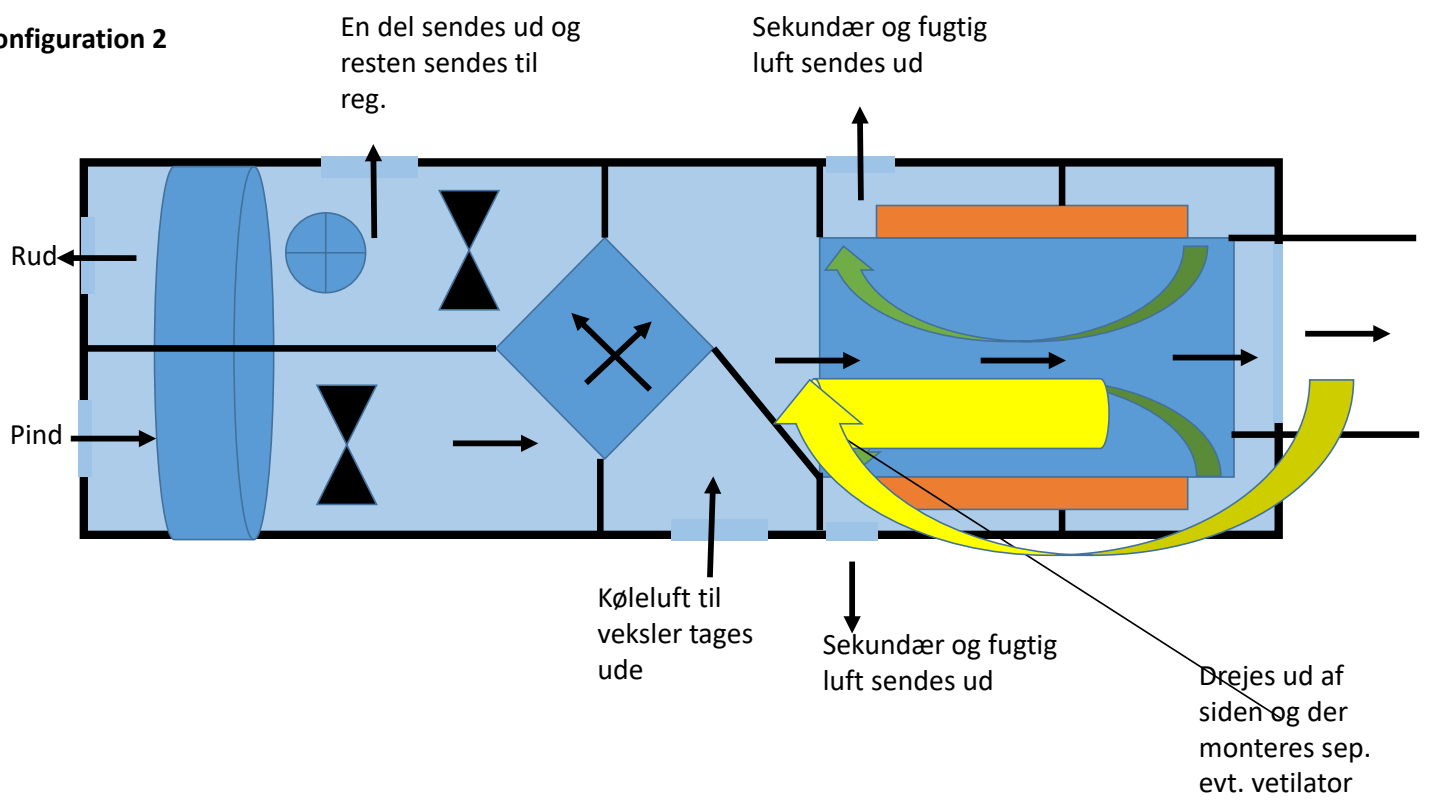
Konfiguration 2



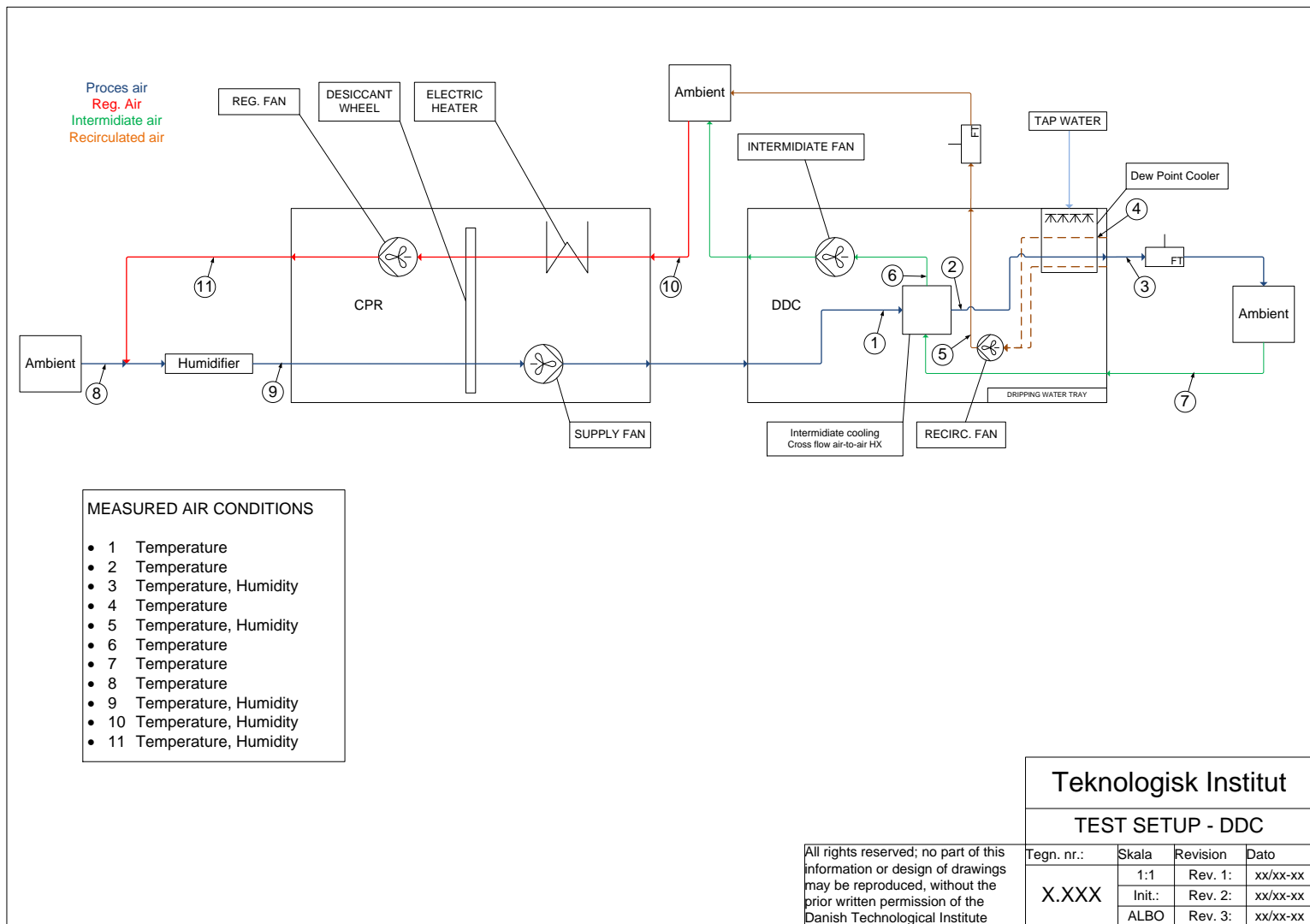
Konfiguration 2



Konfiguration 2



A.2 Tests



Instrumentliste

<i>tagnr</i>	<i>Instrumenttype</i>	<i>Beskrivelse</i>	<i>Tjeneste</i>	<i>Lokal/eksternt</i>	<i>Område</i>	<i>Udgangssignal</i>	<i>Tilslutning</i>	<i>Producent</i>	<i>Model</i>	<i>Datalogger-kanal</i>	<i>Udstyrsnummer</i>	<i>Diverse</i>
	TT			Ekstra		4-20mA					0.0000	

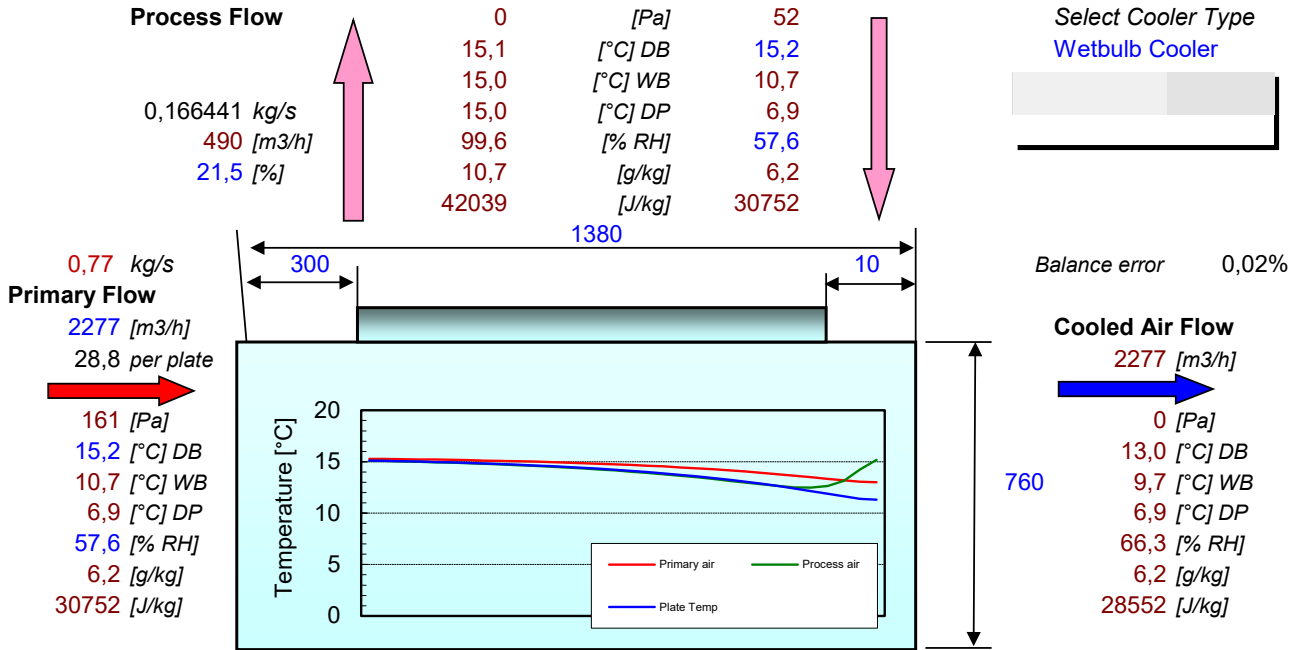
Rørliste

<i>tagnr</i>	<i>Medie</i>	<i>Rørstørrelse</i>	<i>Materiale</i>	<i>Designtryk</i>	<i>Designtemperatur</i>	<i>Diverse</i>
P-1		DN10 (13,5x1,8)	CS (ST35.8)			

oversigt					
PEComponentTag	Type	Beskrivelse	Instrumenttype	udstynsnummer	Diverse
E-1					
E-2					
I-1			TT	0,0000	
P-1					
V-1					

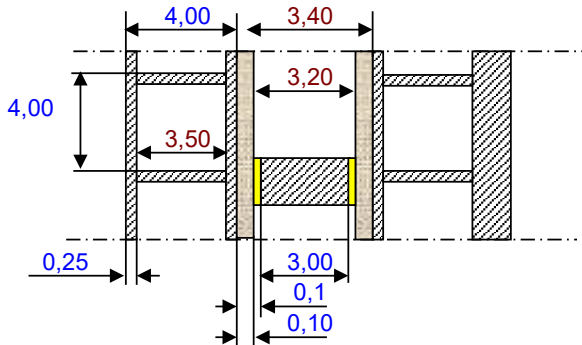
Test 2

Main Geometry and Performance Calculation



	Primary	Process	Heat flow primary to process	1874 [W]
Pressure drop [Pa]	161	52	Net cooling capacity	1776 [W]
Temperature difference [K]	2,2	0,1	Cooling capacity per plate	22,5 [W]
			Dew Point Effectiveness	26,2 [%]
			Waterflow	2,7 [kg/h]

Plate Geometry

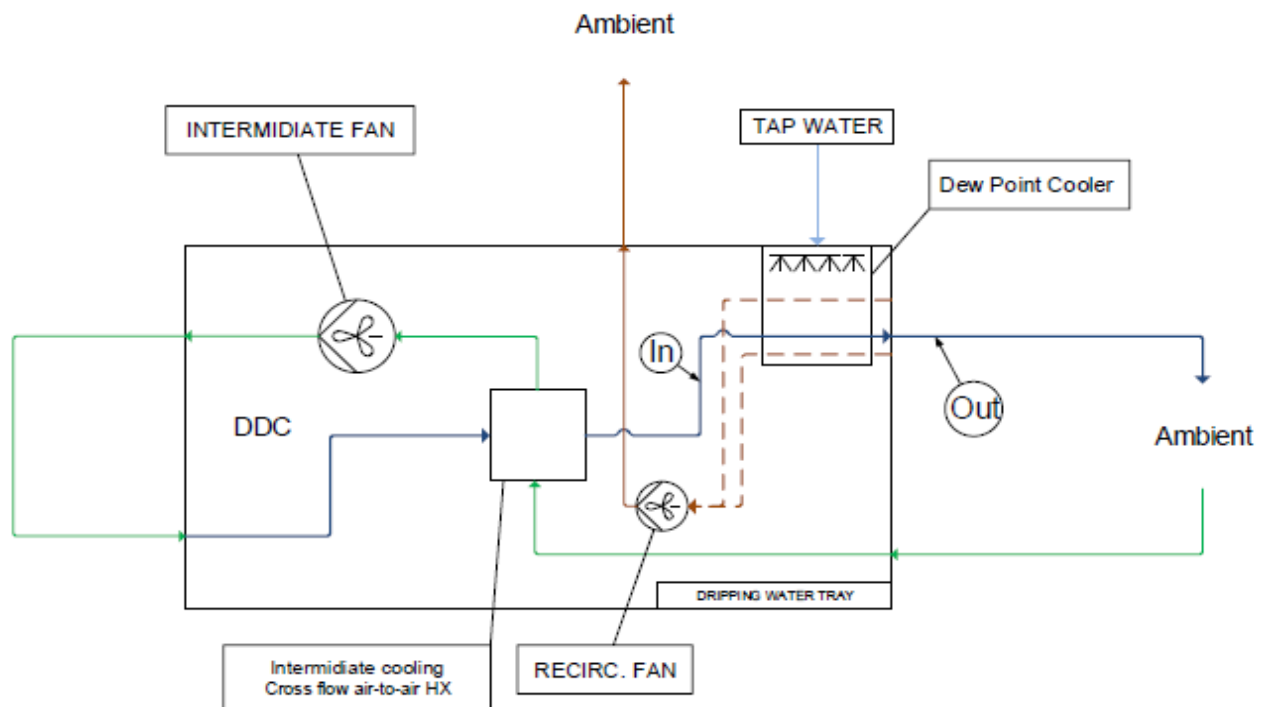


Number of primary channels	79	
Number of process channels	80,0	80
End plates	2	2
Total width HX	596,0 [mm]	
Total volume HX	0,625 [m3]	
Heat transfer surface area	128,5 [m2]	
Compactness	206 [m2/m3]	
Flow area primary	0,197 [m2]	
Flow area process	0,195 [m2]	
Plastic volume	0,061 [m3]	

Efficiency Calculations

Fan Efficiency	60,0 [%]
Restriction valve	0 [%]
(0 % = no restriction, 100 % = pressure drop valve equal to process air)	

Friction losses primary	102 [W]
Friction losses process	7 [W]
Friction losses valve	0 [W]
Friction losses total	109 [W]
Fan input	181 [W]
COP	9,80 [-]



Proces air
Intermediate air
Recirc. flow

MEASURED AIR CONDITIONS

- In: Temperature, RH
- Out: Temperature, RH, velocity, flow
- Ambient: temperature, RH

Målte værdier:

$$T_{DPC,in} = 15,18 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{DPC,out} = 13,48 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$c_{DPC,out} = 3,22 \text{ [m/s]}$$

$$\dot{V}_{supply,air} = 2277 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$\dot{V}_{recirc} = 490,5 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

$$RH_{DPC,in} = 57,6 \text{ [%]}$$

Beregnete og opslåede værdier:

$$DP_{DPC,in} = 6,881 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$WB_{DPC,in} = 10,7 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\omega_{DPC,in} = 6,161 \text{ [g/kg]}$$

$$\rho_{DPC,in} = 1,212 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_{p,DPC,in} = 1,018 \text{ [kJ/kg-K]}$$

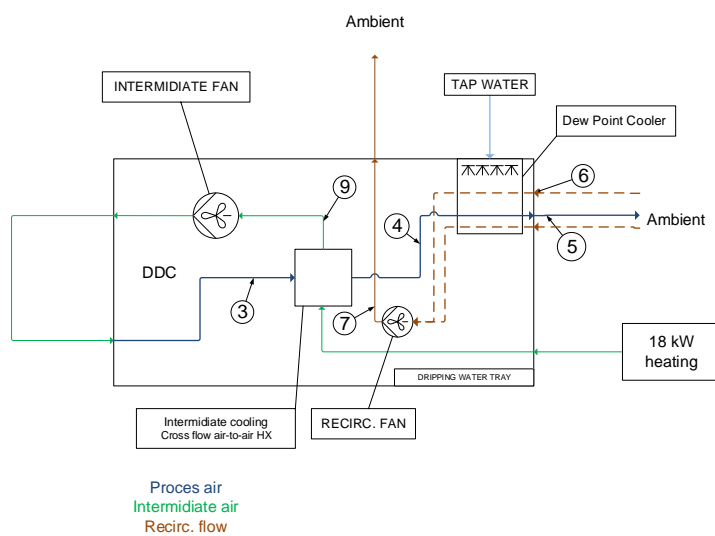
$$\dot{m}_{supply,air} = 0,7669 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{Q}_{DPC} = 1,327 \text{ [kW]}$$

$$\Delta T_{DPC} = 1,7 \text{ [K]}$$

$$\epsilon_{DPC} = 0,2048 \text{ [-]} = 20,5 \text{ [%]}$$

Test 3



Teknologisk Institut

TEST SETUP - DDC

All rights reserved; no part of this information or design of drawings may be reproduced, without the prior written permission of the Danish Technological Institute

Tegn. nr.:	Skala	Revision	Dato	
X.XXX	1:1	Rev. 1:	xx/xx-xx	
		Init.:	Rev. 2:	xx/xx-xx
	ALBO	Rev. 3:	xx/xx-xx	

Instrumentliste

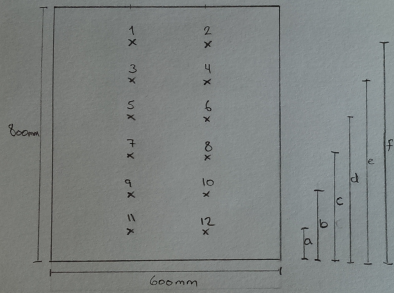
<i>tagnr</i>	<i>Instrumenttype</i>	<i>Beskrivelse</i>	<i>Tjeneste</i>	<i>Lokal/eksternt</i>	<i>Område</i>	<i>Udgangssignal</i>	<i>Tilslutning</i>	<i>Producent</i>	<i>Model</i>	<i>Datalogger-kanal</i>	<i>Udstyrsnummer</i>	<i>Diverse</i>
	TT			Ekstra		4-20mA					0,0000	

Rørliste

<i>tagnr</i>	<i>Medie</i>	<i>Rørstørrelse</i>	<i>Materiale</i>	<i>Designtryk</i>	<i>Designtemperatur</i>	<i>Diverse</i>
P-1		DN10 (13,5x1,8)	CS (ST35.8)			

oversigt					
<i>PEComponentTag</i>	<i>Type</i>	<i>Beskrivelse</i>	<i>Instrumenttype</i>	<i>udstynsnummer</i>	<i>Diverse</i>
E-1					
E-2					
I-1			TT	0,0000	
P-1					
V-1					

Målegrid - DDC



- a = 48mm
- b = 188mm
- c = 344mm
- d = 456mm
- e = 612mm
- f = 752mm

Measured										
Steady state:	V_dot_supply [m³/h]	V_dot_recirc [m³/h]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_5_avg_grid [°C]	T_6 [°C]	T_7 [°C]	T_9 [°C]	RH_4 [%]	RH_6 [%]
1	2361,13	695,95	31,23	31,15	23,93	29,03	31,02	30,32	36,80	50,2
2	2361,13	695,95	36,43	37,38	27,45	30,19	37,08	36,28	28,90	60,9
3	2361,13	695,95	35,83	37,28	27,16	30,25	36,31	35,43	30,30	58,1
4	2361,13	695,95	31,26	32,57	23,58	28,47	31,50	30,65	37,20	48,0

Calculated									
ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	WB_DPC_in [°C]	ω_DPC_in [g/kg]	ρ_DPC_in [kg/m³]	cp_DPC_in [kJ/kg-K]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	
1	7,22	14,66	20,27	10,41	1,141	1,024	0,7483	5,534	43,8
2	9,92	16,3	22,92	11,59	1,116	1,027	0,7319	7,464	47,1
3	10,12	16,95	23,23	12,09	1,115	1,028	0,7316	7,61	49,8
4	8,99	16,08	21,43	11,43	1,134	1,026	0,7436	6,861	54,5

Calculated with StaticCooling' model							Δ between calculated and StaticCooling			Deviation from calculated			
T_5_StaticCooling [°C]	ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	WB_DPC_in [°C]	ω_DPC_in [g/kg]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	Δε_DPC [%]	ΔQ_dot_DPC [kW]	ΔΔT_DPC [K]	ε_DPC	Q_dot_DPC	ΔT_DPC
1	23,4	7,75	14,7	20,1	10,4	6,1	47,3	3,5	0,566	0,53	7%	9%	7%
2	26,5	10,88	16,3	22,7	11,6	8,4	51,5	4,4	0,936	0,95	9%	11%	9%
3	26,1	11,18	16,9	23,1	12,1	8,6	55,1	5,3	0,99	1,06	10%	12%	9%
4	23	9,57	16,1	21,3	11,4	7,5	57,8	3,3	0,639	0,58	6%	9%	6%

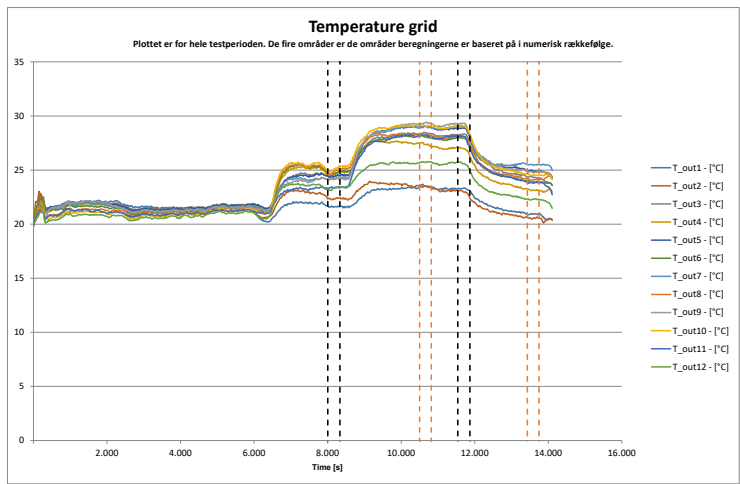
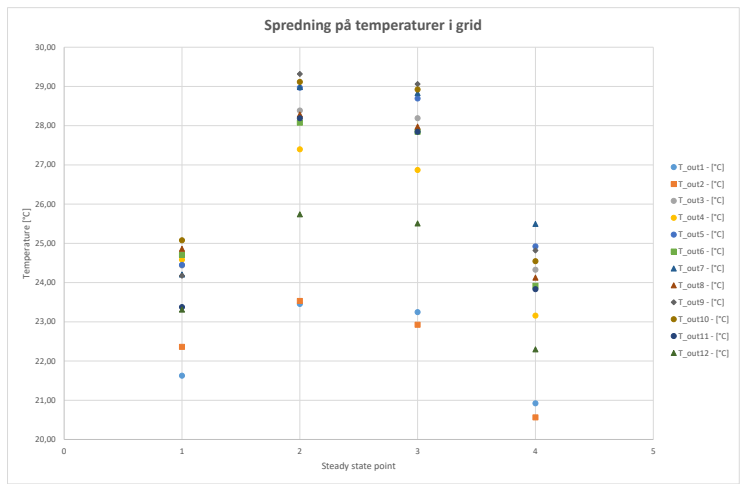
Mean values of temperatures measured in grid for the four steady state areas

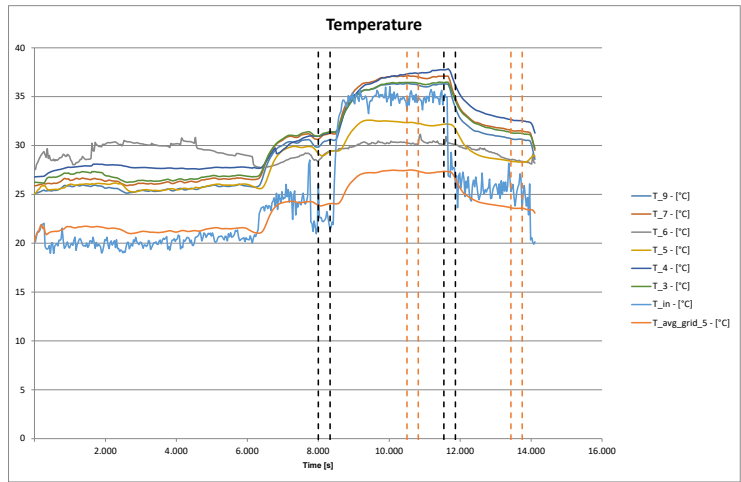
Steady state	1	2	3	4
T_out1 - [°C]	21,63	23,45	23,25	20,92
T_out2 - [°C]	22,36	23,53	22,93	20,56
T_out3 - [°C]	24,44	28,39	28,19	24,33
T_out4 - [°C]	24,58	27,40	26,87	23,16
T_out5 - [°C]	24,45	28,97	28,69	24,92
T_out6 - [°C]	24,71	28,08	27,84	23,92
T_out7 - [°C]	24,20	28,98	28,83	25,50
T_out8 - [°C]	24,86	28,28	27,98	24,13
T_out9 - [°C]	24,18	29,32	29,06	24,82
T_out10 - [°C]	25,08	29,11	28,92	24,55
T_out11 - [°C]	23,38	28,19	27,84	23,83
T_out12 - [°C]	23,31	25,74	25,51	22,30

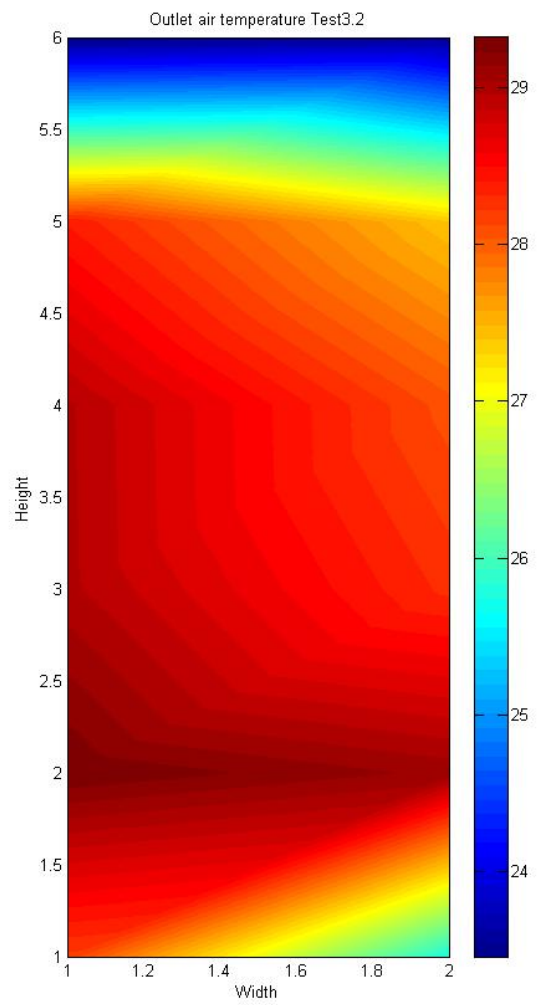
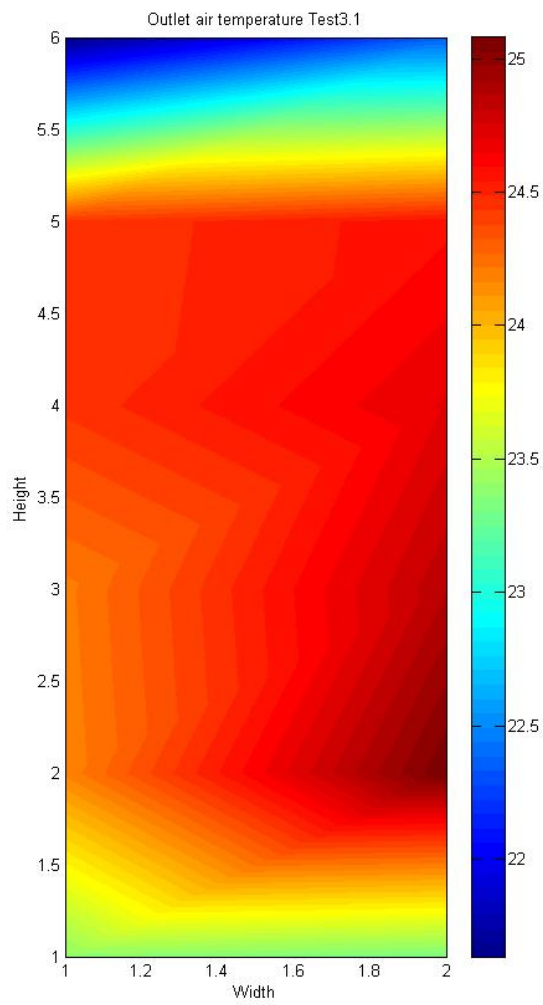
Measuring points in temperature grid:

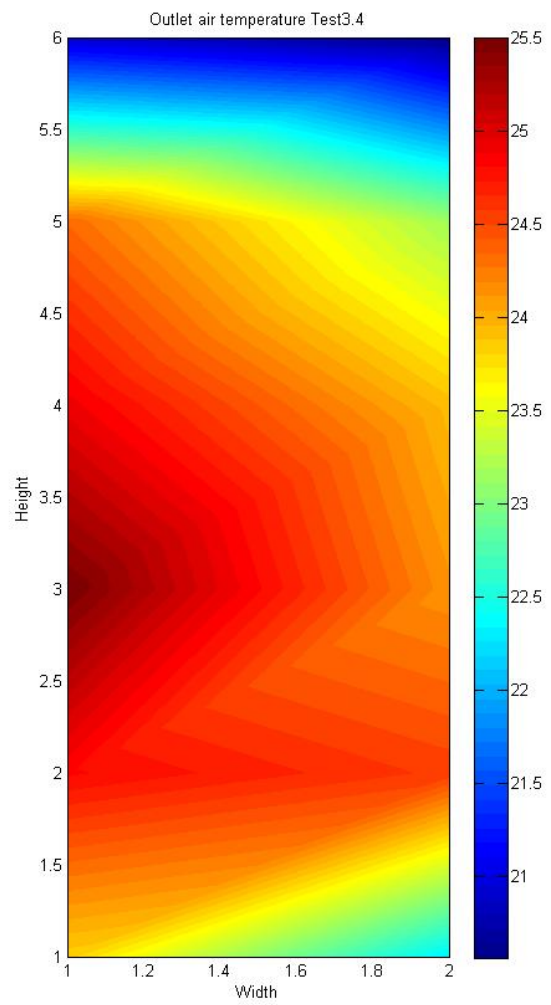
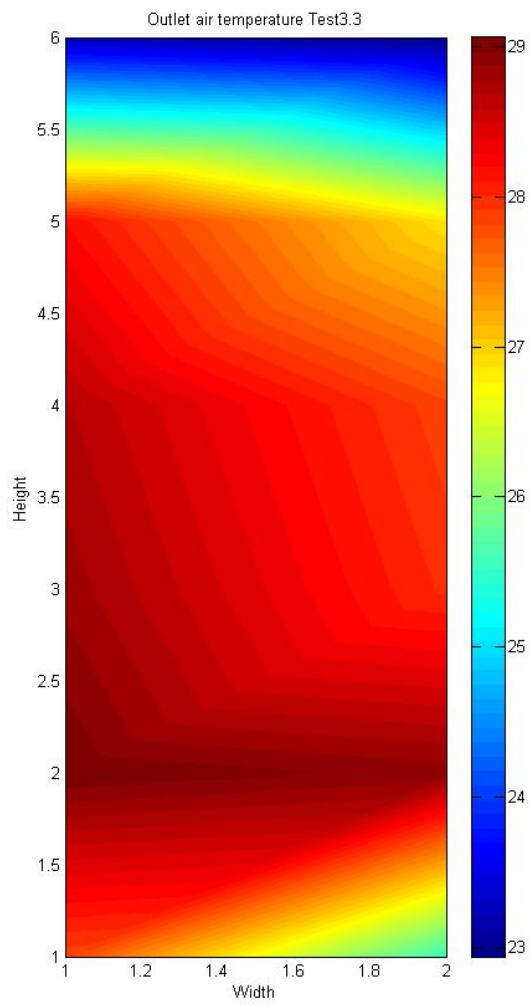
Column:	1	2
	T_out1	T_out2
	T_out3	T_out4
	T_out5	T_out6
	T_out7	T_out8
	T_out9	T_out10
	T_out11	T_out12

Change color of dots on graf

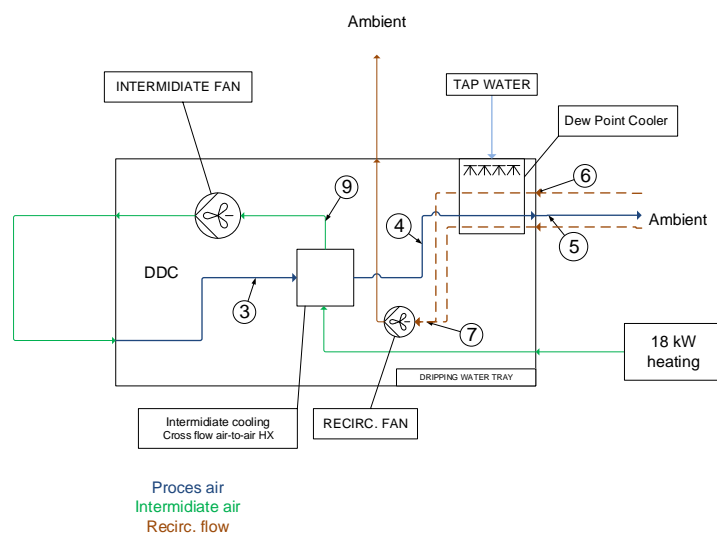








Test 6



Teknologisk Institut

TEST SETUP - DDC

All rights reserved; no part of this information or design of drawings may be reproduced, without the prior written permission of the Danish Technological Institute

Tegn. nr.:	Skala	Revision	Dato	
X.XXX	1:1	Rev. 1:	xx/xx-xx	
		Init.:	Rev. 2:	xx/xx-xx
	ALBO	Rev. 3:	xx/xx-xx	

PRIMARY
SECUNDARY
Not used for calc.

Comparison of two steady state points
Results

Measured values

Steady state:	V_dot_supply [m³/h]	V_dot_recirc [m³/h]	T_3 [°C]	T_4 [°C]	T_5_avg_grid [°C]	T_6 [°C]	T_7 [°C]	T_9 [°C]	RH_4 [%]	RH_6 [%]
4	1331,2	421,1	30,73	27,20	16,68	15,60	34,89	31,51	27,80	47,2

Calculated

%-secondary flow	ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	WB_DPC_in [°C]	ω_DPC_in [g/kg]	ρ_DPC_in [kg/m³]	cp_DPC_in [kJ/kg-K]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	
4	31,63%	10,52	7,021	15,54	6,221	1,164	1,016	0,4303	4,601	52,13

Calculated with StaticColing' model as wetbulb cooler

Δ between calculated and StaticColing

Deviation from calculated

T_5_StaticCooling [°C]	ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	WB_DPC_in [°C]	ω_DPC_in [g/kg]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	Δε_DPC [%]	ΔQ_dot_DPC [kW]	ΔΔT_DPC [K]	ε_DPC [%]	Q_dot_DP(ΔT_DPC) [%]		
4	13,5	13,70	7	15,4	6,2	0,43	6,08	67,8	15,67	1,479	3,18	23%	24%	23%

Comparison of Test#3 and #6 respectively state 3 and 4:

Calculated

ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	WB_DPC_in [°C]	ω_DPC_in [g/kg]	ρ_DPC_in [kg/m³]	cp_DPC_in [kJ/kg-K]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	
3	10,12	16,95	23,23	12,09	1,12	1,03	0,73	7,61	49,80
4	10,52	7,02	15,54	6,22	1,16	1,02	0,43	4,60	52,13

Calculated with StaticColing' model as wetbulb cooler

Δ between calculated and StaticColing

Deviation from calculated

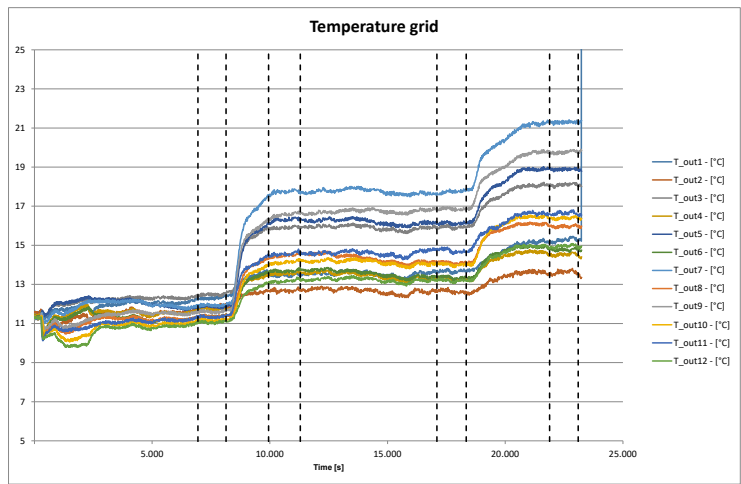
T_5_StaticCooling [°C]	ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	WB_DPC_in [°C]	ω_DPC_in [g/kg]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	Δε_DPC [%]	ΔQ_dot_DPC [kW]	ΔΔT_DPC [K]	ε_DPC [%]	Q_dot_DP(ΔT_DPC) [%]		
3	26,10	11,18	16,90	23,10	12,10	0,75	8,60	55,10	5,30	0,99	1,06	10%	12%	9%
4	13,50	13,70	7,00	15,40	6,20	0,43	6,08	67,80	15,67	1,48	3,18	23%	24%	23%

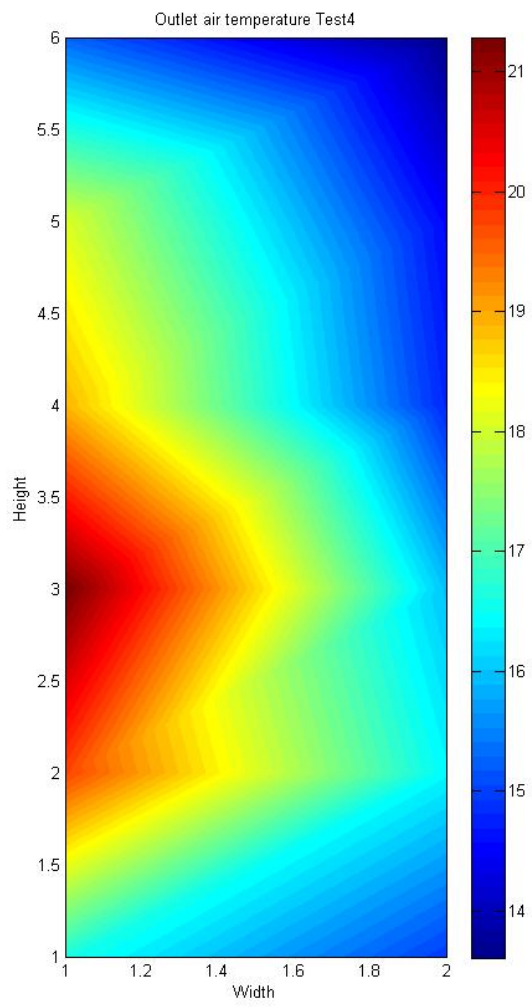
Temperatures measured in grid for the two steady state pints (T_5):

Steady state	Measured	
	3 Test#3	4 Test#6
T_out1 - [°C]	23,25	15,26
T_out2 - [°C]	22,93	13,61
T_out3 - [°C]	28,19	18,09
T_out4 - [°C]	26,87	14,53
T_out5 - [°C]	28,69	18,89
T_out6 - [°C]	27,84	14,78
T_out7 - [°C]	28,83	21,29
T_out8 - [°C]	27,98	15,97
T_out9 - [°C]	29,06	19,76
T_out10 - [°C]	28,92	16,40
T_out11 - [°C]	27,84	16,63
T_out12 - [°C]	25,51	14,95

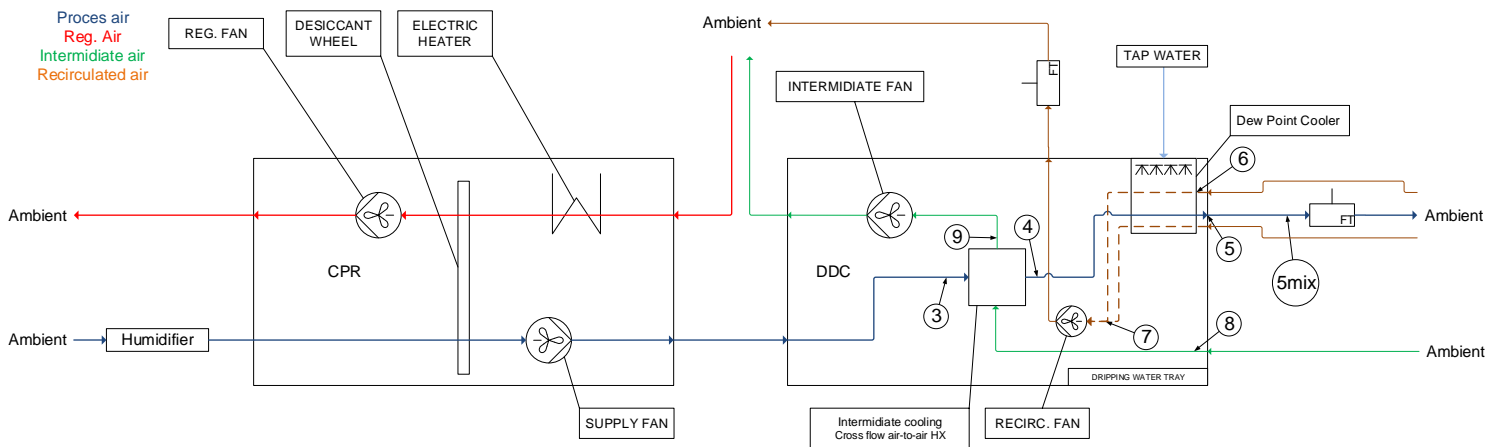
Measuring points in temperature grid:

Steady state:	3 Test#3				4 Test#6	
	1	2	1	2	1	2
T_out1	T_out2	23,25	22,93	15,26	13,61	
T_out3	T_out4	28,19	26,87	18,09	14,53	
T_out5	T_out6	28,69	27,84	18,89	14,78	
T_out7	T_out8	28,83	27,98	21,29	15,97	
T_out9	T_out10	29,06	28,92	19,76	16,40	
T_out11	T_out12	27,84	25,51	16,63	14,95	





Test 7



Teknologisk Institut

TEST SETUP - DDC

All rights reserved; no part of this information or design of drawings may be reproduced, without the prior written permission of the Danish Technological Institute

Tegn. nr.:	Skala	Revision	Dato	
1.007	1:1	Rev. 1:	xx/xx-xx	
		Init.:	Rev. 2:	xx/xx-xx
	ALBO	Rev. 3:	xx/xx-xx	

NB: Test without intermediate cooling!!!

PRIMARY
 SECONDARY
 Not used for calc.

Results

These temperatures are measured ON the pipes.

Tap Water for DPC

Steady state:		Measured values											
	V_dot_supply [m^3/h]	V_dot_recirc [m^3/h]	T_4 [°C]	T_5_avg_grid [°C]	T_5_avg_mix [°C]	T_6 [°C]	T_7 [°C]	wb_4 [°C]	dp_6 [°C]	T_7a [°C]	dp_7a [°C]	T_w_in [°C]	T_w_out [°C]
1	1957	638,1	36,85	27,18	27,32	21,36	52,72	19,25	9,9	22,1	9,7	23,07	18,47

Calculated

	%-secondary flow	ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	RH_DPC_in [%]	w_DPC_in [g/kg]	ρ_DPC_in [kg/m^3]	cp_DPC_in [kJ/kg-K]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	
1	32,61%		9,67	8,143	17,39	6,722	1,127	1,018	0,6123	6,026	33,69

Calculated with StaticColing' model as wetbulb cooler

	T_5_StaticCooling [°C]	ΔT_DPC [K]	DP_DPC_in [°C]	WB_DPC_in [°C]	RH_DPC_in [%]	w_DPC_in [g/kg]	m_dot_supply [kg/s]	Q_dot_DPC [kW]	ε_DPC [%]	
1	18,9		17,95	7,9	18,9	17,3	6,6	0,62	11,2	61,8

Δ between calculated and StaticCooling

	Δε_DPC [%]	ΔQ_dot_DPC [kW]	ΔT_DPC [K]
1	28,11	5,174	8,28

Deviation from calculated

	ε_DPC [%]	Q_dot_DPC [kW]	ΔT_DPC [K]
1	45%	46%	46%

Temperatures measured in grid for the two steady state pints (T_5):

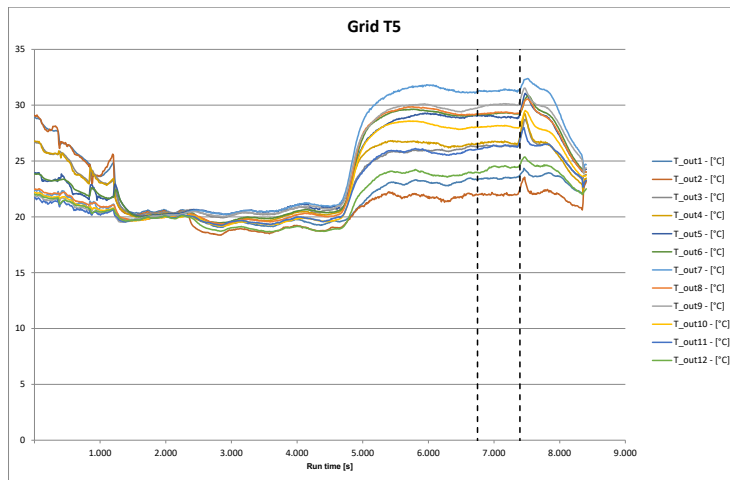
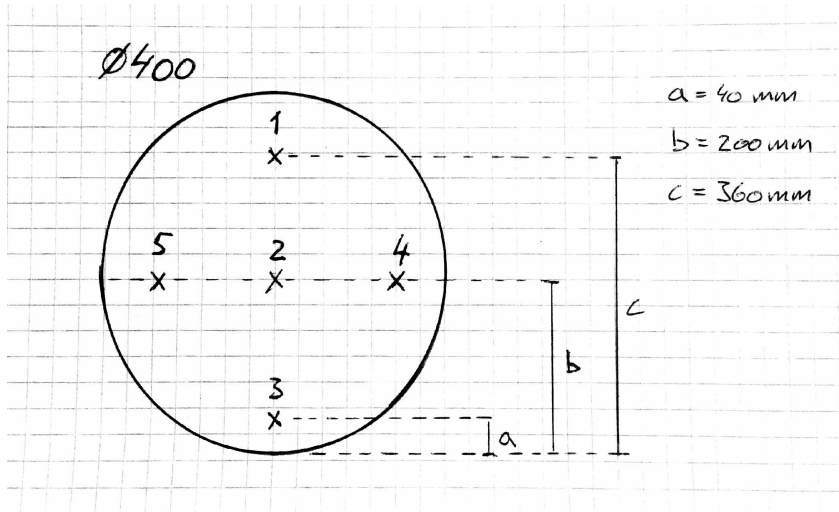
	Measured
Steady state	1 Test#7
T_out1 - [°C]	23,47
T_out2 - [°C]	22,01
T_out3 - [°C]	26,37
T_out4 - [°C]	26,67
T_out5 - [°C]	28,98
T_out6 - [°C]	29,24
T_out7 - [°C]	31,30
T_out8 - [°C]	29,30
T_out9 - [°C]	30,03
T_out10 - [°C]	28,09
T_out11 - [°C]	26,29
T_out12 - [°C]	24,36
T_5mix1 - [°C]	26,46
T_5mix2 - [°C]	27,95
T_5mix3 - [°C]	25,00
T_5mix4 - [°C]	26,88
T_5mix5 - [°C]	30,30

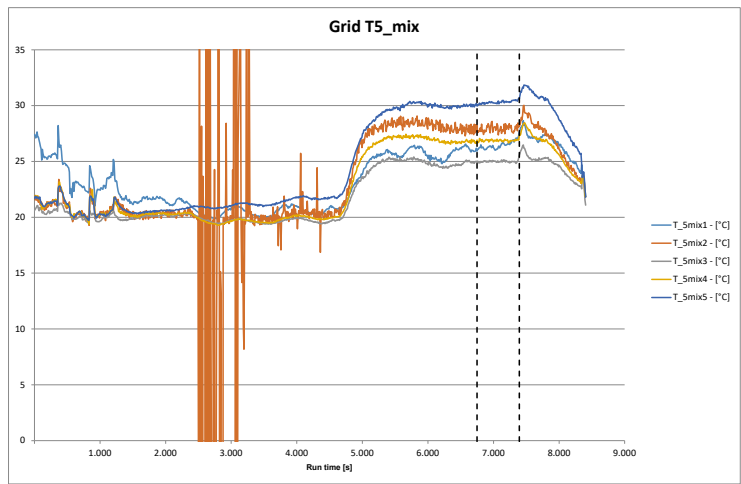
Measuring points in temperature grid at point 5:

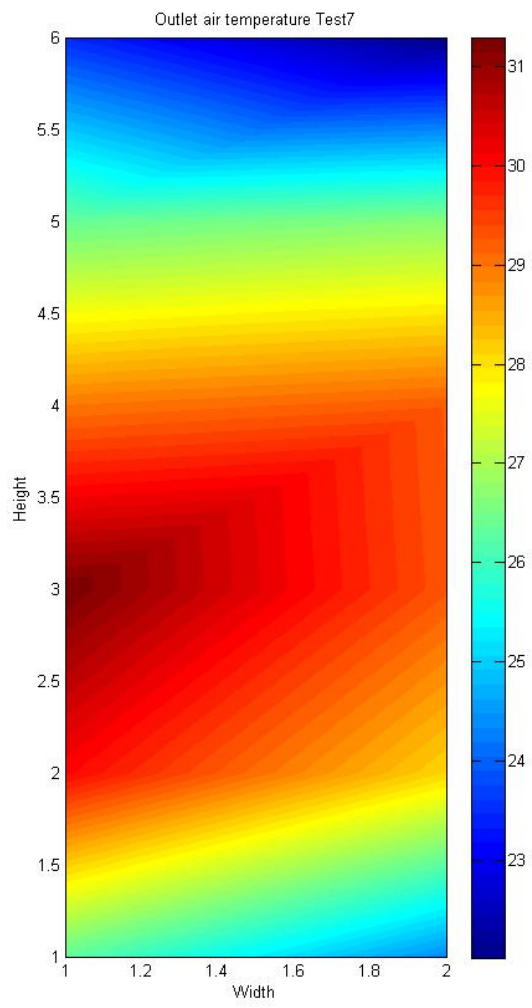
Steady state:		1 Test#7			
Grid setup:	Rect. Duct	1	2	1	2
	T_out1	T_out2	23,47	22,01	
	T_out3	T_out4	26,37	26,67	
	T_out5	T_out6	28,98	29,24	
	T_out7	T_out8	31,30	29,30	
	T_out9	T_out10	30,03	28,09	
	T_out11	T_out12	26,29	24,36	
Max dt:			9,29		

Measuring points in temperature grid at point 5_mix:

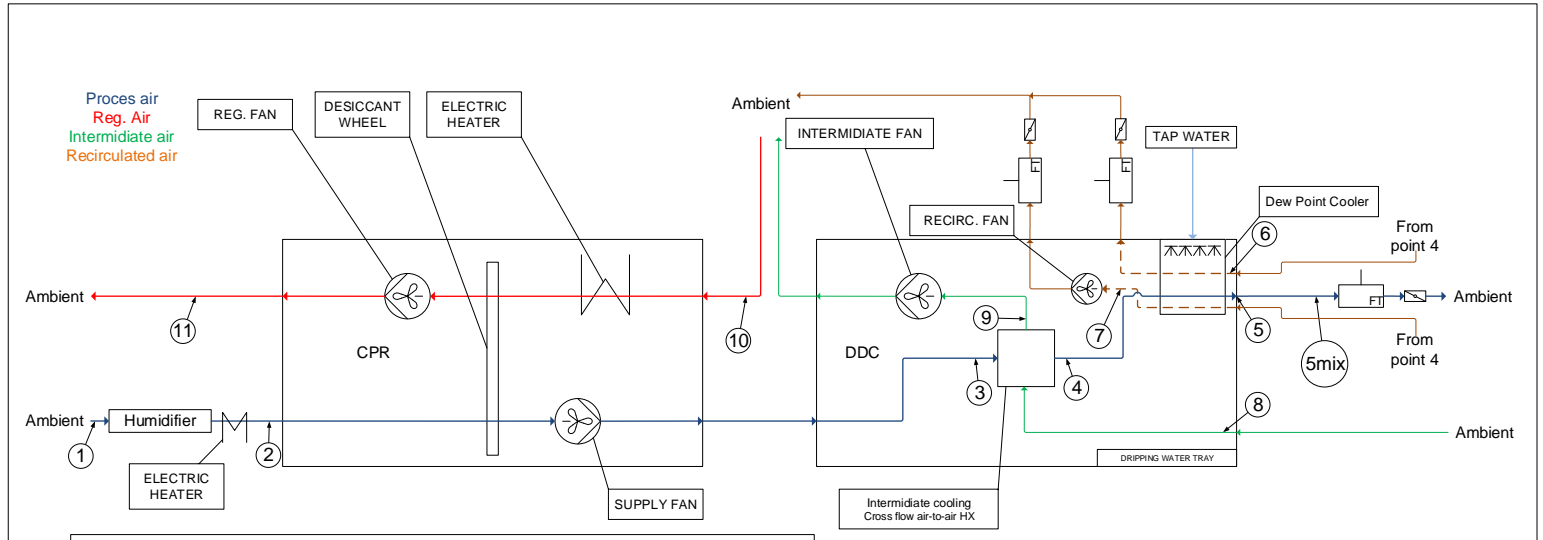
Steady state:		1 Test#7		
Grid setup:	Round duct	T_5mix1	T_5mix4	T_5mix5
	T_5mix2	26,46	27,95	26,88
	T_5mix3	25,00		
Max dt:			5,30	







Test 9



- MEASURED AIR CONDITIONS**
- 1 Temperature (Same as in point 8 "Ambient")
 - 2 Temperature, Humidity
 - 3 Temperature (PT100)
 - 4 Temperature (PT100)
 - 5 Temperature (grid and PT100), Humidity
 - 5mix Temperature (grid), Flow
 - 6 Temperature (PT100)
 - 7 Temperature (PT100), Humidity, Flow
 - 8 Temperature (Same as in point 1 "Ambient")
 - 9 Temperature (PT100), flow
 - 10 Temperature, Humidity
 - 11 Temperature, Humidity, Flow
 - Water temperature in/out: measured on pipe connections
 - Water flow: measured with cubicmeter
 - Differential pressure across the drying wheel

Teknologisk Institut			
TEST SETUP - DDC			
Tegn. nr.:	Skala	Revision	Dato
1.008	1:1	Rev. 1:	xx/xx-xx
	Init.:	Rev. 2:	xx/xx-xx
	ALBO	Rev. 3:	xx/xx-xx

All rights reserved; no part of this information or design of drawings may be reproduced, without the prior written permission of the Danish Technological Institute

NB: ALL MEASURED VALUES IN THIS SHEET IS 10 MINUTES AVERAGE VALUES

Results		Measured values													Calculated				A between calculated and StaticCooling				Deviation from calculated															
PRIMARY		V_dot_cooled_air	V_dot_recirc_top	V_dot_recirc_bottom	V_dot_recirc_tot	T_3	T_4	T_5_avg_grid	T_5_avg_mix	T_6	T_7	wb_4	omega_4	V_dot_water_avg	T_w_in	T_w_out	AT_DPC	AT_S_avg grids	AT_w	DP_4	omega_DPC_4_Vaisala	delta_w	rh_4	rho_4	cp_4	m_dot_4	Q_dot_DPC	epsilon_DPC	AT_DPC	Q_dot_DPC	epsilon_DPC	AT_DPC	Q_dot_DPC	epsilon_DPC	AT_DPC	Q_dot_DPC	epsilon_DPC	
SECONDARY		[m³/h]	[m³/h]	[m³/h]	[m³/h]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[g/kg]	[m³/h]	[°C]	[°C]	[K]	[K]	[K]	[°C]	[g/kg]	[g/kg]	[%-rh]	[kg/m³]	[kJ/kg-K]	[kg/s]	[kW]	[%]	[K]	[kW]	[%]	[K]	[kW]	[%]	[K]	[kW]	[%]	
1 test#9	2662.00	524.20	494.70	1018.90	40.60	35.02	22.19	22.22	34.26	27.81	20.00	7.62	94.43	22.01	23.27		12.82	-0.03	1.27	11.51	8.451	0.84	24.11	1.13	1.02	0.84	10.94	54.55										
2 test#9	2593.00	519.40	492.20	1011.60	41.08	26.58	18.84	19.48	26.40	21.67	17.66	7.67	94.43	21.90	19.70		7.74	-0.64	-2.19	12.38	8.952	3.28	43.31	1.16	1.02	0.84	6.61	54.54										
1 test#10	2525.00	526.50	526.50	1053.00	41.89	37.00	22.15	22.33	23.62	29.09	20.75	7.95	163.69	22.17	23.01		14.85	-0.18	0.85	11.85	8.646	0.69	22.32	1.12	1.02	1.12	16.92	59.94										
2 test#10	2507.00	504.70	499.80	1004.50	43.89	25.80	18.88	18.76	19.55	24.75	17.47	8.03	163.64	22.15	19.92		6.92	0.12	-2.23	12.53	9.043	1.01	43.69	1.16	1.02	1.14	8.03	52.18										
3 test#10	2507.00	504.70	499.80	1004.50	43.90	24.72	16.26	16.41	17.35	23.30	15.55	6.44	197.72	23.69	18.06		8.46	-0.15	-3.63	9.249	7.251	0.81	37.46	1.17	1.02	1.14	9.83	54.68										

Wetbulb temperature is measured with Vaisala dewpoint sensor.

Mixing ratio is measured with Cotes A/S' Mitchell instrument (optical dewpoint sensor).

These temperatures are measured ON the pipes.

Tap Water for DPC

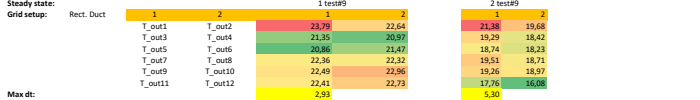
Temperatures measured in grid for steady state points (T_5):

Steady state	Measured		
	1 test#9	2 test#9	
T_out1 [°C]	23.79	21.38	
T_out2 [°C]	22.64	19.68	
T_out3 [°C]	21.35	19.29	
T_out4 [°C]	20.97	18.42	
T_out5 [°C]	20.86	18.74	
T_out6 [°C]	21.47	18.23	
T_out7 [°C]	22.36	19.51	
T_out8 [°C]	22.32	18.71	
T_out9 [°C]	22.49	19.26	
T_out10 [°C]	22.96	18.97	
T_out11 [°C]	22.41	17.76	
T_out12 [°C]	22.73	16.08	
T_Smix1 [°C]	23.24	21.12	
T_Smix2 [°C]	21.62	18.38	
T_Smix3 [°C]	21.84	18.57	
T_Smix4 [°C]	22.12	18.67	
T_Smix5 [°C]	22.19	20.65	

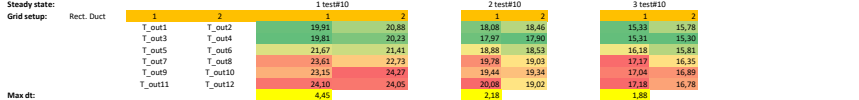
	1 test#10	2 test#10	3 test#10
T_out1 [°C]	19.91	18.08	15.33
T_out2 [°C]	20.88	18.46	15.78
T_out3 [°C]	19.81	17.97	15.31
T_out4 [°C]	20.23	17.90	15.30
T_out5 [°C]	21.67	18.89	16.18
T_out6 [°C]	21.41	18.53	15.81
T_out7 [°C]	23.61	19.78	17.17
T_out8 [°C]	22.73	19.03	16.35
T_out9 [°C]	22.15	19.44	17.04
T_out10 [°C]	24.27	19.34	16.89
T_out11 [°C]	24.10	20.08	17.18
T_out12 [°C]	24.05	19.02	16.78
T_Smix1 [°C]	20.57	18.00	15.90
T_Smix2 [°C]	22.75	18.71	15.82
T_Smix3 [°C]	23.36	18.89	16.96
T_Smix4 [°C]	22.62	18.62	16.28
T_Smix5 [°C]	22.33	19.47	17.09

Temperature profiles for grid measurements

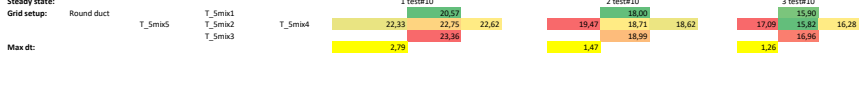
Measuring points in temperature grid at point 5:

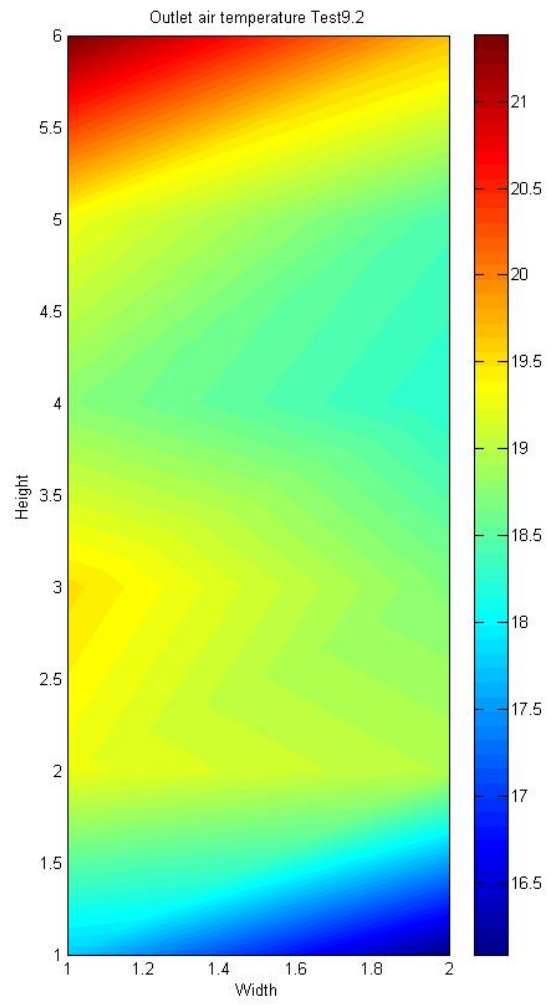
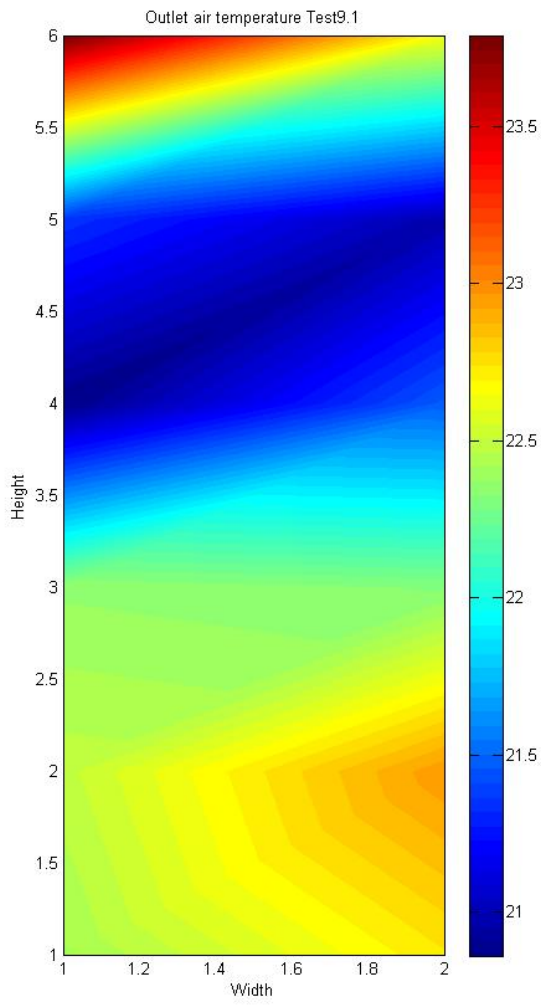


Measuring points in temperature grid at point 5:

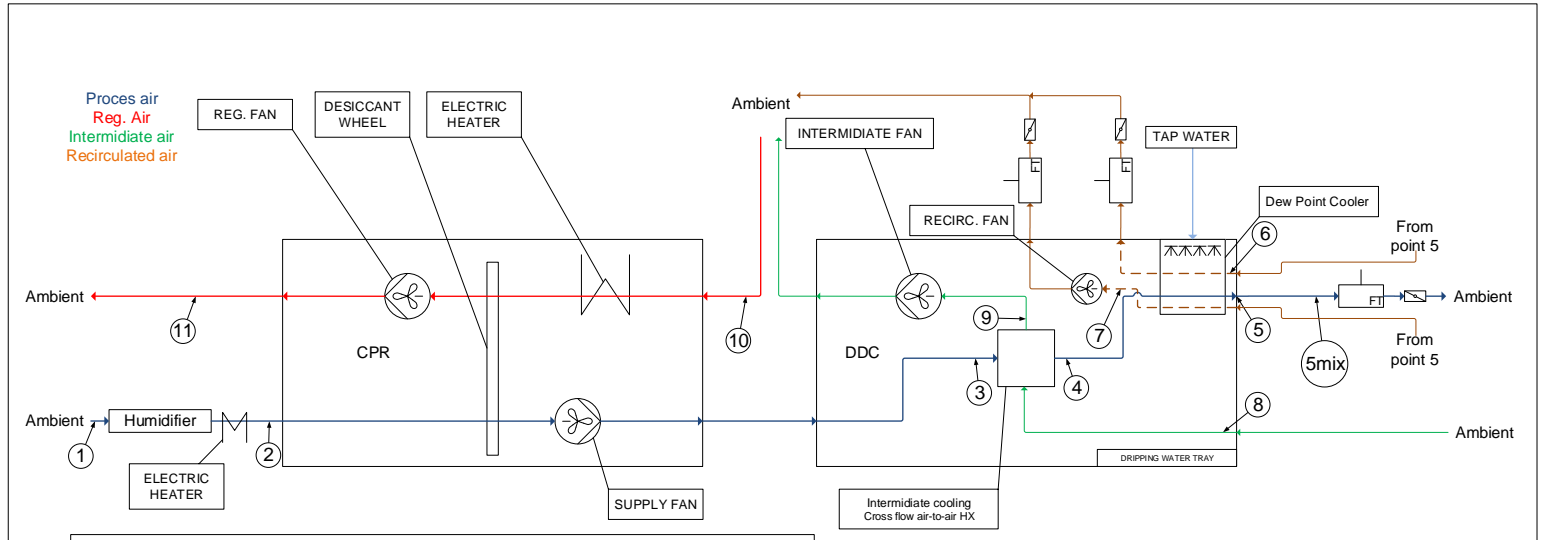


Measuring points in temperature grid at point 5_mlx:





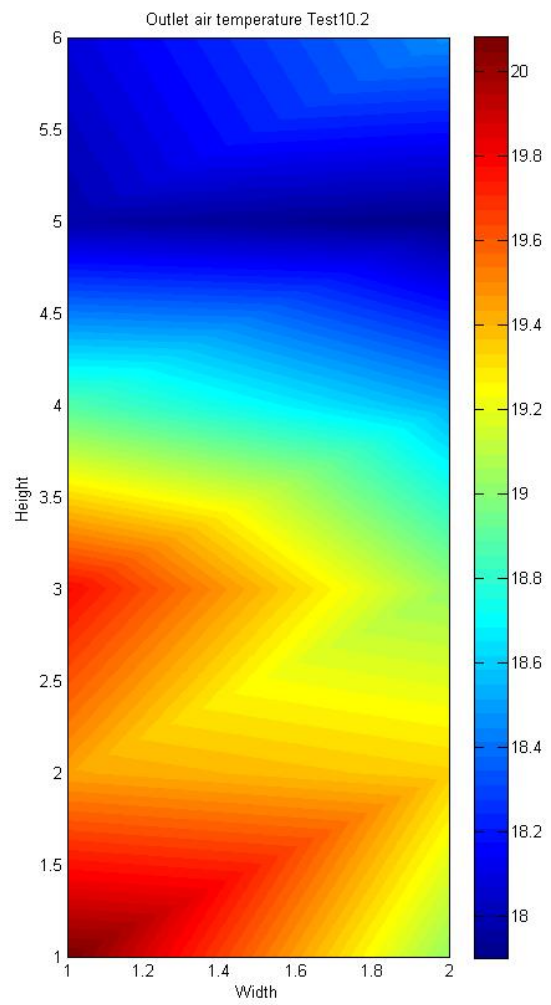
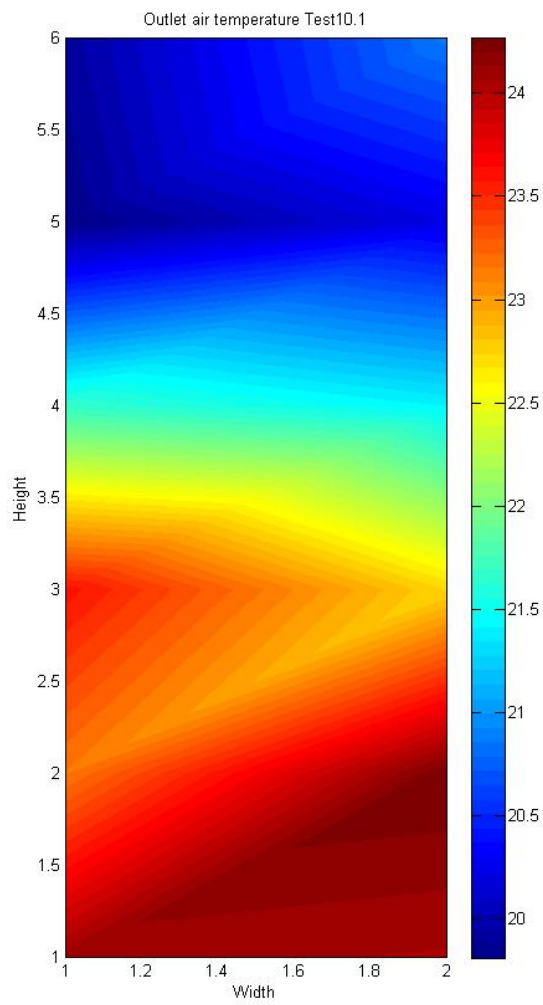
Test 10

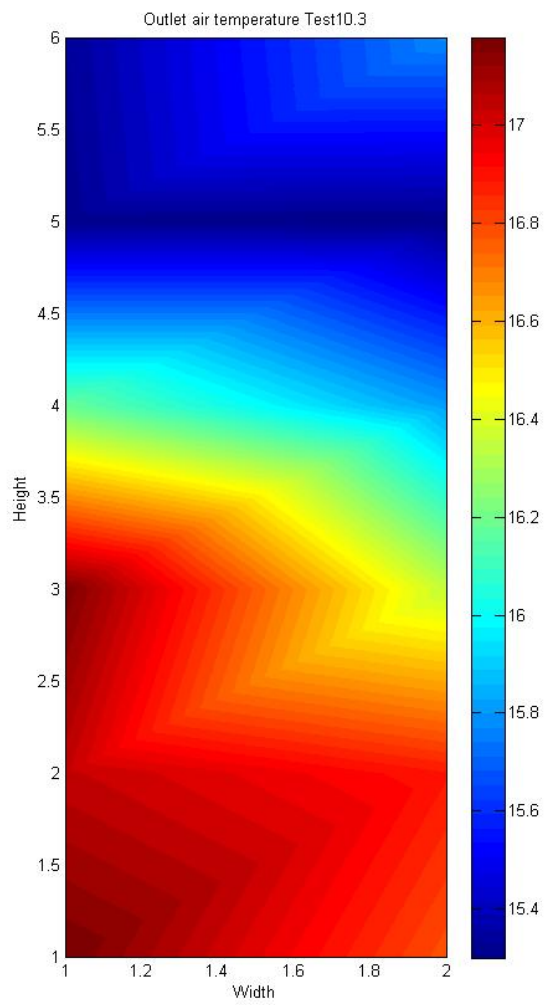


- MEASURED AIR CONDITIONS**
- 1 Temperature (Same as in point 8 "Ambient")
 - 2 Temperature, Humidity
 - 3 Temperature (PT100)
 - 4 Temperature (PT100)
 - 5 Temperature (grid and PT100), Humidity
 - 5mix Temperature (grid), Flow
 - 6 Temperature (PT100)
 - 7 Temperature (PT100), Humidity, Flow
 - 8 Temperature (Same as in point 1 "Ambient")
 - 9 Temperature (PT100), flow
 - 10 Temperature, Humidity
 - 11 Temperature, Humidity, Flow
 - Water temperature in/out: measured on pipe connections
 - Water flow: measured with cubicmeter
 - Differential pressure across the drying wheel

Teknologisk Institut			
TEST SETUP - DDC			
Tegn. nr.:	Skala	Revision	Dato
1.010	1:1	Rev. 1:	xx/xx-xx
	Init.:	Rev. 2:	xx/xx-xx
	ALBO	Rev. 3:	xx/xx-xx

All rights reserved; no part of this information or design of drawings may be reproduced, without the prior written permission of the Danish Technological Institute





Test 11

Mean values of 10 minutes periods.

Notes

								Test #11.1	Actions				
	Start	End	Parameter	Min.	Max.	Std. dev.	Average						
Run time [s]:	13.799	<u>14.400</u>	T_9 - [°C]	41,60	41,82	0,07	41,72	Skævridding af flow ved kun at benytte en recirkuleringskanal	Stabil udgangspunkt				
Row #:	695	725	T_7 - [°C]										
			T_6 - [°C]										
Samples:	<u>30</u>		T_5 - [°C]	30,99	31,19	0,06	31,08			Distortion of flow by using only one recirculation channel	Stable starting point		
			T_4 - [°C]										
			T_3 - [°C]	43,10	43,81	0,21	43,44						
			T_7_thermo - [°C]	27,12	28,08	0,21	27,74						
			T_4_thermo - [°C]	36,03	36,74	0,20	36,38						
			T_6_thermo - [°C]	35,26	35,66	0,12	35,46						
			T_wet_4 - [°C]	20,61	21,24	0,18	20,97						
			T_w_in - [°C]	23,50	23,76	0,07	23,64						
			T_w_out - [°C]	23,19	23,27	0,02	23,21						
			T_avg_grid_5 - [°C]	24,44	24,71	0,08	24,57						
			T_avg_mix_5 - [°C]	24,34	24,67	0,09	24,47						
			DT_DPC_1 - [K]	11,44	12,22	0,24	11,81						
			DT_DPC_2 - [K]	11,44	12,22	0,24	11,81						
			DT_w - [K]	0,23	0,56	0,08	0,43						
Run time [s]:	13.799	<u>14.400</u>	T_out1 - [°C]	25,35	25,73	0,11	25,55						
Row #:	695	725	T_out2 - [°C]	25,60	26,05	0,12	25,84						
			T_out3 - [°C]	24,98	25,38	0,11	25,19						
Samples:	<u>30</u>		T_out4 - [°C]	25,80	26,29	0,12	26,04						
			T_out5 - [°C]	24,54	24,92	0,10	24,73						
			T_out6 - [°C]	25,36	25,80	0,11	25,61						
			T_out7 - [°C]	23,10	23,53	0,11	23,31						
			T_out8 - [°C]	23,36	23,82	0,11	23,62						
			T_out9 - [°C]	23,88	24,20	0,09	24,01						
			T_out10 - [°C]	22,61	23,05	0,10	22,85						
			T_out11 - [°C]	24,01	24,34	0,08	24,16						
			T_out12 - [°C]	23,74	24,14	0,09	23,94						
			T_5mix1 - [°C]	25,03	25,76	0,17	25,32						
			T_5mix2 - [°C]	24,39	25,04	0,15	24,72						
			T_5mix3 - [°C]	23,01	23,55	0,13	23,26						
			T_5mix4 - [°C]	23,68	24,27	0,15	23,95						
			T_5mix5 - [°C]	24,89	25,42	0,13	25,11						
Run time [s]:	14.999	<u>15.600</u>	T_9 - [°C]	41,90	42,06	0,05	41,96	Prop på recirc top	Block top recirculation channel				
Row #:	754	784	T_7 - [°C]										
			T_6 - [°C]										
Samples:	<u>30</u>		T_5 - [°C]	32,39	32,54	0,04	32,45						
			T_4 - [°C]										
			T_3 - [°C]	43,29	43,89	0,19	43,54						
			T_7_thermo - [°C]	27,90	28,69	0,24	28,27						
			T_4_thermo - [°C]	36,25	36,75	0,16	36,47						
			T_6_thermo - [°C]	35,30	35,66	0,10	35,44						
			T_wet_4 - [°C]	20,53	21,18	0,18	20,87						
			T_w_in - [°C]	23,53	23,74	0,06	23,65						
			T_w_out - [°C]	23,39	23,54	0,05	23,48						
			T_avg_grid_5 - [°C]	25,23	25,41	0,06	25,32						
			T_avg_mix_5 - [°C]	25,06	25,34	0,09	25,19						
			DT_DPC_1 - [K]	10,85	11,50	0,21	11,15						
			DT_DPC_2 - [K]	10,85	11,50	0,21	11,15						
			DT_w - [K]	-0,01	0,34	0,10	0,17						
Run time [s]:	14.999	<u>15.600</u>	T_out1 - [°C]	25,49	25,87	0,10	25,68						
Row #:	754	784	T_out2 - [°C]	25,69	26,08	0,11	25,89						
			T_out3 - [°C]	25,16	25,58	0,11	25,39						
Samples:	<u>30</u>		T_out4 - [°C]	26,08	26,49	0,10	26,28						
			T_out5 - [°C]	25,34	25,72	0,11	25,53						
			T_out6 - [°C]	26,38	26,68	0,09	26,53						
			T_out7 - [°C]	24,38	24,74	0,10	24,56						
			T_out8 - [°C]	24,59	24,94	0,10	24,75						
			T_out9 - [°C]	25,44	25,70	0,08	25,56						
			T_out10 - [°C]	23,53	23,93	0,10	23,73						
			T_out11 - [°C]	24,89	25,22	0,08	25,07						
			T_out12 - [°C]	24,74	25,11	0,10	24,90						
			T_5mix1 - [°C]	25,51	26,07	0,13	25,79						
			T_5mix2 - [°C]	25,01	25,53	0,14	25,26						
			T_5mix3 - [°C]	24,14	24,70	0,13	24,42						
			T_5mix4 - [°C]	24,47	25,07	0,17	24,78						
			T_5mix5 - [°C]	25,48	25,91	0,11	25,72						

Middelværdier i sidste test er regnet for en periode på

18,00 minutter

	Start	End	Parameter	Min.	Max.	Std. dev.	Average
Run time [s]:	19.689	<u>20.769</u>	T_9 - [°C]	30,28	42,93	3,25	34,45
Row #:	984	1.038	T_7 - [°C]				
			T_6 - [°C]				
Samples:	<u>54</u>		T_5 - [°C]	24,16	30,76	2,21	26,32
			T_4 - [°C]				
			T_3 - [°C]	42,83	44,46	0,45	43,52
			T_7_thermo - [°C]	20,80	27,99	1,71	23,19
			T_4_thermo - [°C]	24,29	37,38	3,02	27,92
			T_6_thermo - [°C]	25,31	36,46	2,42	28,70
			T_wet_4 - [°C]	16,94	21,26	1,14	18,56
			T_w_in - [°C]	22,28	23,96	0,49	22,72
			T_w_out - [°C]	20,54	25,23	1,62	22,08
			T_avg_grid_5 - [°C]	19,33	24,43	1,45	20,90
			T_avg_mix_5 - [°C]	19,27	24,34	1,37	20,78
			DT_DPC_1 - [K]	2,21	13,00	3,10	7,02
			DT_DPC_2 - [K]	2,21	13,00	3,10	7,02
			DT_w - [K]	-1,38	2,02	1,19	0,65

	Start	End	Parameter	Min.	Max.	Std. dev.	Average
Run time [s]:	19.689	<u>20.769</u>	T_out1 - [°C]	21,11	25,99	1,27	22,66
Row #:	984	1.038	T_out2 - [°C]	20,32	26,05	1,38	22,16
			T_out3 - [°C]	20,50	25,42	1,32	22,06
Samples:	<u>54</u>		T_out4 - [°C]	19,85	26,08	1,61	21,86
			T_out5 - [°C]	19,40	24,43	1,37	21,02
			T_out6 - [°C]	19,23	25,05	1,71	21,11
			T_out7 - [°C]	18,07	22,86	1,37	19,67
			T_out8 - [°C]	18,48	23,58	1,52	20,07
			T_out9 - [°C]	18,63	23,74	1,57	20,27
			T_out10 - [°C]	17,95	22,74	1,42	19,41
			T_out11 - [°C]	18,95	24,02	1,57	20,42
			T_out12 - [°C]	18,48	23,95	1,80	20,08
			T_5mix1 - [°C]	20,42	25,40	1,24	21,94
			T_5mix2 - [°C]	18,98	24,73	1,44	20,74
			T_5mix3 - [°C]	17,98	23,09	1,44	19,60
			T_5mix4 - [°C]	18,71	24,02	1,40	20,31
			T_5mix5 - [°C]	19,80	24,84	1,40	21,32

Test #11.3	Actions
Søger koldeste mulige temperatur vi kunne skabe ved outputtet	Mellemkøler tændt og flows justeret ind
Aiming for the coldest possible primary output temperature	Intermediate cooling added

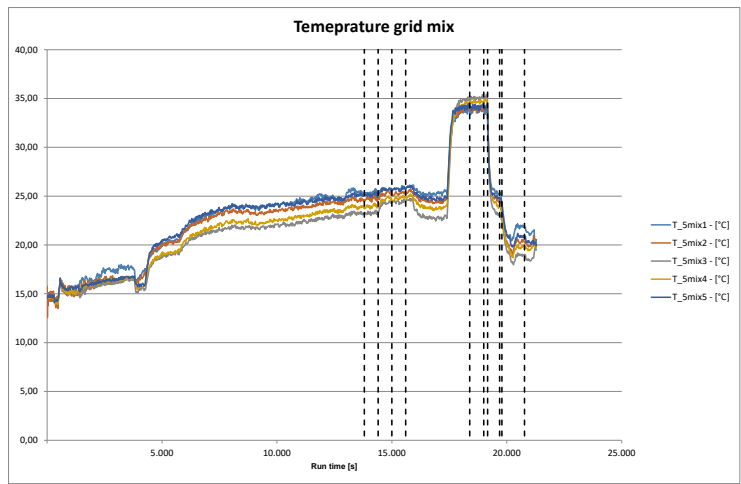
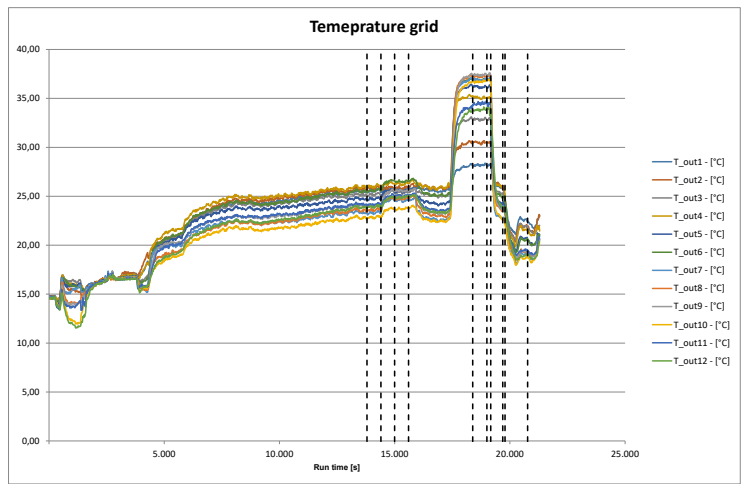
Measuring points in temperature grid at point 5:

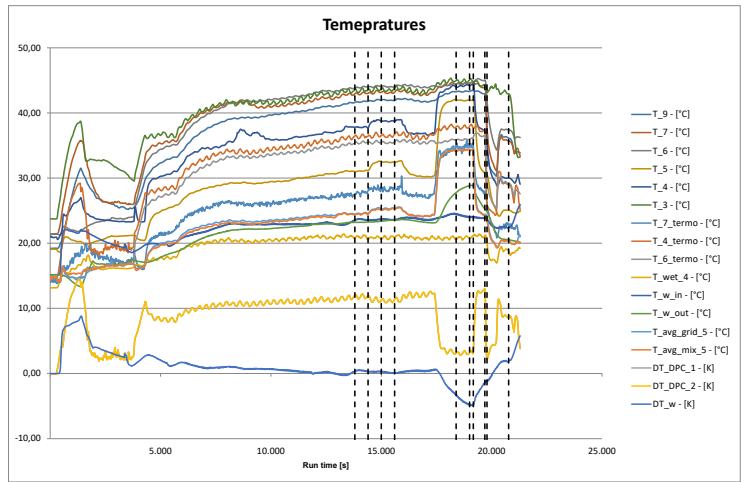
Grid setup	Rect. Duct	1	2	1	2
T_out1	T_out2	25,55	25,84		
T_out3	T_out4	25,19	26,04		
T_out5	T_out6	24,73	25,61		
T_out7	T_out8	23,31	23,62		
T_out9	T_out10	24,01	22,85		
T_out11	T_out12	24,16	23,94		
Max dt:		3,18			

Measuring points in temperature grid at point 5_mix:

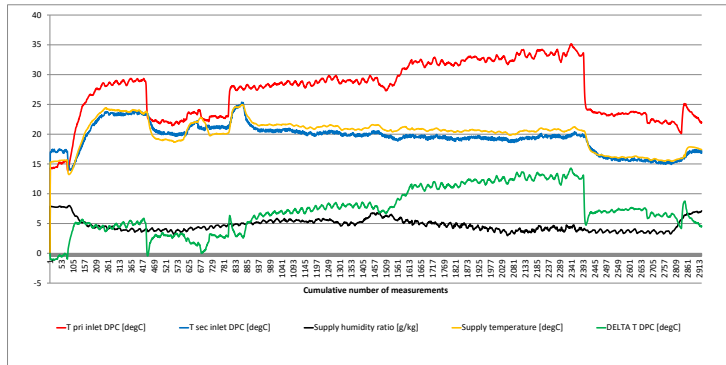
Grid setup	Round duct	T_5mix1		25,32	
T_5mix5	T_5mix2	T_5mix4	25,11	24,72	23,95
	T_5mix3			23,26	
Max dt:		2,07			

Run time [s]	DP	V_{dot} [m ³ /h]
[14606 Row #735: Ny m�ling: V_dot_recirc_top = 0,1 Pa	0,1	49,97664
[14688 Row #739: V_dot_recirc_bund = 21 Pa	21	724,2303
[14779 Row #743: V_dot_supply = 51,3 Pa	51,3	2576,698





Final test



A.3 Endeligt design

COTES A/S, DK-Slagelse, 22-6-15

Description of Cotes Indirect Evaporative Adsorption Cooling system¹.

The Cotes IEAC exploits waste heat and other low-cost sources of energy in order to provide flows of cold air. The system does not use any gases or compressors.

Combined with the district heating system in Bergen, and using waste heat from waste incineration, the cost of running a Cotes IEAC system will be very low.

In the winter, the Cotes IEAC works as an effective heat exchanger system, with efficiencies of between 80% and 85%.

Working together, the Bergen district heating system and the Cotes IEAC system will probably be the environmental friendly system currently available.

Compared to other adiabatic cooling systems on the market, Cotes IEAC provides the following advantages:

- No moisture added to the cooling air, meaning:
 - o No bacterial risk
 - o Better comfort
 - o Better protection of building an equipment
- No risk of transferring smells and bacteria back from the outlet via rotating heat exchanger or hygroscopic wheel

How it works:

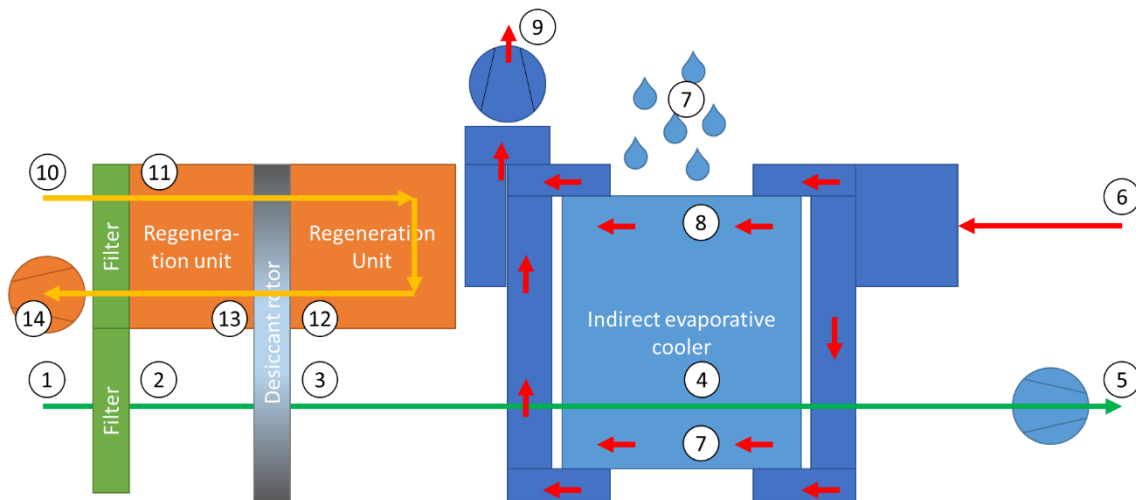
The Cotes IEAC system consists of:

- Desiccant rotor with regeneration unit
- Indirect evaporative cooler
- Filters
- Fans
- Cabinet
- Control unit

The IEAC system will run with two different settings – summer or winter.

In the *summer setting*, the unit is set to exploit waste heat to create dry and cold air. See below illustration.

¹ Patent applied

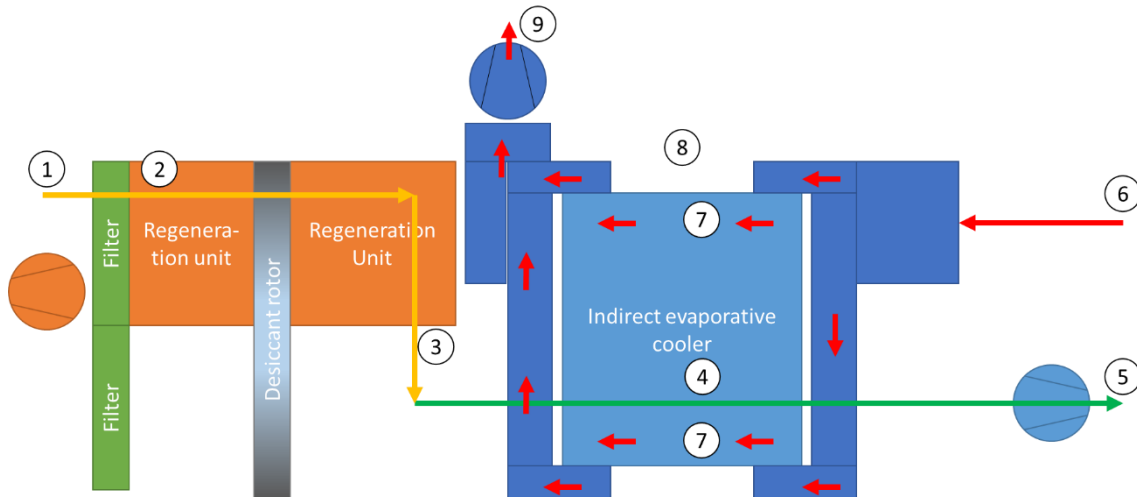


As shown in the illustration above, the IEAC works as follows:

1. Ambient air ...
2. is filtered in a F7 filter
3. ... and dried in a desiccant rotor. This increases the temperature to between 30°C and 40°C, but reduces the absolute humidity to 6.5g/kg.
4. The warm, dry air is cooled in an indirect evaporative cooler (counter-flow type). In the cooling process, the air has no contact with water. The absolute humidity afterwards is therefore still 6.5g/kg, but the temperature is reduced to 18–19°C, resulting in a relative humidity of approximately 50%.
5. The cold dry air is blown into the building to be cooled.
6. 30–60% of the return air from the building is used for the evaporation process in the indirect evaporative cooler. The return air would normally be at 26°C and an absolute humidity of 7.0g/kg.
7. Water is added.
8. The return air evaporates the water, thus cooling the main air stream (4)
9. The return air from the building is now humid, and must be blown out of the building by a fan.
10. After the desiccant rotor has adsorbed water from the main air stream (3), the water is bound in the rotor. A regeneration air stream (10) ...
11. ... is filtered
12. ... and heated by waste heat in a water-to-air heating coil
13. The air is now warm and humid, ...
14. ... and is blown out by a fan.

s. 3/7

In *winter conditions*, the setup is different. Here it is set to heat up incoming air by outgoing air. As the indirect evaporative cooler is made as a counter-flow type, it will be very efficient as a heat exchanger if the water supply is stopped. As a heat exchanger, the set-up can be as described below:

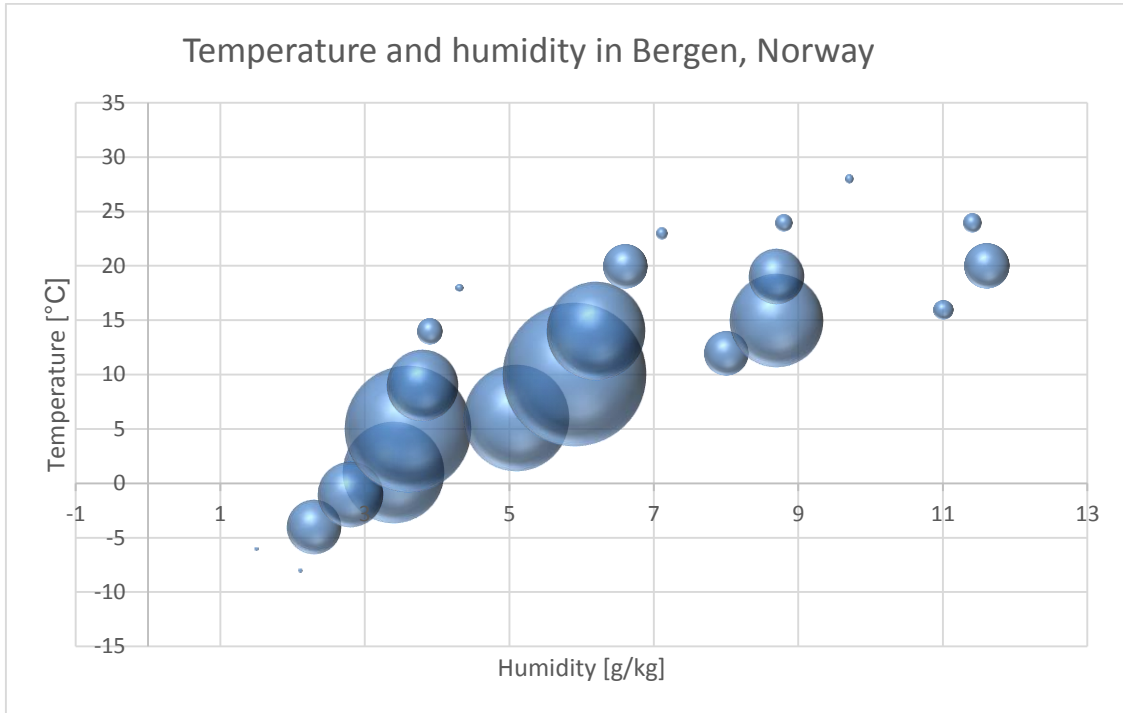


1. Incoming air ...
2. ... is filtered
3. The desiccant rotor is bypassed
4. The air is heated by outgoing air in the indirect evaporative cooler, which works as a counter-flow heat exchanger when the water supply is stopped
5. The heated air is blown into the building by a fan
6. The return air ...
7. .. is used to heat up the incoming air
8. The water supply is stopped, why no evaporation occurs
9. The return air is now cold, and is blown out of the building

s. 4/7

Performance for system placed in Bergen, Norway

The figures shown below illustrate the humidity and temperature standardisations. The size of the spheres indicates how many hours a given temperature/humidity mix is present during a standard year.



The table below shows the calculated performance of the system, and the calculated annual consumptions.

s. 5/7

Hours/y	Temp [°C]	Humidity [g/kg]	Airflow [m3/h]	Inlet temperature [°C]	Heat needed [kWh]	Fan Power [kWh]	Water needed [kg]
1	-8	2,1	3.000	20,2	-	1	-
1	-6	1,5	3.000	21,1	-	1	-
251	-4	2,3	3.000	21,2	-	135	-
901	1	3,4	3.000	22,0	-	489	-
372	-1	2,8	3.000	22,0	-	202	-
1414	5	3,6	3.000	22,9	-	774	-
999	6	5,1	3.000	22,9	-	547	-
440	9	3,8	3.000	23,7	-	243	-
1821	10	5,9	3.000	23,7	-	1.006	-
172	12	8	3.000	23,9	-	95	-
55	14	3,9	3.000	24,5	-	31	-
847	14	6,2	3.000	24,5	-	472	-
766	15	8,7	12.000	18,0	33.429	2.186	30.447
32	16	11	12.000	18,6	2.158	103	1.852
5	18	4,3	12.000	17,0	-	8	85
171	20	6,6	12.000	17,8	-	277	2.182
269	19	8,7	12.000	17,8	11.966	846	16.847
175	20	11,6	12.000	18,8	15.334	755	16.773
10	23	7,1	12.000	18,1	-	18	340
24	24	8,8	12.000	18,7	1.085	88	1.967
28	24	11,4	12.000	18,8	2.561	143	3.277
6	28	9,7	12.000	18,9	369	27	657
0	25	13	12.000	19,0	-	-	-
8760					66.903	8.446	74.425

Note

- Above figures are calculated. A tolerance of +/-5% must be expected.
- The consumptions shown above are based on either winter conditions (3000m³/hour inlet and 3000m³/hour outlet), or summer condition (up to 12000m³/hour outlet, and 30–60% return air). Depending on the control strategy selected, these flows might be reduced.
- The consumption shown for fans are calculated on the base of air flow and internal pressure loss, based on efficient fans. External pressure is therefore not included.

Control strategy (summer)

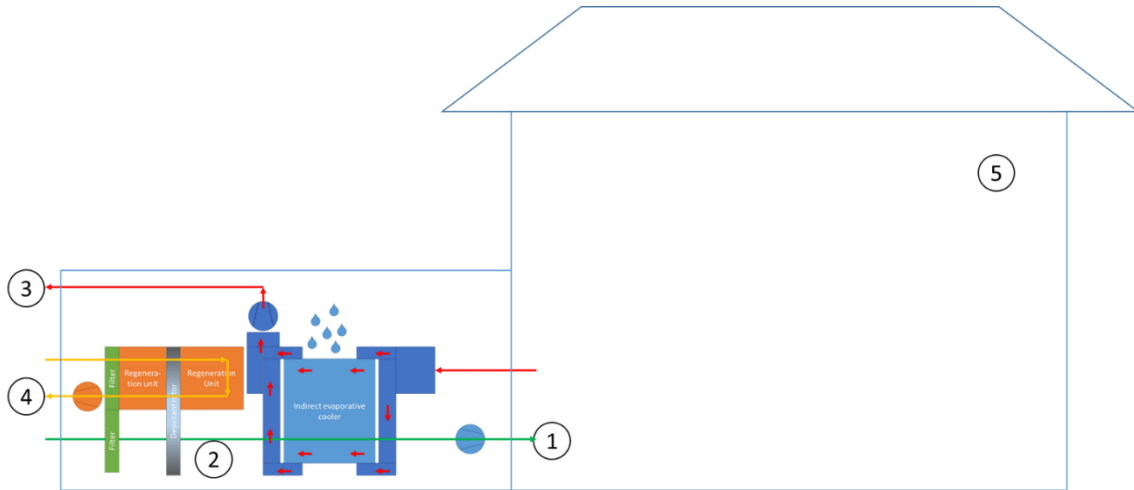
In *summer*, the Indirect Evaporative Adsorption Cooler is controlled to provide a stable air flow input (1) to the building, meaning 18–19°C, 6.5g/kg and 50% relative humidity.

The humidity is measured after the rotor (2), and adjusted by using the regeneration air fan to adjust the regeneration air flow (4). When ambient conditions are humid, a high air flow is needed – when dry a low air flow is needed. The temperature is constant (85°C).

When the humidity is under control, the next step is to reduce the temperature, via the secondary air flow (3) (the amount of return air from building). The flow depends on the temperature and absolute humidity of the return air. This is assumed to be constant (26°C and 7.0g/kg). The return air needed is calculated as being 30–60% of the inlet air flow.

s. 6/7

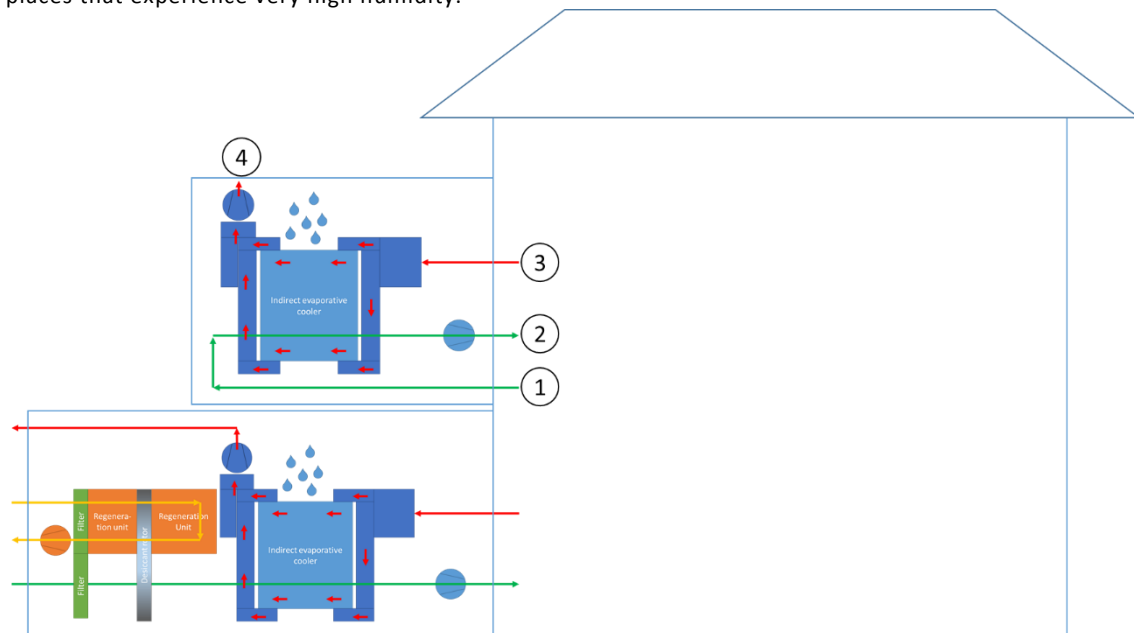
The temperature in the building (5) is controlled by the amount of cooling air (1). If the temperature in the building is high, the cooling air flow (1) is set high (maximum 12000m³/hour). If the temperature in the building is low, the cooling air flow is low.



Additional configurations

Extra Indirect Evaporative Cooler

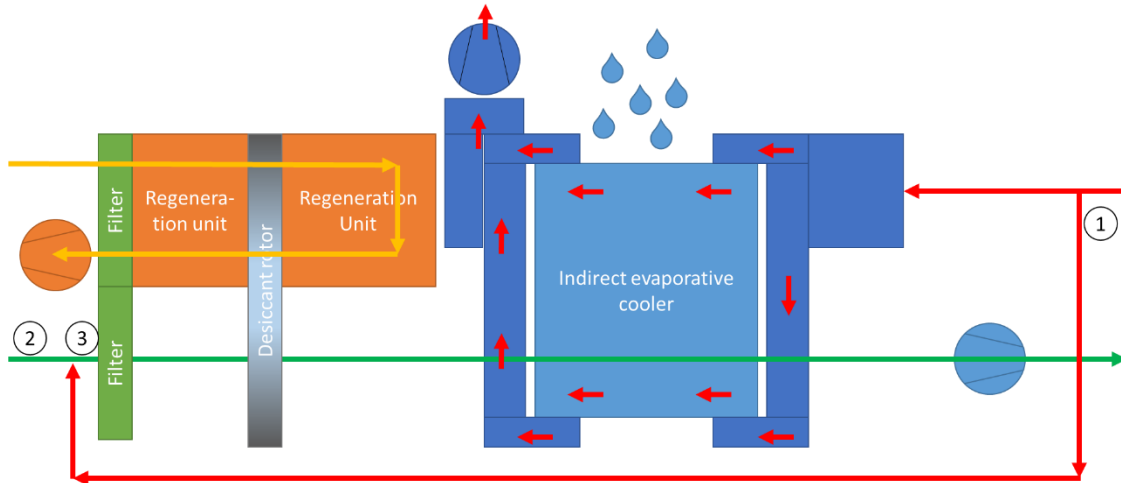
As the Indirect Evaporative Adsorption Cooler keeps the insides of the building dry, additional Indirect Evaporative Coolers can be added to the system, thus providing extra cooling capacity but only requiring energy for fans and some water. This is particularly advantageous when such a system is installed in places that experience very high humidity.



s. 7/7

Air recirculation

Part of the return air (1) can be mixed up with the inlet air (2), creating a mixed air stream (3).
Recirculation air is normally not recommended in order to avoid distribution of waste matter in the flow of air. However, the desiccant rotor works as a very efficient air cleaner, getting rid of the most undesirable particles. This setting saves up to 50% of energy for heating in the system, and is normally recommended when the ambient air conditions suffers from pollution.



DTU Mekanik
Danmarks Tekniske Universitet
Nils Koppels Allé Bygning 403
DK-2800 Kgs. Lyngby
Tlf. 4525 4131

www.mek.dtu.dk