

# Udvikling af desiccant dugpunktskøler (DDC 2012) – Fase 1 forskningsspor

## Elforsk projekt 344-026

### Slutrapport







**Udvikling af desiccant dugpunktskøler (DDC 2012) – Fase 1 forskningsspor**  
Elforsk projekt 344-026

Slutrapport  
Oktober 2020

Af

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

Published by: DTU Mekanik, Nils Koppels Allé Bygning 403, DK-2800 Kgs. Lyngby Denmark  
[www.mek.dtu.dk](http://www.mek.dtu.dk)

---

## Resumé

Rapporten præsenterer en opsummering af arbejdet i projektet *Udvikling af desiccant dugpunktskøler (DDC 2012) – Fase 1 forskningsspor* projekt nummer 344-026 under Dansk Energis program Elforsk. Arbejdet i projektet er primært udført i ph.d.-projektet *Analysis of a solid desiccant cooling system with indirect evaporative cooling* af Lorenzo Bellemo.

Rapporten beskriver projektets organisering og indeholder en opsummering af væsentlige resultater fra ph.d.-afhandlingen. Afhandlingen er dermed den væsentligste del af rapporteringen af projektet og uddyber de emner som er beskrevet i nærværende dokument i detaljer.

Behovet for luftkonditionering har været støt stigende i de seneste år, sideløbende med at der er blevet indført ambitiøse energi- og klimamål. Som et resultat af dette er der opstået et behov for udviklingen af energieffektive luftkonditioneringsanlæg, der drives af energikilder med en lav miljøpåvirkning. Projektet har fokuseret på et køleanlæg, der benytter indirekte fordampningskøling. Målet har været at kvantificere systemets termiske og elektriske ydeevne for varierende dimensioner og driftsforhold samt at identificere mulige anvendelsesområder for med resultaterne at understøtte den industrielle udvikling af denne type anlæg. Endelig har formålet været at undersøge om og til hvilken grad systemet er mere energieffektivt end elektricitetsdrevne og andre varmedrevne chiller-løsninger.

Vigtige udbytter af arbejdet har været baseret på numerisk modellering af hovedkomponenterne i systemet. Disse er et silicagel tørrehjul og en indirekte modstrømsfordampningskøler. Der er blevet udviklet detaljerede steady-state modeller af disse komponenter, som er blevet implementeret i Matlab.

I det samlede tørrende køleanlæg kombineres de to komponenter sammen med en kompakt luft-luft varmeveksler for at øge systemets kølekapacitet og effektivitet. Systemets ydeevne analyseres for genvindingstemperaturer i tørrehjulet på mellem 50 °C og 90 °C, hvilket muliggør brugen af lavtemperatur varmekilder som solvarme eller overskudsvarme. Effekten af variationen af forskellige parametre for geometri og driftsbetingelser på anlæggets termiske og elektriske ydeevne er blevet undersøgt. Brugen af afkastluften fra det konditionerede rum til den indirekte fordampningskøling viste de mest lovende resultater med en termisk COP over 1 og en elektrisk COP på over 20. Disse resultater indikerer at systemet har et væsentligt potentiale for energibesparelser i forhold til konventionelle elektricitets- og varmedrevne chiller-løsninger.

En exergianalyse af systemet er blevet lavet for at identificere de vigtigste irreversibiliteter. Konverteringen af primær energi til varme og elektricitet indgår i denne analyse.

---

Resultaterne viser at solenergi bruges mere effektivt end fossile brændstoffer, når der skal bruges lave genvindingstemperaturer.

Endelig introduceres en ny teknisk løsning, der stiler efter at gøre desiccant køleanlæg uafhængig af eksterne vandkilder. Vandet, som er desorberet fra tørrehjulet, kondenseres i et lukket kredsløb og anvendes i fordampningskøleren. Denne løsning gør det muligt for systemet at operere, uden at vand ellers er tilgængeligt fra anden kilde. Årssimuleringer er lavet for Middelhavs-klima for et system med mulighed for at lagre overskydende vand fra regenerering og med mulighed for at køre systemet med åben regenereringskreds ved høje belastninger.

---

## Abstract

The report presents a summary of the work in the project *Development of desiccant dew point cooler (DDC 2012) - Phase 1 research track* project number 344-026 under Dansk Energi's program Elforsk. The work in the project was primarily carried out in the PhD project *Analysis of a solid desiccant cooling system with indirect evaporative cooling* by Lorenzo Bellemo.

The report describes the project organization and contains a summary of the most significant results from the PhD dissertation. The dissertation is thus the most important part of the reporting of the project and elaborates on the topics described in this document in detail.

The need for air conditioning has been steadily increasing in recent years, in parallel with the introduction of ambitious energy and climate targets. As a result, a need has arisen for the development of energy-efficient air-conditioning systems powered by energy sources with a low environmental impact. The project has focused on a chiller system that uses indirect evaporative cooling. The aim has been to quantify the thermal and electrical performance of the system for varying dimensions and operating conditions as well as to identify possible areas of application in order to support the industrial development of this type of plant with the results. Finally, the purpose has been to investigate whether and to what extent the system is more energy efficient than electricity-powered and other heat-powered chiller solutions.

Important outcomes of the work have been based on numerical modeling of the main components of the system. These are a silica gel drying wheel and an indirect countercurrent evaporator cooler. Detailed steady-state models of these components have been developed and implemented in Matlab.

In the combined drying/chiller system, the two components are combined with a compact air-to-air heat exchanger to increase the cooling capacity and efficiency of the system. The performance of the system is analyzed for recovery temperatures in the drying wheel of between 50 °C and 90 °C, which enables the use of low-temperature heat sources such as solar heat or surplus heat. The effect of the variation of different parameters of geometry and operating conditions on the thermal and electrical performance of the plant has been investigated. The use of the exhaust air from the conditioned room for the indirect evaporation cooling showed the most promising results with a thermal COP above 1 and an electrical COP above 20. These results indicate that the system has a significant potential for energy savings compared to conventional electricity and heat-powered chiller solutions.

An exergy analysis of the system has been made to identify the main irreversibilities.

---

The conversion of primary energy into heat and electricity is included in this analysis. The results show that solar energy is used more efficiently than fossil fuels when low recycling temperatures are to be used.

Finally, a new technical solution is introduced. It aims at making desiccant chiller systems independent of external water sources. The water, which is desorbed from the drying wheel, is condensed in a closed circuit and used in the evaporative cooler. This solution enables the system to operate without external water supply. Annual simulations are made for the Mediterranean climate for a system with the possibility of storing excess water from regeneration and with the possibility of running the system with an open regeneration circuit at high loads.



---

## Indhold

<b>1</b>	<b>Introduktion</b>	<b>2</b>
1.1	Metoder . . . . .	4
1.2	Publikationer . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Model af Desiccant-hjul</b>	<b>6</b>
2.1	Modelformulering . . . . .	7
2.2	Teoretiske grænser for drift af desiccant-hjul . . . . .	8
2.3	Resultater . . . . .	9
<b>3</b>	<b>Model af Indirekte fordampningskøler</b>	<b>16</b>
3.1	Beskrivelse af det givne indirekte fordampningskølerdesign . . . . .	18
3.2	Modelformulering . . . . .	21
3.3	Ydelsesindikatorer . . . . .	22
3.4	Analyse af kølerdrift . . . . .	24
<b>4</b>	<b>Systemdesign og drift</b>	<b>27</b>
4.1	Ydelsesindikatorer . . . . .	28
4.2	Resultater . . . . .	30
4.3	Referencescenario . . . . .	30
<b>5</b>	<b>Exergianalyse</b>	<b>34</b>
<b>6</b>	<b>Uafhængighed af ekstern vandtilførsel</b>	<b>37</b>
6.1	Casestudie - anvendelse i middelhavsklima . . . . .	41
6.2	Systemets driftstilstande . . . . .	42
<b>7</b>	<b>Konklusion</b>	<b>48</b>
<b>8</b>	<b>Videre arbejde</b>	<b>49</b>

---

# 1 Introduktion

Varmedrevne køleteknologier udgør et interessant alternativ til kompressionsdrevne teknologier og kan, hvis der anvendes vedvarende drivkilder som sol, biomasse eller spildvarme, minimere behovet for el til køling. De fleste varmedrevne køleanlægstyper (ejektor, ab- og adsorption) er udfordret af et elforbrug til hjælpeudstyr for drift af pumper og ventilatorer. DEC (Desiccant Evaporative Cooling) køleanlæg er kendetegnet ved, at der ikke er elforbrug til bortkøling. Traditionelle DEC består af affugterhjul, intern luft/luft-varmeveksler og adiabatisk køleflader i retur- og indblæsningsluftflowet. Effektiviteten af den interne varmeveksling med afkastluftstrømmen fra bygningen er kritisk for effektfaktor (COP) i DEC. Projektet omhandler udvikling af et alternativ til DEC nemlig DDC (Desiccant Dewpoint Cooling unit), der består af blot et affugterhjul og en dugpunktskøler, altså grundlæggende kun to komponenter, og der er ikke behov for en balanceret afkastluftstrøm fra bygningen som køles. Et DDC-anlæg kan anvendes standalone, men kan også påbygges et eksisterende ventilationssystem. Desiccantsystemerne køler ved fordampning af vand, men i modsætning til DEC-systemet sker køling indirekte i DDC-systemet. Projektets formål har været at designe et DDC-anlæg til ventilationssystemer som vil minimere elforbruget til luftkonditionering ved udnyttelse af fx solvarme eller spildvarme. Projektet består samlet set af to elementer, 1) forskningsforløb og 2) udviklingsforløb. Forskningsprojektet rapporteres her og er udført som et ph.d.-studium om optimering af DDC og modellering af komponenter og systemer. Udviklingsprojektet er bevilget og rapporteret separat og har sigtet på at udvikle en optimeret DDC-unit bestående af affugterhjul og dugpunktskøler samt disses samspil i et DDC-system.

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

Undervejs i ph.d.-projektet har Lorenzo Bellemo opholdt sig ved CSIRO Energy Centre, Newcastle, Australien, som også arbejder med modellering og optimering af luftkonditioneringsystemer. Dette samarbejde har bidraget væsentligt til forskningsarbejdet i projektet.

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 CO<sub>2</sub>-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
- udvikles et optimeret tørrehjul samt styringsfilosofier
- afdækkes dugpunktskølerens muligheder samt optimeringspotentialer
- afdækkes muligheder og besparelspotentialer i anvendelse af DDC-systemer til luftkonditionering

---

Det grundlæggende spørgsmål, som er søgt besvaret, er "*Hvordan kan den termiske og elektriske ydelse af systemet optimeres for at maksimere konkurrenceevnen overfor andre affugtningsteknologier?*"

Dette har ledt til følgende delopgaver:

- Udvikling og validering af en detaljeret model af affugterhjul til design, optimering og simulering af drift.
- Udvikling og validering af en detaljeret indirekte fordampningskølermodel til design, optimering og simulering af drift.
- Identifikation af nøgleindikatorer på komponent- og systemniveau.
- Forståelse af virkningerne af geometriske og operationelle parametre på komponent- og systemniveau.
- Identifikation af optimalt systemdesign og -drift.
- Identifikation af driftsgrænser afhængigt af klimatiske forhold og behov.
- Forslag til løsninger til forbedring af systemets anvendelighed og ydeevne.

## 1.1 Metoder

Arbejdet er baseret på numerisk modellering af kernekomponenterne, der udgør det betragtede DDC-kølesystem, nemlig et silicagel-tørrehjul og en modstrøms indirekte fordampningskøler. Udviklingen af disse modeller udgør en væsentlig del af arbejdet. Matematiske modeller i form af ligningssystemer er formuleret til beskrivelse af varme- og masseoverføringsprocesserne i begge komponenter og er løst ved hjælp af finite difference-metoder. Modellerne beregner komponentens steady state-drift, hvilket giver resultater for systemets ydeevne og kapacitet. Modellerne er bygget og implementeret for at opnå effektiv beregning, kort beregningstid og høj nøjagtighed, hvilket resulterer i kraftfulde værktøjer til designsimuleringer, optimeringer og simuleringer over lange perioder på timebasis. Der er udført en begrænset mængde eksperimentelt arbejde under dette projekt. Derfor er modellerne verificeret og eftervist ved brug af validerede modeller og producentdata. En valideret model af et tørrehjul er leveret af Mark Goldsworthy fra det australske CSIRO Energy Center, mens indirekte fordampningskølerydelsesdata er opnået fra producenten StatiqCoolings simuleringssoftware, der er bygget baseret på testresultater. Alle modeller er implementeret i MATLAB, som bruges til at udføre både komponent- og systemsimuleringer. Engineering Equation Solver (EES) bruges også til indledende undersøgelser ved hjælp af forenklede modeller.

---

## 1.2 Publikationer

Undervejs i projektførløbet er der publiceret papers til konferencer og tidsskrift. Disse er peer-reviewet og har til sammen udgjort en del af grundlaget for ph.d.-afhandlingen. Publikationerne udgivet i løbet af projektet er følgende:

### Ph.d.-afhandling

- [1] Bellemo, L 2017, Analysis of a solid desiccant cooling system with indirect evaporative cooling. DCAMM Special Report, no. S232, Technical University of Denmark (DTU), Kgs. Lyngby.

### Tidsskriftartikel

- [2] Bellemo, L., Elmegaard, B., Markussen, W.B., Reinholdt, L.O., 2015. Formulation and validation of a two-dimensional steady-state model of desiccant wheels. Science and Technology for the Built Environment 21 (3), pp. 300-311.

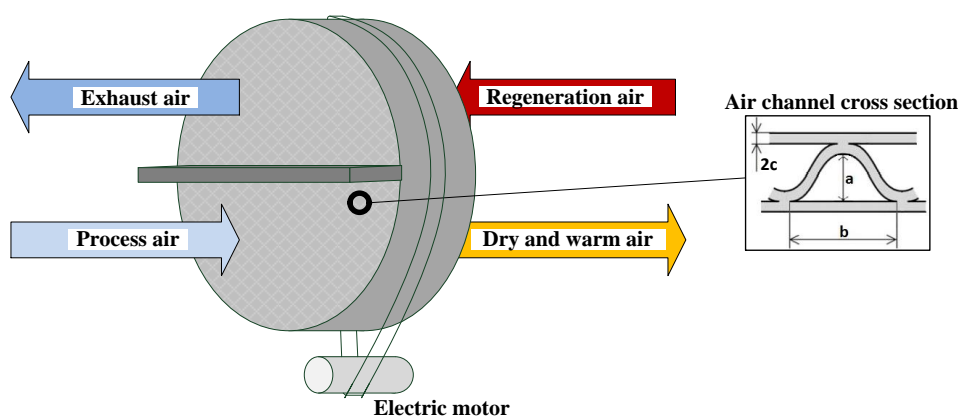
### Konferenceartikler

- [3] Bellemo, L., Elmegaard, B., Markussen, W.B., Reinholdt, L.O., Jakobsen, A., 2013. Modelling and analysis of a desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative cooling process. Proceedings of ECOS 2013 - the 26th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. Guilin, Kina.
- [4] Bellemo, L., Elmegaard, B., Markussen, W.B., Reinholdt, L.O., 2013. Modelling of a regenerative indirect evaporative cooler for a desiccant cooling system. Proceedings of TPTPR 2013 - the 4th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants. Delft, Holland.
- [5] Bellemo, L., Elmegaard, B., Markussen, W.B., Reinholdt, L.O., 2014. Steady state modeling of desiccant wheels. Proceedings of ISHPC 2014 - the 14th International Sorption Heat Pump Conference. Washington, USA.
- [6] Bellemo, L., Elmegaard, B., Markussen, W.B., Reinholdt, L.O., 2015. Desiccant dew-point cooling system independent of external water sources. Proceedings of ICR 2015 - the 24th IIR International Congress of Refrigeration. Yokohama, Japan.
- [7] Bellemo, L., Elmegaard, B., Markussen, W.B., Reinholdt, L.O., 2015. Applicability of a desiccant dew-point cooling system independent of external water sources. Proceedings of SAC 2015 - the 6th International Conference on Solar Air-Conditioning. Rome, Italien.

---

## 2 Model af Desiccant-hjul

Desiccant-hjul er affugtere der anvendes til forskellige formål, heriblandt air-condition og tørring. Figur 1 viser en skematisk repræsentation af driftsprincippet for et generisk desiccant-hjul.



Figur 1: Skematisk illustration af desiccant-hjul

Hjulet er i længderetningen opbygget af et stort antal kanaler med lille tværsnit. En mere detaljeret skitse af en kanal er også vist i Figur 1. Kanalernes vægge er fast materiale som indeholder en desiccant der er imprægneret på en understøttende struktur. Hjulet er monteret på en aksel som drives af en elmotor.

Tilgangsluften affugtes ved at strømme gennem processektionen af hjulet, mens regenereringsluften strømmer gennem den anden del af hjulet, regenereringssektionen. Typisk udgør processektionen 50 % til 75 % af det samlede hjulværsnit. Luften strømmer gennem kanalerne med en hastighed på 1 m/s til 5 m/s, hvilket medfører laminar strømning.

Affugtning sker ved at dampmolekyler adsorberes på desiccantoverfladen og siden diffunderer ind i porer i desiccanten. Det drivende potential for adsorption og desorption er forskel imellem damptryk i hovedluftstrømmen og luften som er i kontakt med overfladen. Sorptionsegenskaberne for den specifikke desiccant afgør damptrykket ved overfladen. Ved adsorption afgives adsorptionsenthalpien idet dampmolekylerne adsorberes, hvorved procesluften både affugtes og opvarmes.

Desiccanten bliver regenereret af regenereringsluften ved at vandet desorberes ind i denne. Regenereringsluften strømmer til hjulet ved en temperatur imellem 50 °C og 140 °C og forlader hjulet ved lavere temperatur og højere fugtighed. En stationær drift

---

af processen opnås ved givne konstante indløbsbetingelser og omdrejningshastighed for hjulet.

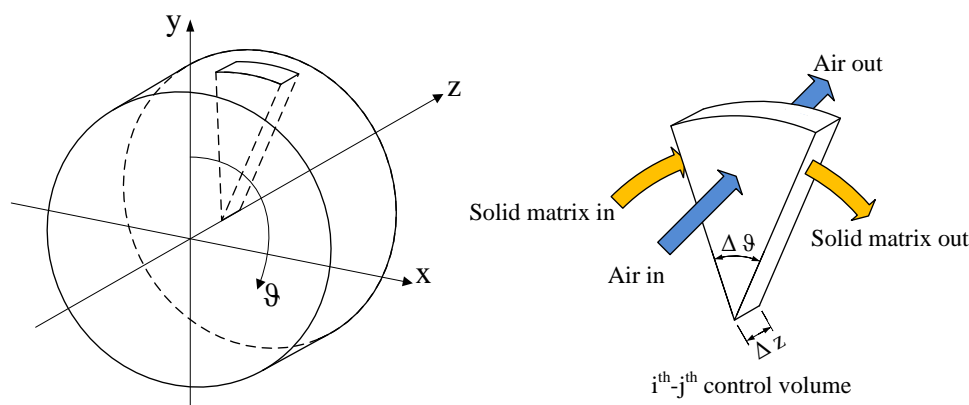
En væsentlig del af analysen har fokuseret på at udvikle en modelleringsmetode for at kunne analysere den samlede drift af hjulet. Et gennemgribende review af modeltyper kan findes i Ge et al. [1]. Dette inkluderer både fysisk og empirisk baserede modeller.

I projektet blev der udviklet en todimensionel gas-side-resistans-model for stationær drift af hjulet [2]. Validering blev gjort ved anvendelse af eksperimentelle data fra litteraturen [3]. Modellen stemmer godt med variationer i driftsdata og kan løses på få sekunder, men formentlig grundet at fugtens diffusion i porerne ikke var modelleret i detaljer var resultaterne ikke helt eksakte for alle parametre for luften. Dette ledte til en videreudvikling af modellen med [2] som basis. Den forbedrede model inkluderede en parabolisk profil for fugten i desiccanten, men bibeholdt den korte beregningstid. Den forbedrede model er beskrevet i detaljer i [4].

Modellen blev sammenlignet med en valideret transient model [5–7].

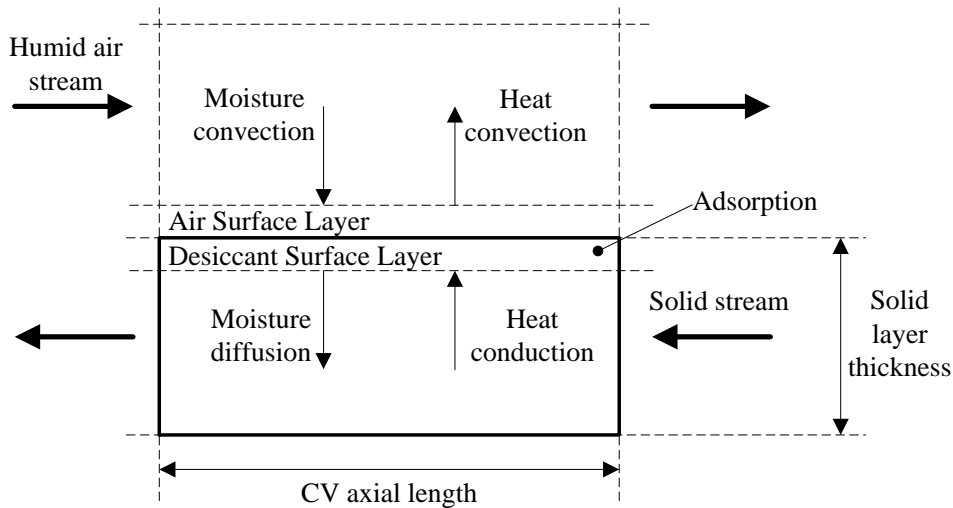
## 2.1 Modelformulering

Den todimensionelle model er illustreret i figur 2. En strøm af luften passerer kontrolvolumenet i aksiel retning, mens en strøm af desiccant, understøttelse og vand passerer i tangentiell retning.



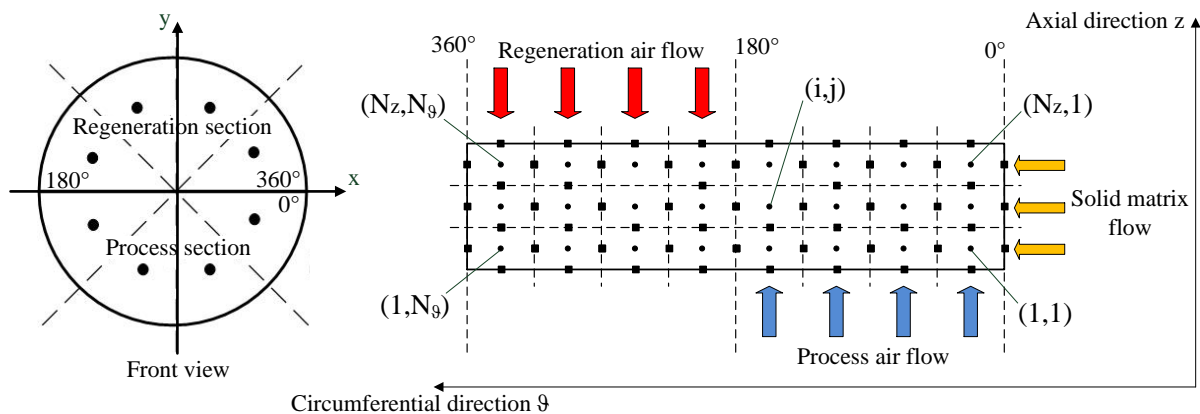
Figur 2: Skematisk illustration af kontrolvolumenbeskrivelse af hjul.

De inkluderede varme- og masseoverføringsfænomener mellem fugtig luft og fast materiale er vist i Figur 3 for adsorption i et generisk kontrolvolumen. Varme- og fugtstrømme vender retning for desorption.



Figur 3: Skematisk illustration af interaktion mellem fugtig luft og materiale.

Det samlede todimensionelle beregningsnet er vist i Figur 4 for et hjul med samme størrelse af proces- og reneringssektioner.



Figur 4: Todimensionelt beregningsnet.

## 2.2 Teoretiske grænser for drift af desiccant-hjul

Teoretiske grænser for driften af hjulet blev identificeret for at kunne definere en meningsfuld reference for ydelsen.

Desiccant-materialet kan adsorbere og desorbere fugt indtil der opnås ligevægt med

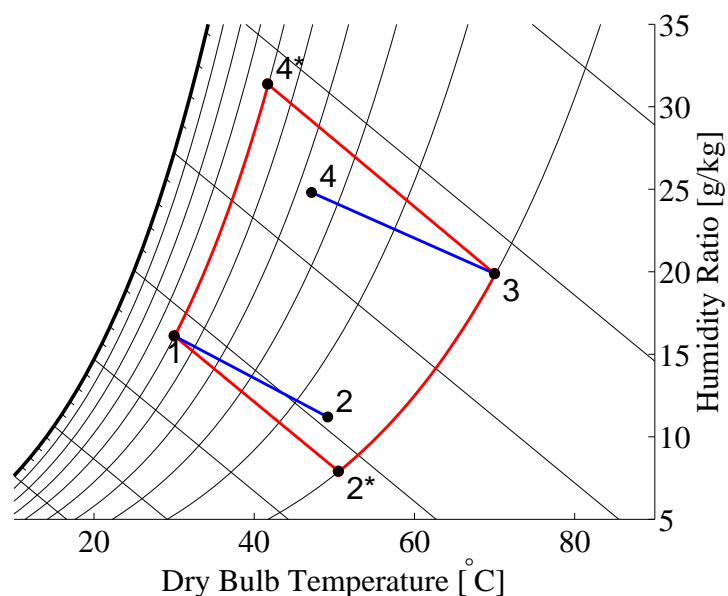


---

den omgivende luft. Ligevægtsisotermer for sorption beskriver vandindholdet ved ligevægt som funktion af luftens relative fugtighed ved konstant temperatur. Herved vil det bedste et hjul kan udføre være at bringe procesluften til den relative fugtighed ved indløb for regenereringsluften [6]. Hermed kan procesluftens afgangsfugtighed ikke være lavere end regenereringsluftens relative fugtighed ved indløb, og vice versa for regenereringsluftens udgangsfugtighed.

For enthalpien vil tilsvarende gælde at der maksimalt kan opnås isenthalpiske processer, Eicker et al. [8].

Hermed er den teoretiske begrænsning for driften givet ved iso-kurver for relativ fugtighed og isenthalpiske kurver ved luftstrømmenes indløb som illustreret i Figur 5.



Figur 5: Teoretiske driftsgrænser for desiccant hjul. (1) procesluft tilgang, (2\*) grænse procesluft afgang, (2) realistisk procesluft afgang, (3) regenereringsluft tilgang, (4\*) grænse regenereringsluft afgang, (4) realistisk regenereringsluft afgang.

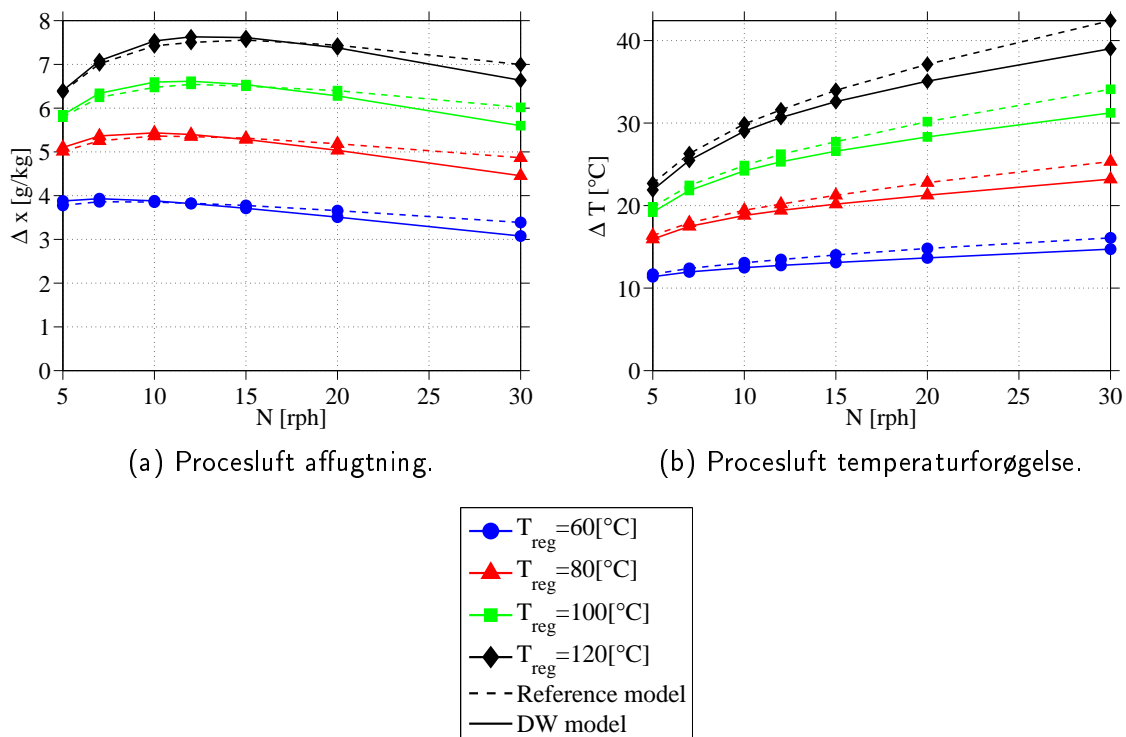
## 2.3 Resultater

Referencehjulets geometri og driftsbetingelser for sammenligningen af modeller er rapporteret i tabel ref baseDWvalidation.

Figur 6 viser en sammenligning mellem referencemodellen og den udviklede model for temperaturændring og affugtning af luften. Der ses en god overensstemmelse mellem

Tabel 1: Reference-scenario til sammenligning af modeller.

Hjulgeometri	Luftindgangsforhold
$D = 365 \text{ mm}$	$T_{a,p,i} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
$L = 200 \text{ mm}$	$T_{a,r,i} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$
$S = 0,5$	$x_{a,p,i} = 13 \text{ g / kg}$
$a = 3,8 \text{ mm}$	$x_{a,r,i} = 13 \text{ g / kg}$
$b = 1,9 \text{ mm}$	$u_{\text{face},p} = 2 \text{ m / s}$ (dvs. $\dot{V}_{a,p,i} = 755 \text{ m}^3 / \text{h}$ )
$c = 0,2 \text{ mm}$	$f_{\text{reg}} = 1$



Figur 6: Modellsammenligning for varierende regenerationstemperatur og omdrejningshastighed.

de to modeller for variende regenereringstemperaturer.

Figur 7a og 7c viser at luft- og desiccanttemperaturprofiler har lignende fordelinger. Desiccantmaterialet er varmere end luften på sammenfaldende steder i procesafsnittet og koldere i regenereringsafsnittet, som fremgår ved at sammenligne de rapporterede

---

temperaturniveauer.

Temperaturen på regenereringsluften, der forlader hjulet ved 360 °periferisk position, giver en indikation af graden af regenerering, der er nået i den aksiale retning. I grænsen for ens udløbs- og indblæsningstemperaturer er desiccantmaterialet i ligevægt med luftstrømmen langs hele den aksiale længde. Jo mere desiccantmaterialet regenereres, jo mere potentiale for adsorption er der i procesafsnittet. Hvis udløbs- og indløbstemperaturer nærmer sig før 360 °omkredsposition, er en del af regenereringsafsnittet inaktivt med hensyn til desorption. I dette tilfælde kan varmekonsumet reduceres ved f.eks. at reducere regenereringsluftens fronthastighed, hvilket reducerer kontakttiden mellem regenereringsluft og desiccantmateriale samt lufttrykfaldet. I praksis vil brugen af en eller flere temperatursensorer, der overvåger regenereringsluftudløbstemperaturen i slutningen af regenereringssektionen, tillade implementering af sådanne kontrolstrategier.

Figur 7d viser, at desiccantmaterialets fugtindhold har den højeste aksiale gradient i slutningen af processektionen, hvilket indikerer, at der stadig er potentiale for adsorption. Den lille aksiale gradient i slutningen af regenereringsafsnittet indikerer, at desiccantmaterialet er næsten fuldstændig regenereret. Disse oplysninger kan ikke udledes direkte fra luft- og desiccantmaterialetemperaturgradienterne ved afslutningen af proces- og regenereringsafsnittene. Faktisk, mens temperaturgradienterne på disse steder ser ret ens ud og er små, er vandindholdsgradienterne for desiccantmaterialet forskellige.

Detaljer om fugtdiffusionspotentialet i desiccantmaterialeporer er vist i figur 9, hvor overfladen og det gennemsnitlige desiccantmaterialeindhold rapporteres ved forskellige aksiale og periferipositioner i hjulet. Potentialet for diffusion er angivet ved forskellen mellem overfladen og det gennemsnitlige fugtighedsindhold i desiccantmaterialet. Adsorption finder sted, når overfladens fugtindhold er højere end gennemsnitsværdien, og omvendt.

Modelleringen af tørrehjulet har ledt til følgende resultater:

En todimensional steady state desiccant-hjulmodel er udviklet til at udføre hurtige og nøjagtige simuleringer, der gør det muligt at undersøge forskellige hjulgeometrier og driftsforhold samt forskellige desiccantmaterialer.

Fra sammenligningen med andre modeller kan det konkluderes, at:

- Modstanden mod fugtdiffusion i desiccantmaterialet skal beskrives detaljeret for at opnå nøjagtige resultater.

- 
- Antagelsen om parabolisk fugtkoncentrationsprofil implementeret i modellen gør det muligt at redegøre for modstanden mod fugtdiffusion med lav beregningsindsats. Denne løsning er meget praktisk til gentagne komponent- og systemsimuleringer i stedet for mere detaljerede modeller.
  - Antagelsen om en parabolisk fugtkoncentrationsprofil giver nøjagtige resultater for lave og mellemhøje rotationshastigheder afhængigt af det valgte materiale og tykkelsen af det faste lag. Silicagel-desiccanthjul kan simuleres med god nøjagtighed, da de normalt anvendes ved lave rotationshastigheder.
  - Nøjagtighed ved højere rotationshastigheder kan opnås ved at indstille identificerede modelparametre. Alternativt kunne fugtkoncentrationsprofiler med højere orden implementeres.

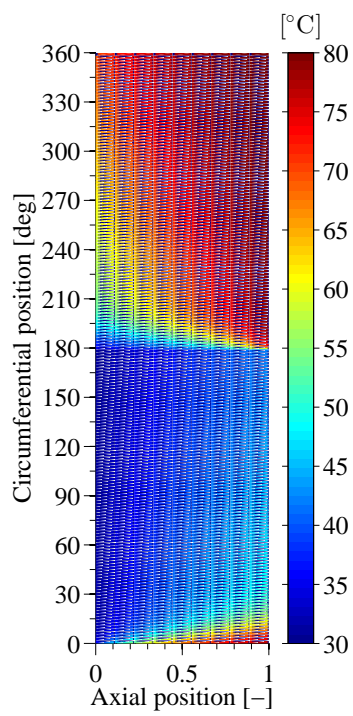
Fra simuleringer for silicagel-desiccanthjul konkluderes at:

- De optimale hjulrotationshastigheder, der fører til de højeste niveauer for affugtning, er lave, typisk under 20 omdrejninger per time. Affugtning af procesluft varierer ikke signifikant inden for et interval af rotationshastigheder omkring den optimale værdi, mens procesluftudløbstemperatur altid øges for højere rotationshastigheder. Derfor skal rotationshastigheden indstilles afhængigt af den specifikke anvendelse.
- Proces- og regenereringsluftudløbstemperaturerne i slutningen af de respektive sektioner giver nyttige oplysninger om driften af hjulet. Forbedrede hjulstyringsmetoder kan udvikles ved at overvåge disse temperaturer.
- For en specificeret hjulgeometri forbedres procesluftaffugtning ved koldere og mere fugtige procesluftindgangsforhold, øgede regenereringstemperaturer og faldende procesluftstrømningshastigheder. Stigende regenereringsluftstrømningshastigheder forbedrer også procesluftaffugtning med ringe indflydelse over ca. 0,7, samtidig med at regenereringsvarmeforbruget og lufttrykfald øges. Derfor bør regenereringsfraktionen vælges under hensyntagen til en afvejning mellem forbedret affugtning og øget energiforbrug.
- At variere procesluftstrømningshastigheden har modsatrettede virkninger på procesluftaffugtning og kapacitet til fjernelse af fugt. Den optimale procesluftstrømningshastighed for en given hjulgeometri afhænger derfor af den specifikke anvendelse.
- Hjulets frontopdeling skal indstilles afhængigt af det operative område for regenereringstemperaturer. En større del af hjulet skal tildeles procesafsnittet for sti-

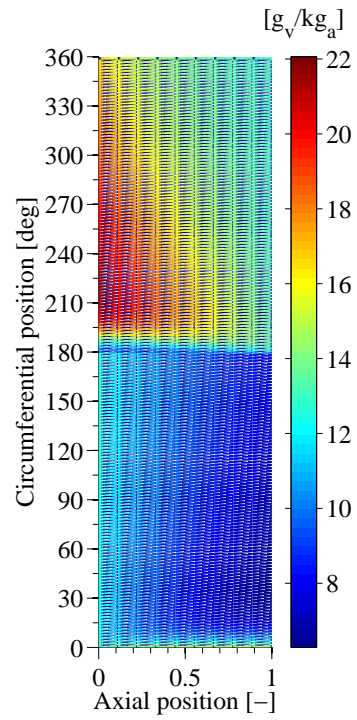
---

gende regenereringstemperaturer. En lige fordeling mellem proces- og regenereringssektioner er gunstig i tilfælde af regenereringstemperaturer mellem 50 °C og 90 °C.

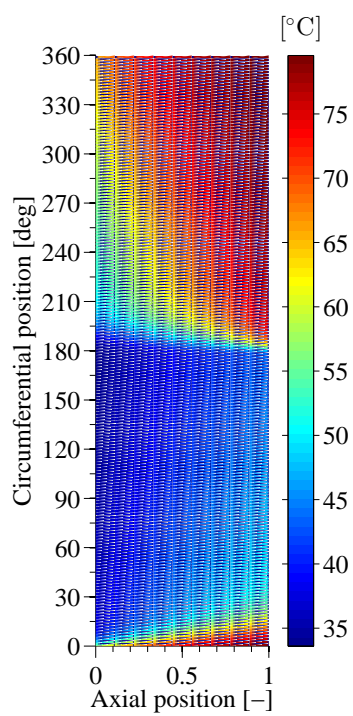
- Desiccantlaget skal være så tyndt som muligvis ud fra teknologiske begrænsninger for at forbedre affugtningskapaciteten ved at give øgede optimale hjulrotationshastigheder.



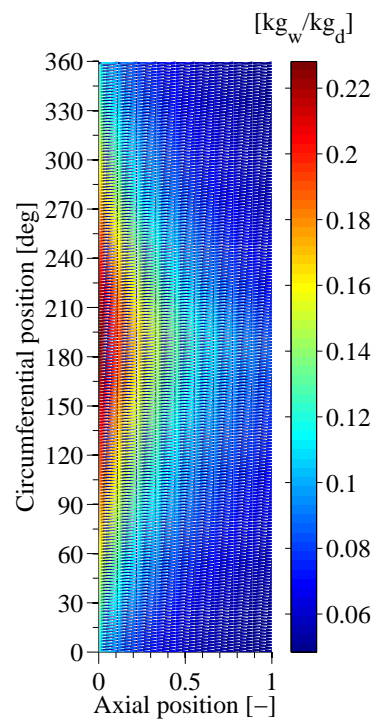
(a) Lufttemperatur.



(b) Luftfugtighed.

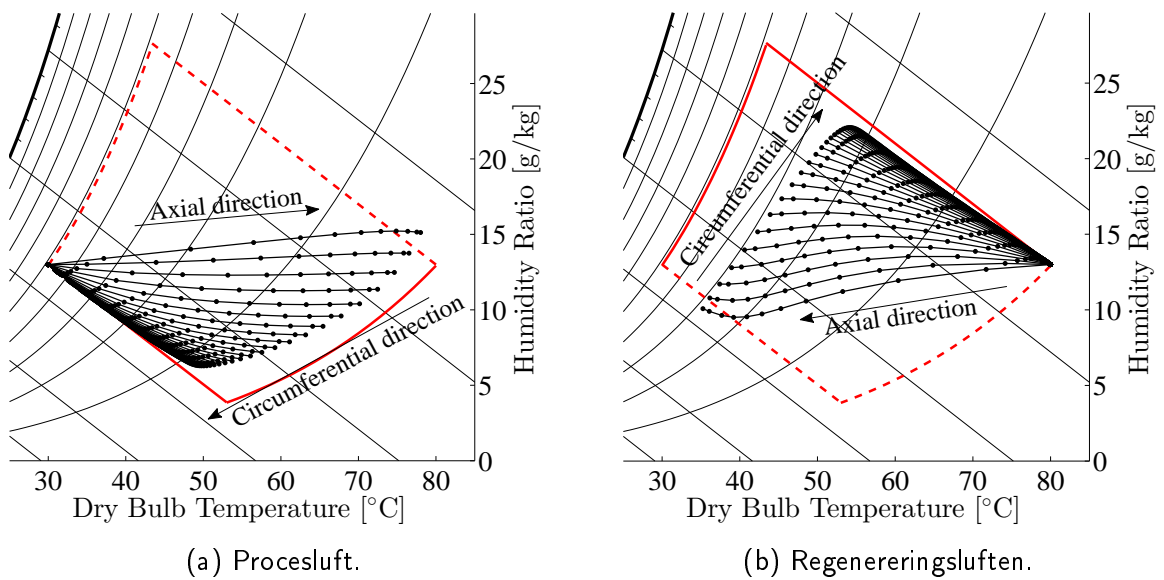


(c) Desiccanttemperatur.

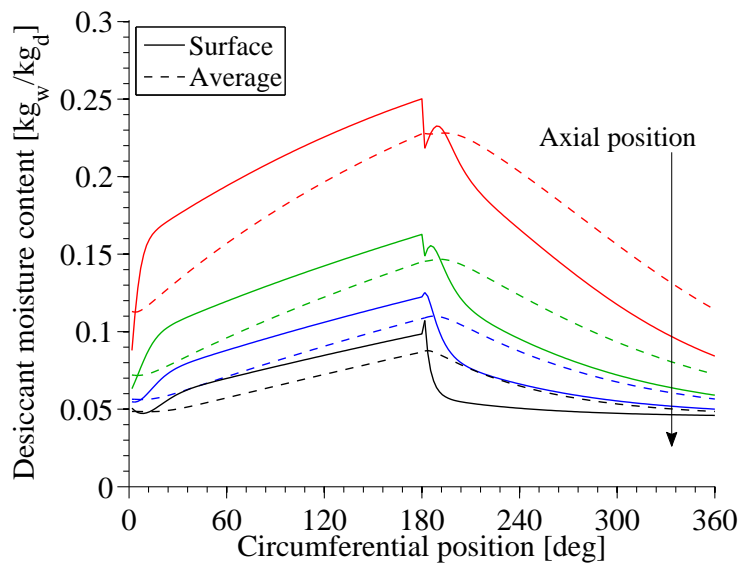


(d) Middel desiccant vandindhold.

Figur 7: Temperatur- og vandforbrugsprofiler.



Figur 8: Lufttilstande gennem hjul.



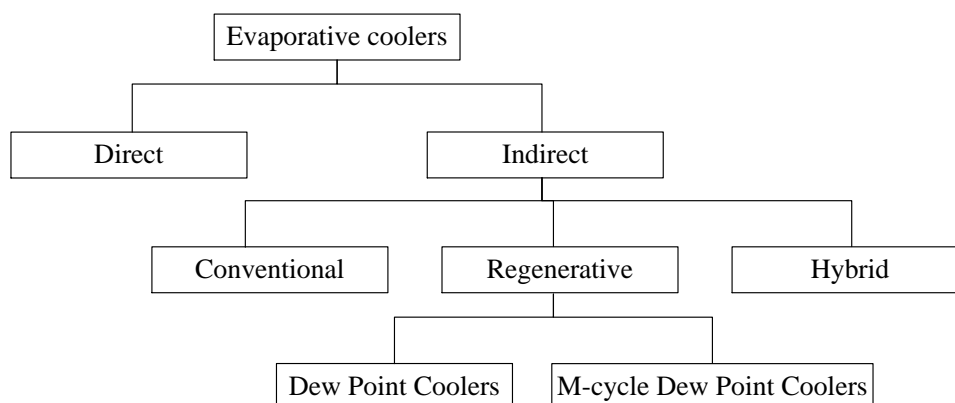
Figur 9: Potentiale for fugtdiffusion gennem hjul.

---

### 3 Model af Indirekte fordampningskøler

Fordampningskølere udnytter den latente fordampningsvarme for vand til køling af luft, hvilket erstatter energiintensive kompressorer, køletårne og undgår brug af syntetiske kølemidler. Fordampningskølere kan nå elektriske COP'er så høje som 20 [9], da kun ventilatoreffekt forbruges til luftcirkulation. Da fordampningskølerens køleevne afhænger stærkt af de omgivende forhold, er deres anvendelighed generelt begrænset til varme og tørre klimaer, men koblingen med tørrende affugtere gør det muligt at anvende dem i mere fugtige forhold [9, 10].

Fordampningskølere kan klassificeres som rapporteret i figur 10.



Figur 10: Klassificering af fordampningskølere.

Direkte fordampningskølere (DEC'er) køler luft adiabatisk, dvs. luft afkøles og befugtes samtidig ved tilnærmelsesvis konstant entalpi ved direkte fordampning af vand. Dette opnås typisk ved at lade luftstrømmen passere over befugtede overflader, f.eks. membraner. Den mindste teoretiske fremløbstemperatur, som DEC'er kan give, er luftens våde temperatur.

Indirekte fordampningskølere (IEC'er) afkøler en primær luftstrøm ved at fordampe vand til en sekundær luftstrøm uden at tilføje fugt til den primære strøm. IEC'er er generelt luft-til-luft varmevekslere med mere komplekse strukturer end DEC'er. Cirka 80 % af de eksisterende IEC-design anvender en konstruktion med en flad stak [11], hvor primær luft strømmer i tørre kanaler og sekundær luft strømmer i tilstødende våde kanaler. Den mindste teoretiske fremløbstemperatur, som IEC'er kan tilvejebringe, er den sekundære lufts våde temperatur ved indløbet til de våde sekundære kanaler.

Da IEC'er ikke tilføjer fugt til den primære luftstrøm, øger deres anvendelse i desiccant-kølesystemer ikke den krævede affugtningskapacitet, hvilket gør det muligt at reducere



---

energiforbruget i forhold til systemer, der anvender DEC'er.

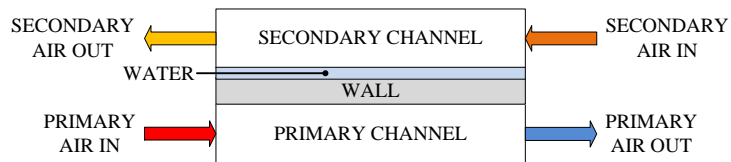
IEC'er kan klassificeres yderligere på baggrund af sammensætningen af den sekundære luftstrøm.

Konventionelle IEC'er bruger en sekundær luftstrøm taget enten under de samme eller andre forhold som den primære luftstrøm. Et eksempel på den resulterende flowkonfiguration med et modstrømsarrangement er vist i figur 11a. I det følgende omtales konventionelle IEC'er simpelthen som IEC'er.

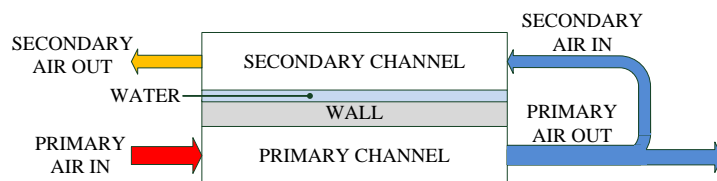
Regenerative IEC'er afkøler også den sekundære luftstrøm, inden den recirkuleres i de sekundære våde kanaler. Derfor er den minimale teoretiske fremløbstemperatur, de kan tilvejebringe, det sekundære luftdugpunkt for indløbet. Typisk kommer de primære og sekundære luftstrømme ind under de samme betingelser, hvorfor den minimale teoretiske fremløbstemperatur er det primære luftdugpunkt. Af denne grund kaldes regenerative IEC'er også Dugpunktskølere (DPCs). Den første DPC blev introduceret i 1976 af Maisotsenko. Arbejdsprincippet bestod i at recirkulere en del af den afkølede primære luftstrøm til de våde sekundære kanaler. Et eksempel på den resulterende flowkonfiguration med et modstrømsarrangement er vist i figur 11b. I det følgende betegnes denne type kølere som DPC'er.

For nylig har Maisotsenko et al. [12, 13] indført et modificeret arbejdsprincip, hvor den sekundære luftstrøm holdes adskilt fra den primære luftstrøm. Den sekundære luftstrøm afkøles først i de tørre sekundære kanaler, før den recirkuleres til de våde sekundære kanaler. Den resulterende dugpunktsafkølingsproces er også blevet betegnet Maisotsenko-proces (M-cycle) i litteraturen [14, 15]. I det følgende betegnes denne type kølere som M-cyklus DPC'er.

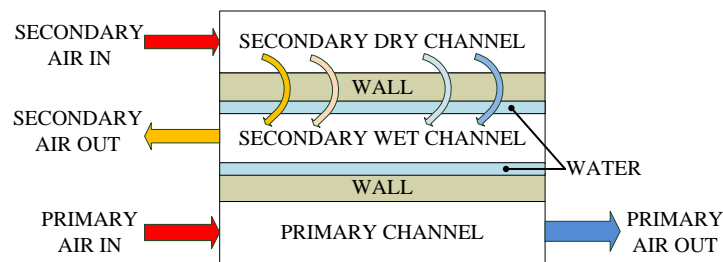
Hybrid IEC'er (HIEC'er) bruger en blanding af recirkuleret, afkølet primærluft og ekstern luft (anset for at være ekstern for køleren) til opnåelse af den sekundære luftstrøm. Den mindste teoretiske fremløbstemperatur, de kan levere, er den våde temperatur for den sekundære luftstrøm, der kommer ind i de våde kanaler. Formålet med HIEC'er er at kombinere fordelene ved DPC'er og IEC'er ved at kontrollere den sekundære luftsammensætning. Faktisk leverer DPC typisk lavere temperaturer end IEC'er på bekostning af lavere kølekapacitet på grund af lavere strømningshastigheder for sekundær luftrecirkulation. Et eksempel på den resulterende strømningskonfiguration med et modstrømsarrangement er vist i figur 11d, der kombinerer IEC- og DPC-konfigurationer vist i figurer 11a og 11b.



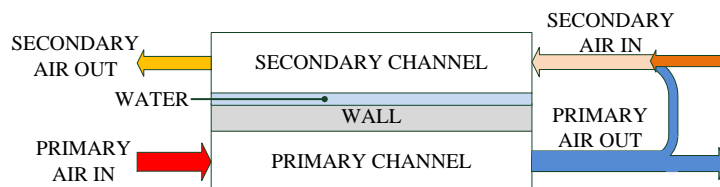
(a) Modstrøms konventional IEC-konfiguration.



(b) Modstrøms DPC-konfiguration.



(c) Modstrøms Maisotsenko-proces DPC-konfiguration.



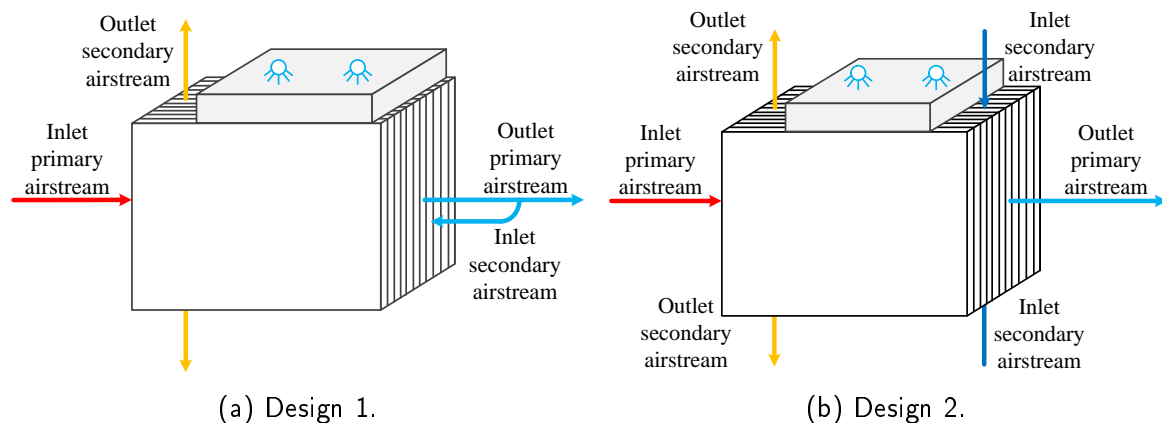
(d) Modstrøms Hybrid IEC-konfiguration.

Figur 11: Eksempler på IEC-konfigurationer.

### 3.1 Beskrivelse af det givne indirekte fordampningskølerdesign

Modstrøms-DPC-designet modelleret og analyseret i tidligere undersøgelser [20, 21] er vist i figur 12a og betegnes Design 1. Dette DPC-design reproducerer designet af en kommerciel køler fremstillet af StatiqCooling [38].

Et alternativt køledesign overvejes, idet der igen henvises til en kommerciel køler fra samme producent. Dette design er rapporteret i figur 12b og betegnes Design 2.



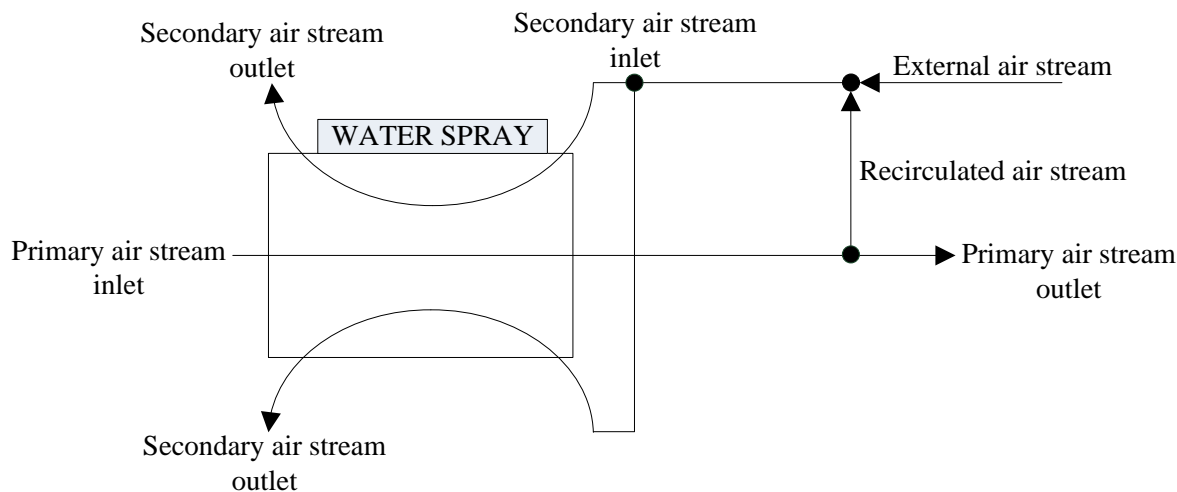
Figur 12: Analyserede kølerdesigns.

Design 1 i figur 12a er kendetegnet ved placeringen af at den sekundære luftindgang er på samme flade som den primære luftudgang. Derfor kan den kun fungere som DPC ved at recirkulere en del af udløbets primære luftstrøm tilbage i de sekundære våde kanaler. Den sekundære luftstrøm strømmer gennem køleren, og den strømmer ud i toppen og bunden.

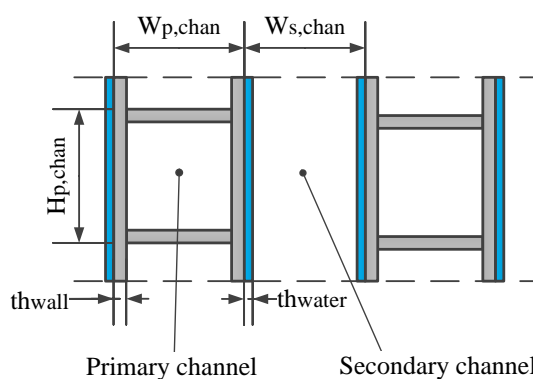
Design 2 i figur 12b er kendetegnet ved en anden placering af det sekundære luftindtag, som gør det muligt at bruge køleren som IEC, DPC eller Hybrid IEC, afhængigt af sammensætningen af den sekundære luftstrøm som angivet i figur 13 samt en sensibel varmegenvindingsenhed. Sidstnævnte gør det muligt at bruge komponenten i klimaanlæg også i varmesæsonen. Den sekundære luftstrøm kommer ud af køleren igen fra top og bund.

Ved givne komponentdimensioner forventes design 1 at give lavere fremløbstemperaturer, når den sekundære luft kommer ind i de sekundære kanaler i et modstrømsarrangement med den primære luftstrøm. Imidlertid foretrækkes design 2 på grund af driftsfleksibilitet.

Uafhængigt af designet er den betragtede køler lavet af polypropylenstrukturer, der består af to plader, der holdes adskilt med en række parallelle strips, der er justeret i længderetningen, hvilket resulterer i en række rektangulære luftkanaler. Polypropylenstrukturerne er dækket af hygroskopisk folie. Primær luft cirkuleres inde i de rektangulære kanaler, mens sekundær luft cirkuleres mellem tilstødende strukturer i direkte kontakt med den hygroskopiske folie. Den resulterende luftstrømning er typisk laminar. Et tværsnit af den tilsvarende interne struktur er vist i figur 14.



Figur 13: Skematisk illustration af flow-konfiguration.



Figur 14: Skematisk illustration af kølerens indvendige struktur.

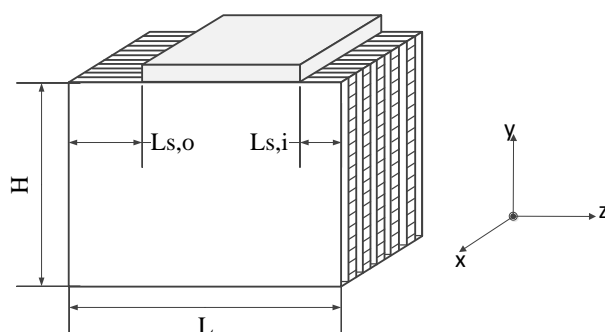
Et vanddistributionssystem placeres oven på køleren for at sprøjte vand på det hygroskopiske folie. De sekundære kanaler er lukket ovenpå, hvorfor de hygroskopiske lag bliver våde af vanddiffusion på grund af kapillarkræfter og tyngdekraft.

Vandet kræver filtrering og til sidst blødgøring for at undgå dannelse af kalkaflejringer, der tilstopper de hygroskopiske lag.

Modellen, der er udviklet til beregning af steady state drift af køleren, introduceres i det følgende.

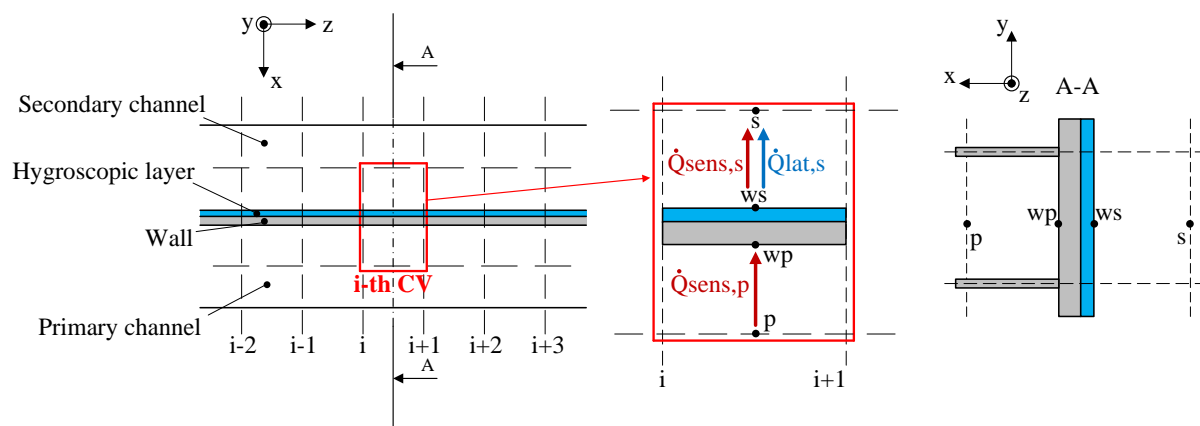
### 3.2 Modelformulering

En skematisk gengivelse af den modellerede geometri inklusive relevante geometriske parametre er vist i Figur 15. De resterende parametre, der er nødvendige for at karakterisere kanaldimensionerne, og komponentbredden er rapporteret i figur 14.



Figur 15: Skematisk illustration af den modellerede kølgeometri.

Geometrien diskretiseres i kontrolvolumener langs komponentlængden. Hvert kontrolvolumen inkluderer halv bredde af en primær kanal og halv bredde af den tilstødende sekundære kanal inklusive væg og hygroskopisk lag imellem. Kontrolvolumenhøjden falder sammen med højden på en primær luftkanal. Den tilsvarende diskretisering er vist i figur 16.



Figur 16: Kontrolvolumendiskretisering.

Sensibel varme overføres fra den primære luftstrøm til væggen ( $\dot{Q}_{sens,p}$ ), der efterfølgende strømmer ind i den sekundære luftstrøm i form af sensibel ( $\dot{Q}_{sens,s}$ ) og latent ( $\dot{Q}_{lat,s}$ ) varme.

---

### 3.3 Ydelsesindikatorer

Følgende indikatorer er valgt til at beskrive komponentens ydeevne:

- Primær lufttemperaturfald

$$\Delta T_p = T_{a,p,i} - T_{a,p,o} \quad (1)$$

Det primære lufttemperaturfald udtrykker i hvilket omfang den primære lufttemperatur kan sænkes under specificerede driftsforhold.

- Samlet kølekapacitet

$$\dot{Q}_{\text{cool,tot}} = \dot{m}_{a,p} c_{p,a,p} \Delta T_p \quad (2)$$

Den samlede kølekapacitet svarer til varmeoverførslen mellem den primære og den sekundære kanal.

- Nettokølekapacitet

$$\dot{Q}_{\text{cool,net}} = \dot{m}_{a,p} (1 - f_{\text{rec}}) c_{p,a,p} \Delta T_p \quad (3)$$

Nettokølekapaciteten svarer til den nyttige køleydelse, der leveres af køleren, hvilket ikke svarer til den samlede kølekapacitet, hvis en del af den primære luftstrøm recirkuleres for at opnå den sekundære luftstrøm. Forholdet mellem recirkuleret luftstrøm og primær luftstrøm kaldes recirkulationsfraktion:

$$f_{\text{rec}} = \frac{\dot{m}_{a,s,\text{rec}}}{\dot{m}_{a,p}} \quad (4)$$

Analogt betegnes forholdet mellem sekundær luftstrøm taget fra et eksternt miljø og den primære luftstrøm ekstern andel:

$$f_{\text{ext}} = \frac{\dot{m}_{a,s,\text{ext}}}{\dot{m}_{a,p}} \quad (5)$$

Et generelt forhold mellem den sekundære og den primære luftmængde uafhængigt af den sekundære luftstrømssammensætning introduceres ud fra de to foregående definitioner, betegnet sekundær andel:

$$f_{\text{sec}} = \frac{\dot{m}_{a,s}}{\dot{m}_{a,p}} = f_{\text{rec}} + f_{\text{ext}} \quad (6)$$

- Våd effektivitet

$$\varepsilon_{\text{wb}} = \frac{\Delta T_p}{T_{a,p,i} - T_{a,p,i,\text{wb}}} \quad (7)$$

hvor  $T_{a,p,i,\text{wb}}$  er den primære lufts våde indgangstemperatur, som er den laveste teoretiske temperatur, der kan tilvejebringes af en DEC eller af en IEC med samme primære og sekundære luftindgangs våd temperatur.

- Dugpunktseffektivitet

$$\varepsilon_{dp} = \frac{\Delta T_p}{T_{a,p,i} - T_{a,p,dp}} \quad (8)$$

hvor  $T_{a,p,dp}$  er det primære luftdugpunkt, som er den laveste teoretiske temperatur, der kan tilvejebringes af en DPC.

- Minimalt specifikt vandforbrug (MSWC)

$$\text{MSWC} = \frac{\dot{m}_{w,\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{cool,net}}} = \frac{\dot{m}_{a,s}(x_{a,s,o} - x_{a,s,i})}{\dot{Q}_{\text{cool,net}}} = \frac{f_{\text{sec}}(x_{a,s,o} - x_{a,s,i})}{(1 - f_{\text{rec}})c_{p,a,p}\Delta T_p} \quad (9)$$

Mængden af vand fordampet i køleren repræsenterer den mindste mængde vand, der forbruges. I praksis forbruges mere vand ved vandfiltrerings- og demineraliseringsprocesser og ved ufuldstændig eller manglende recirkulation af eventuelt vand, der drypper fra køleren.

- Minimum specifikt elforbrug (MSEC)

$$\text{MSEC} = \frac{\dot{V}_{a,p}\Delta P_{a,p} + \dot{V}_{a,s}\Delta P_{a,s}}{\dot{Q}_{\text{cool,net}}} = \frac{\rho_{a,p}\Delta P_{a,p} + \rho_{a,s}f_{\text{sec}}\Delta P_{a,s}}{(1 - f_{\text{rec}})c_{p,a,p}\Delta T_p} \quad (10)$$

Det betragtede elforbrug er det mindste, der kræves for at cirkulere luftstrømmene over køleren. I praksis forbruges mere elektricitet på grund af omdannelsen af tab i ventilatorerne samt yderligere trykfald i ventilationssystemet til cirkulation og regulering af luftstrømmene.

Tabel 2: Referencekøler dimensioner.

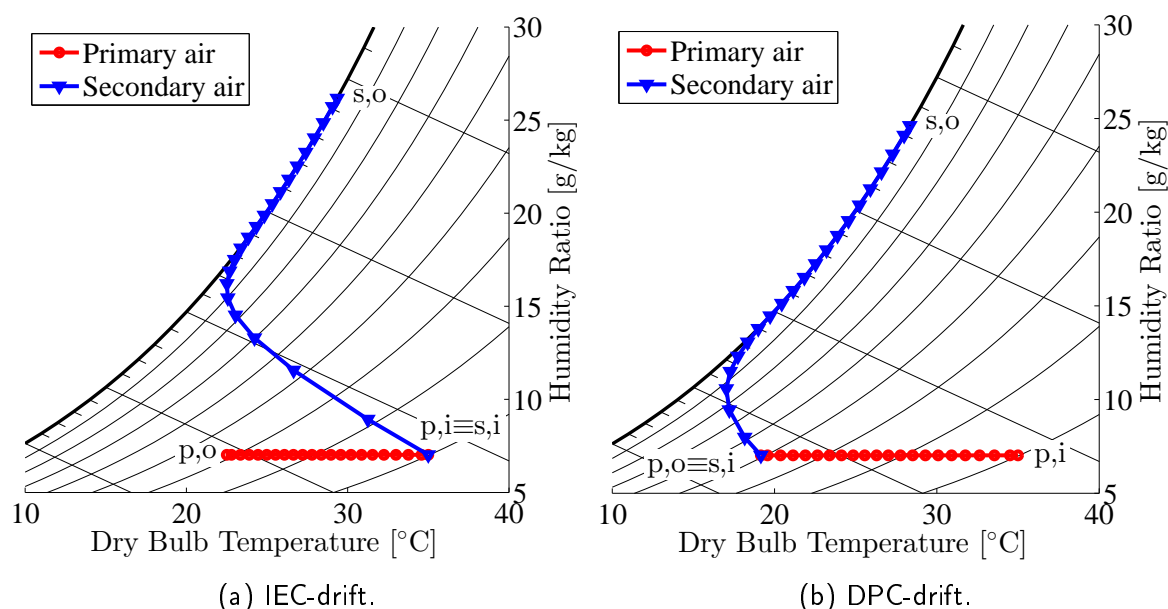
Parameter	Værdi
Kølerhøjde $H$	760 mm
Kølerlængde $L$	1380 mm
Sekundær tilgang længde $L_{s,i}$	100 mm
Sekundær afgang længde $L_{s,o}$	300 mm
Antal plader $N_{\text{plates}}$	158
Primær kanal bredde $W_{p,\text{chan}}$	4 mm
Sekundær kanal bredde $W_{s,\text{chan}}$	3.4 mm
Primær kanal højde $H_{p,\text{chan}}$	4 mm
Vægtykkelse $th_{\text{wall}}$	0.25 mm
Hygroskopisk lag tykkelse $th_{\text{water}}$	0.1 mm

Tabel 3: Reference luft indgangsbetingelser.

Luftflow	Parameter	Værdi
Primær	Luftflow $\dot{V}_{pro}$	5000 m <sup>3</sup> /h
	Tør temperatur $T_{p,i}$	35 °C
	Absolut fugtighed $x_{p,i}$	7 g/kg
Sekundær	Sekundær luftflow andel $f_{sec}$	30 %
	Tør temperatur $T_{ext}$	8.7 °C
	Absolut fugtighed $x_{ext}$	7 g/kg

### 3.4 Analyse af kølerdrift

Modellen giver information om lufttemperatur- og fugtighedsvariationer langs kølerlængden. Disse rapporteres for både IEC- og DPC-drift, i betragtning af kølerdimensionerne rapporteret i tabel 2 og de primære luftindgangsforhold i tabel 3. I IEC-tilstand indstilles den sekundære luftindgangstemperatur og -fugtighed til de primære luftstrømsforhold. De resulterende processer er præsenteret på psykrometriske diagrammer i figur 17, og de resulterende indikatorer er rapporteret i tabel 4.



Figur 17: Eksempel på analyserede psykrometriske processer.

Processerne rapporteret i figur 17 viser, at den primære luftstrøm afkøles med konstant fugtighed, mens den sekundære luftstrøm først afkøles og herefter opvarmes og



Tabel 4: Sammenligning af indikatorer for IEC- og DPC-drift.

Indikator	IEC-drift	DPC-drift
Primær luft temperaturfald [°C ]	12.5	16
Nettokøleydelse [kW]	20.1	17.8
Våd effektivitet [%]	77	98
Dugpunktseffektivitet [%]	48	60
MSWC [kg/kWh]	1.62	1.68
MSEC [-]	0.016	0.018

samtidig befugtes. Den sekundære luftstrøm afkøles, indtil potentialet for fordampning af vand er højt nok, så den nødvendige varme til fordampning optages direkte fra den sekundære luftstrøm og begynder at blive opvarmet, når den nærmer sig mætning.

Indikatorerne rapporteret i tabel 4 indikerer, at IEC-tilstanden giver højere fremløbstemperaturer, men også højere kølekapaciteter end DPC-tilstanden i betragtning for ens kølerdimensioner, primære luftindgangsforhold og sekundære luftstrømningshastigheder. IEC-tilstanden er også kendetegnet ved højere MSWC og MSEC, selvom vandfordampningshastigheden er højere end i DPC-tilstand, og det minimale elforbrug er næsten ens.

Den våde effektivitet indikerer, at DPC giver lavere temperaturer end konventionelle DEC'er (typisk omkring 90 % [10]), mens dugpunktseffektiviteten indikerer, at køleren stadig er langt fra at udnytte hele det teoretiske potentiale.

En endimensionel steady state-model af indirekte fordampningskølere med modstrøm er udviklet. Modellen giver mulighed for at simulere forskellige køligere geometrier og driftsforhold. Fra modelsimuleringer konkluderes det, at:

- Det betragtede køligere design giver god fleksibilitet i driften. Fire driftsformer er blevet identificeret, nemlig indirekte fordampningskøling, dugpunktskøling, hybrid indirekte fordampningskøling og varmegenvinding. Derfor kan komponenten bruges til både rumkøling og opvarmning.
- Der er ingen direkte sammenhæng mellem kølekapaciteten, som er direkte proportional med det primære lufttemperaturfald, og den køligere effektivitet i forhold til både dugpunkts- og våd temperatur. Derfor giver dugpunkt og wetbulb-effektivitet ikke en meningsfuld sammenligning af kølere, der arbejder med forskellige primære og sekundære luftindgangsforhold.
- Dugpunktskøling leverer de laveste temperaturer på bekostning af lavere tilluft-

---

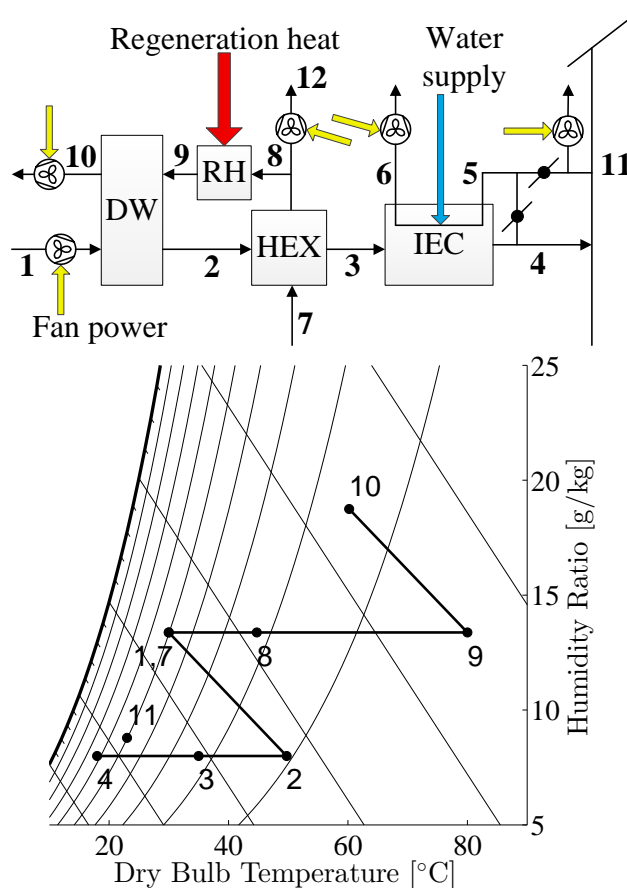
strømningshastigheder på grund af den delvise recirkulation af den kølede luftstrøm.

- Hybrid indirekte fordampningskøling sænker fremløbstemperaturen i forhold til indirekte fordampningskøling og øger forsyningens strømningshastighed i forhold til dugpunktskøling.
- Den indirekte fordampningsafkøling er konstant for sekundære luftstrømme med samme entalpi. Dette antyder, at den sekundære luftstrøm skal vælges entalpi blandt tilgængelige vandløb.
- Optimale recirkulationsfraktioner, der maksimerer forsyningskølingskapaciteten, identificeres til dugpunktskøling omkring 30 % og til hybrid indirekte fordampningskøling afhængigt af den eksterne fraktion og eksterne luftforhold.
- Optimale sekundære fraktioner, der minimerer elforbruget pr. leveret køleenhed, identificeres for alle kølingstilstande. I tilfælde af dugpunktskøling og hybrid indirekte fordampningskøling er recirkulationsfraktionerne, der minimerer det specifikke elforbrug, lavere end recirkulationsfraktionerne, der maksimerer forsyningskølingskapaciteten.

## 4 Systemdesign og drift

Det faste desiccantkølesystem er kendetegnet ved anvendelse af indirekte fordampningskøleprocesser. Af denne grund betegnes systemet i det følgende som desiccant indirekte fordampningskøling (DIEC).

DIEC-systemet består af et desiccanthjul (DW), en regenereringsvarmer (RH), en luft-til-luft-varmeveksler (HEX) og en indirekte fordampningskøler (IEC). IEC kan betjenes som konventionel IEC, Dugpunkt-skøler (DPC) eller Hybrid Indirekte Fordampningskøler (HIEC) i overensstemmelse med klassificeringen i figur 10. IEC-designet i figur 13 antages at have denne driftsfleksibilitet.



Figur 18: DIEC-system-principper og psykrometriske processer.

En skematisk gengivelse af DIEC-systemet er vist i figur 18, herunder blæsere til luftcirkulation og spjæld til regulering af IECs sekundære luftsammensætning og andele. De

---

tilsvarende psykrometriske processer er også angivet.

Udendørsluft affugtes og opvarmes i DW (1) - (2), forkøles i HEX (2) - (3) og afkøles til sidst til fremløbstemperaturen i IEC (3) - (4).

Regenereringsluftstrømmen tages ved udendørs forhold, forvarmes i HEX (7) - (8), opvarmes til den krævede regenereringstemperatur i RH (8) - (9) og bruges til sidst til at regenerere DW (9) - (10). Hvis DW ikke fungerer med afbalancerede luftstrømme, men HEX fungerer, afgives den unødvendige del af regenereringsluften til udendørs omgivelser efter HEX (12).

Vand anses for tilgængeligt under egnede betingelser til brug i IEC uden yderligere behandling. Vand fordampes i den sekundære luftstrøm, som opvarmes og befugtes (5) - (6). Den tilsvarende proces er ikke angivet i figur 18, da forskellige sammensætninger af den sekundære luftstrøm er mulige. Den sekundære luftstrøm kan opnås ved at recirkulere enten en andel af den afkølede primære luftstrøm (DPC-tilstand) eller en andel af udsugningsluften fra det konditionerede rum (IEC-tilstand) eller en blanding af disse luftstrømme (HIEC-tilstand). Brug af udsugningsluft fra det konditionerede rum i stedet for udeluft foretrækkes på grund af det faktum, at indendørs forhold generelt er kendetegnet ved lavere enthalpier end udendørs forhold, hvilket resulterer i højere køleeffekt. Når der recirkuleres luft fra det konditionerede rum, bliver systemets ydeevne og indendørs forhold indbyrdes afhængige, mens systemet i DPC-tilstand gør systemet uafhængigt af det konditionerede rum.

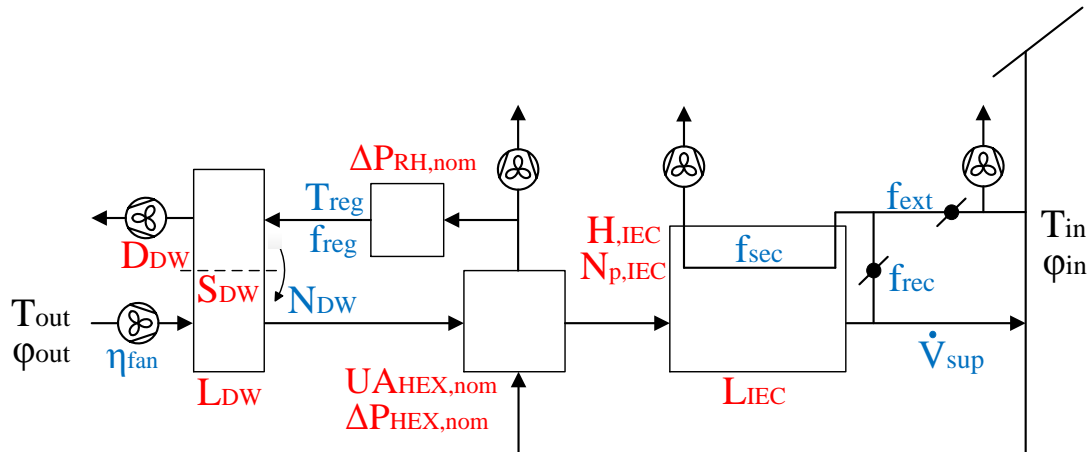
HEX forkøler procesluftstrømmen og forvarmer regenereringsluftstrømmen, hvilket reducerer varmekonsumet og øger systemets kølekapacitet. Disse fordele opnås på bekostning af højere elforbrug, pladsbehov og kapitalomkostninger. Derfor bør brugen af HEX evalueres afhængigt af den overvejede anvendelse.

Ventilatorerne er anvendt for at reducere mængden af spjæld til at regulere luftstrømmene, hvilket vil øge elforbruget, og for at minimere risikoen for luftinfiltrationer fra DW-regenereringsluftindløbet (9) til DW-procesluftudgangen (2).

DIEC-systemet giver 100 % frisk luft til det konditionerede rum. Afhængig af kravene til den indendørs luftkvalitet kan en andel af udsugningsluften fra det konditionerede rum recirkuleres for at sænke de sensible og latente belastninger på systemet. Potentialet for luftrensning med desiccanten kunne muliggøre højere indendørsluftcirkulation end i konventionelle klimaanlæg for opnåelse af den samme luftkvalitet.

#### **4.1 Ydelsesindikatorer**

Følgende indikatorer er valgt til at beskrive systemets ydeevne med henvisning til DIEC-systemskemaet i figur 18:



Figur 19: Variable og parametre med betydning for systemydelse. Geometriske parametre i rød, driftsparametre i blå og driftsvariable i sort.

- Thermal COP

$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\text{load}}}{\dot{Q}_{\text{reg}}} = \frac{\dot{m}_{a,4} (h_{a,1} - h_{a,4})}{\dot{m}_{a,9} (h_{a,9} - h_{a,8})} \quad (11)$$

Den termiske COP angiver forholdet mellem den samlede latente og sensible belastning på systemet og det tilsvarende regenereringsvarmeforbrug.

- Elektrisk COP

$$\text{COP}_{\text{el}} = \frac{\dot{Q}_{\text{load}}}{\dot{W}_{\text{fan}}} = \frac{\dot{m}_{a,4} (h_{a,1} - h_{a,4})}{\sum_{i=1}^{n_{\text{fan}}} (\dot{V}_{a,i} \Delta P_{a,i}) / \eta_{\text{fan}}} \quad (12)$$

Den elektriske COP angiver den nødvendige ventilatoreffekt til at cirkulere luftstrømmene gennem de forskellige komponenter i systemet. Strømforbruget til vandpumpe og DW-rotation er ubetydeligt sammenlignet med ventilatorens strømforbrug. Lufttrykket falder på grund af yderligere filtre, og ventilationskanaler udelades af denne definition. Især lufttrykfald grundet filtre kan resultere i høje lokale trykfald afhængigt af filtertypen og tilstopningsniveauet [40].

- Minimum Specifikt Vandforbrug

$$\text{MSWC} = \frac{\dot{m}_{w,\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{load}}} = \frac{\dot{m}_{a,6} (x_{a,6} - x_{a,5})}{\dot{m}_{a,4} (h_{a,1} - h_{a,4})} \quad (13)$$

Denne definition er analog med ligning 9.

- 
- Tilgangsluft temperatur

$$T_{\text{sup}} = T_{a,4} \quad (14)$$

- Tilgangsluft fugtighed

$$x_{\text{sup}} = x_{a,4} \quad (15)$$

Den samlede latente og sensible belastning på systemet angives for at bedømme systemets ydelse. Når man overvejer et specifikt konditioneret rum, dvs. indendørs belastning og ventilationskrav, er det nyttigt at henhøre systemets ydelse til den indendørs belastning.

## 4.2 Resultater

DIEC-systemet er simuleret for at undersøge indflydelsen af de geometriske og driftsmæssige parametre og driftsvariabler på dets ydelse. Systemet er simuleret både i IEC-tilstand ( $f_{\text{sec}} = f_{\text{ext}}$ ) og i DPC-tilstand ( $f_{\text{sec}} = f_{\text{rec}}$ ) for at identificere den bedste driftsform.

## 4.3 Referencescenario

Standard udendørs forhold,  $T_{\text{out}} = 35 \text{ °C}$  og  $\varphi_{\text{out}} = 40 \%$ , betragtes som defineret af American Air conditioning, Heating, and Refrigeration Institute [41]. Indendørsforholdene er angivet til at opfylde minimumskravene til termisk komfort i kategori I-konditionerede rum i overensstemmelse med standard EN15251 [42], dvs.  $T_{\text{in}} = 25,5 \text{ °C}$  og  $\varphi_{\text{in}} = 50 \%$ . Disse indendørsforhold bruges til at bestemme de indendørs latente og sensible varmebelastninger for systemet, der fungerer under specificerede forhold, og de påvirker også systemets ydelse, når det kører i IEC-drift.

De valgte geometriske og driftsmæssige referenceparametre er angivet i tabel 5.

DW-kanalgeometrien indstilles som angivet i tabel 1, mens IEC-kanalgeometrien er indstillet som vist i tabel 2.

Systemets dimensioner, dvs. de geometriske parametre, vælges på baggrund af den valgte tilgangslufthastighed. Den resulterende proceslufthastighed på DW er 2,6 m / s i IEC-tilstand og 3,7 m / s i DPC-tilstand. IEC-dimensionerne vælges i overensstemmelse med produktkataloget fra producenten [38], hvilket resulterer i proceslufthastigheder på 3,2 m / s i IEC-tilstand og 4,6 m / s i DPC-tilstand. Lufthastigheder er højere i DPC-tilstand, da 30 % af procesluftmængden recirkuleres til IEC'ens sekundære kanaler, samtidig med at den samme tillufthastighed opretholdes.

HEX opererer med afbalancerede luftstrømme. De nominelle HEX- og RH-luftmængder er indstillet lig med tilluftens volumenstrøm. Dermed gælder de viste værdier i tabel 5

Tabel 5: Referenceparametre for systemsimulering.

Geometriske parametre	Driftsparametre	Driftsvariable
$D_{DW} = 1.2 \text{ m}$	$V_{sup} = 5000 \text{ m}^3/\text{h}$	$T_{out} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
$L_{DW} = 0.2 \text{ m}$	$T_{reg} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$	$\varphi_{out} = 40 \%$
$S_{DW} = 0.5$	$f_{reg} = 0.7$	$T_{in} = 25.5 \text{ }^\circ\text{C}$
$H_{IEC} = 0.76 \text{ m}$	$N_{DW}$ optimal value	$\varphi_{in} = 50 \%$
$L_{IEC} = 1.38 \text{ m}$	$f_{sec} = f_{ext} = 0.6$ (IEC mode)	
$N_{p,IEC} = 158$	$f_{sec} = f_{rec} = 0.3$ (DPC mode)	
$UA_{HEX,nom} = 5 \text{ kW/K}$ (5000 m <sup>3</sup> /h)	$\eta_{fan} = 0.6$	
$\Delta P_{HEX,nom} = 150 \text{ Pa}$ (5000 m <sup>3</sup> /h)		
$\Delta P_{RH,nom} = 150 \text{ Pa}$ (5000 m <sup>3</sup> /h)		

direkte i IEC-tilstand, bortset fra  $\Delta P_{RH} = 120 \text{ Pa}$  på grund af  $f_{reg} = 0,7$ , mens det i DPC-tilstand  $UA_{HEX} = 6,7 \text{ kW / K}$ ,  $\Delta P_{HEX} = 280 \text{ Pa}$  og  $\Delta P_{RH} = 245 \text{ Pa}$ .

Hermed tager sammenligningen af IEC- og DPC-tilstande højde for faste komponentdimensioner og den samme volumenstrøm, hvilket fremhæver virkningerne af øgede luftstrømningshastigheder i hele systemet på grund af delvis recirkulation af procesluftstrømmen i DPC-tilstand.

De optimale DW-rotationshastigheder, der maksimerer affugtning af procesluften, anvendes.

Den sekundære IEC-fraktion er indstillet til 0,3 i DPC-tilstand for at maksimere køleren nettokølekapacitet og 0,6 i IEC-tilstand, da kølerens nettokølekapacitet øges i dette tilfælde for højere sekundære luftstrømningshastigheder.

Den resulterende systemydelse er vist i tabel 6.

Tabel 6: Systemets ydelse i IEC- og DPC-drift.

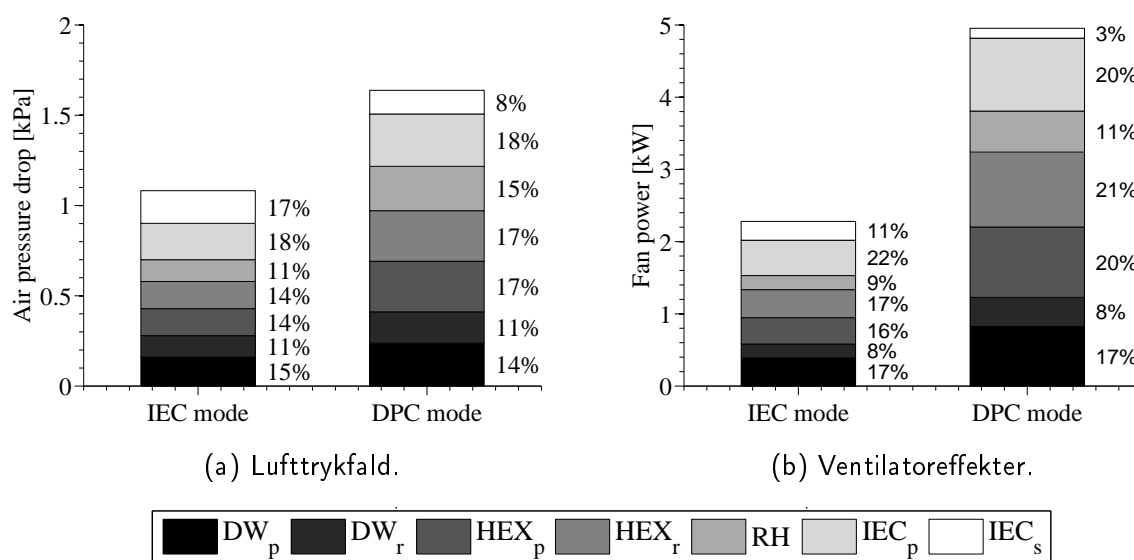
Variabel	IEC-drift	DPC-drift
Tilgangstemperatur [ $^\circ\text{C}$ ]	21.2	24.8
Tilgangsfugtighed [g/kg]	9.9	10.5
Termisk COP [-]	1.13	0.6
Electrisk COP [-]	18.1	6.6
MSWC [kg/kWh]	1.05	1.33
Indendørs varmebelastning [kW]	8.6	1.1 (with $\varphi_{in}=52\%$ )
SHR [-]	0.84	1

Den beregnede ydelse indikerer, at systemet, der fungerer i IEC-tilstand, når en lavere fremløbstemperatur samt en lavere tilgangsfugtighed med højere termiske (+88 %) og elektriske (+174 %) COP'er og lavere MSWC (-21 %) end i DPC-tilstand.

I forhold til referenceindendørsforholdene dækker systemet i IEC-tilstand, en samlet indendørs varmebelastning på 8,6 kW med en Sensible Heat Ratio (SHR) på 84 %. Systemet i DPC-tilstand leverer ikke tilstrækkelig tør luft, hvilket gør den indendørs relative fugtighed til 52 % ved referenceindetemperatur svarende til ingen indendørs latent varmebelastning og indendørs sensibel varmebelastning på 1,1 kW.

De optimale DW-omdrejningshastigheder er 9 rph i IEC-tilstand og 12 rph i DPC-tilstand.

Yderligere oplysninger om lufttrykfald over komponenterne, og de tilsvarende bidrag til ventilatorens strømforbrug er givet i figur 20.



Figur 20: Komponenttryktab og bidrag til ventilatoreffekt.

Figur 20a viser, at det samlede lufttrykfald er næsten 50 % højere i DPC-tilstand end i IEC-tilstand på grund af de højere lufthastigheder i systemet. Lufttrykfaldet over HEX og RH har større bidrag til det samlede trykfald i DPC-tilstand, da strømmingen i disse komponenter er turbulent men forbliver laminart i de andre komponenter. Trykfaldet over IEC-sekundærsiden er omtrent dobbelt så højt i IEC-tilstand på grund af den fordoblede sekundære andel.

Figur 20b viser, at det samlede ventilatoreffektforbrug er cirka dobbelt så stort i DPC-



---

tilstand som i IEC-tilstand på grund af højere lufttrykfald samt højere lufthastigheder. Generelt har HEX det højeste bidrag til strømforbruget med 33 % i IEC-tilstand og 41 % i DPC-tilstand.

Baseret på de ovennævnte resultater overgår IEC-tilstanden klart DPC-tilstanden for faste komponentgeometrier og tilgangshastighed.

De observerede effekter for forskellige systemgeometriske og driftsmæssige parametre og ugendørs forhold leder til følgende observationer:

- Systemet, der fungerer med indirekte fordampningskøling, overgår det system, der fungerer med dugpunktskøling, med næsten fordoblet termisk COP og næsten tredoblet elektrisk COP. Dette resultat gælder for systemer med samme komponentdimensioner såvel som for systemer, der leverer de samme ydelser.
- Anvendelsen af indirekte fordampningskøling giver koldere og tørrere tilgangluftforhold end med dugpunktskøling for de samme komponentdimensioner. Dette udvider systemets anvendelighed, især ved høje udetemperaturer. I tilfælde af høje latente belastninger kan to-trins affugtning implementeres.
- Anvendelsen af indirekte fordampningskøling gør systemet yderst konkurrencedygtigt med elektriske og absorptionskølerbaserede systemer med hensyn til el- og varmekonsum.
- Komponentens overfladedimensioner skal vælges så store som tilladt af plads- og kapitalomkostningsbegrænsninger for at forbedre driftsforholdene og øge systemets termiske og elektriske COP.
- Forøgelse af komponentlængder forbedrer ydelse og systemets termiske COP. Den elektriske COP maksimeres for specifikke komponentlængder, som øges for at øge systemets elforbrug.
- Den betragtede indirekte fordampningskøler er langt den største komponent i systemet og definerer de samlede pladsbehov.
- Regenereringsbetingelser har en lille indflydelse på fremløbstemperaturen.
- Regenereringstemperatur har en væsentlig effekt på systemets termiske og elektriske COP.
- Variationen af IEC sekundær luftandel muliggør en enkel og effektiv regulering af fremløbstemperaturen med indirekte fordampningskøling, der kun påvirker IEC-driften. Når der anvendes dugpunktskøling, skal IEC's sekundære luftfraktion holdes på den optimale værdi, da den påvirker alle komponenter.

---

## 5 Exergianalyse

Referencescenariet for den følgende exergianalyse er som i tabel 5. DIEC-systemet i IEC-tilstand undersøges i det følgende, medmindre andet er angivet.

### Sammenligning af systemkonfigurationer

Først sammenlignes forskellige systemkonfigurationer, nemlig DIEC-systemet, der fungerer i IEC-tilstand med og uden HEX, og DIEC-systemet, der fungerer i DPC-tilstand med HEX. Konfigurationerne betegnes henholdsvis IEC, IEC noHEX og DPC.

Sammenligningen udføres for ens forsyningsbetingelser, dvs. samme produkt exergiindhold. Komponentdimensionerne i IEC-konfigurationen er givet til referencedimensionerne i tabel 5, hvilket resulterer i en fremløbstemperatur på 21,2 °C og en tilgangsfugtighed på 9,9 g / kg. De samme leveringsbetingelser opnås med IEC noHEX-konfigurationen ved at øge IEC-antallet af plader til 188 (+19 %). DPC-konfigurationen er i stedet dimensioneret med 278 IEC-plader (+76 %),  $UA_{HEX}$  på 7 kW / K (+40 %) med trykfald på 150 Pa på hver side ved nominal flowtilstand og DW-diameter på 1,45 m (+21 %).

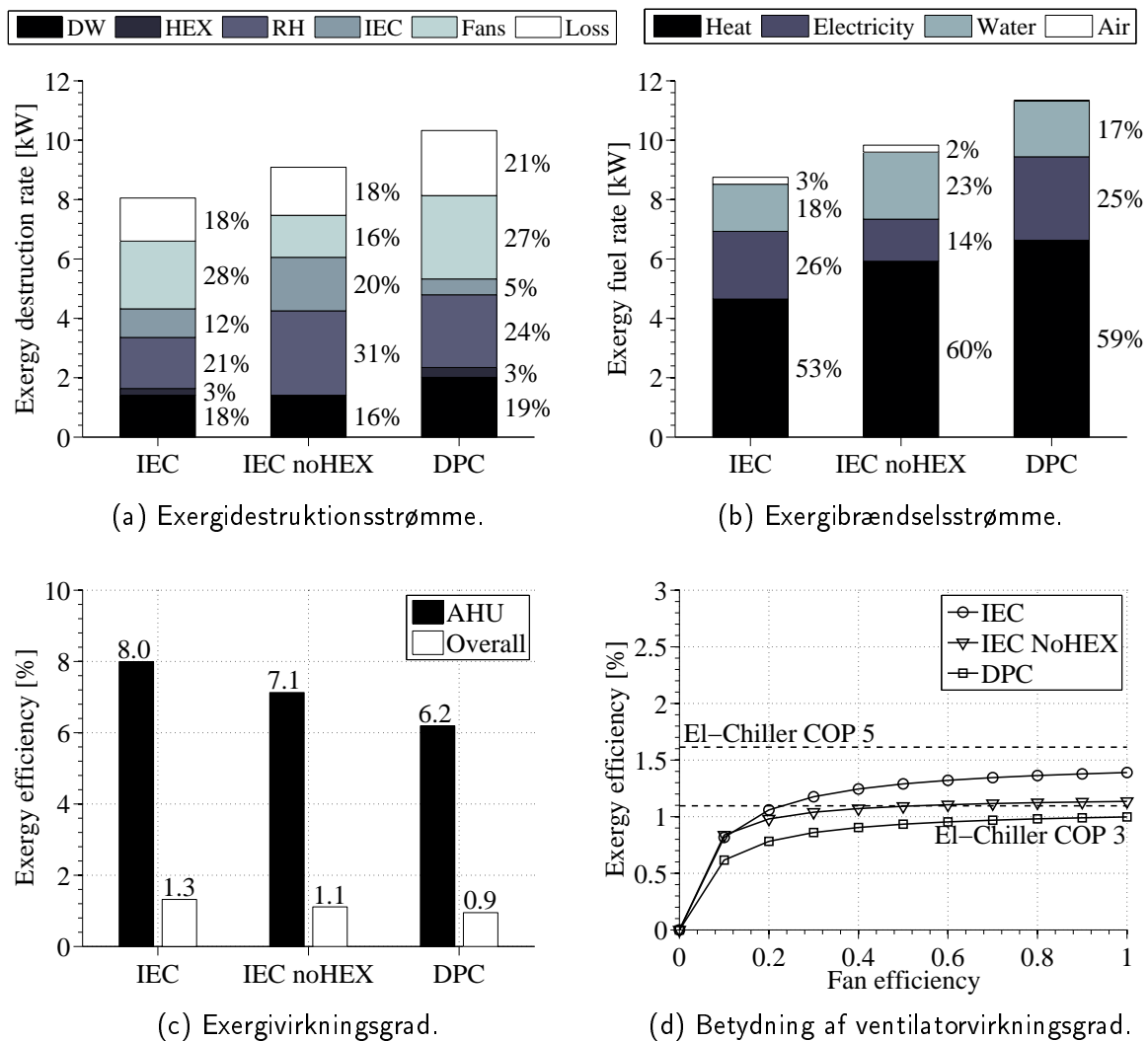
En naturgaskedel anses for at levere regenereringsvarmen, mens konventionelle kraftværker antages for elproduktion.

Resultater er vist i figur 21.

Figur 21a viser, at IEC-konfigurationen er kendetegnet ved de laveste exergidestruktioner, inklusive exergitab, mens DPC-konfigurationen er kendetegnet ved de højeste exergidestruktion, da den fungerer med højere luftflow.

Hvis ikke ventilatorerne tages i betragtning, er RH den komponent med den højeste exergidestruktion efterfulgt af DW. Dette ses tydeligt for IEC noHEX-konfigurationen, da mere regenereringsvarme overføres med de samme lufthastigheder som i IEC-konfiguration. Exergidestruktionsstrømmen i RF forventes at stige, når man overvejer det reelle tilfælde med varme, der overføres ved reelle temperaturforskelle og ikke ved konstant temperatur. Exergidestruktionen i ventilatorerne, der er nødvendig for at cirkulere luften i systemet, er højere i IEC- og DPC-konfigurationerne, som er kendetegnet ved højere luftrykfald end i IEC noHEX-konfigurationen. Det bemærkes også, at HEX er ansvarlig for de mindste exergidestruktionsrater, og IEC er ansvarlig for en ret lav exergidestruktionsrate, når den drives i DPC-tilstand.

Figur 21b viser, at forbrug af exergibrændsel stiger i overensstemmelse med exergidestruktionsstrømmene, idet IEC-konfigurationen kræver den mindste mængde exergibrændsel. IEC noHEX- og DPC-konfigurationerne har højere forbrug af exergibrændsel, hovedsagelig på grund af de krævede større mængder regenereringsvarme. I IEC noHEX-konfigurationen opvejes de elbesparelser, der indføres ved ikke at bruge en HEX, af højere varme- og vandforbrug.



Figur 21: Sammenligning af systemkonfigurationer.

Figur 21c viser, at IEC-konfigurationens exergivirkningsgrad er den højeste både ved AHU og overordnede niveauer, og energivirkningsgraden varierer mellem konfigurationerne efter den tilsvarende variation af regenereringsvarmeforbruget. Sammenligningen af AHU'en og den samlede effektivitet ved exergi indikerer, at produktionen af varme og elektricitet er ansvarlig for exergidestruktionerne.

Indflydelsen af ventilatorvirkningsgrad undersøges i figur 21d, hvor systemkonfigurationerne sammenlignes med konventionel elektrisk kølebaseret AHU med hensyn til

---

den samlede effektivitet af exergi. To chillerbaserede AHU analyseres, med elektrisk COP på henholdsvis 3 og 5, uafhængig af ventilatorvirkningsgrad. Resultaterne viser, at IEC-konfigurationen nærmer sig den samlede energieffektivitet for den chillerbaserede AHU med elektrisk COP på 5 for høj ventilatorvirkningsgrad. Det bemærkes, at den samlede exergivirkningsgrad for alle betragtede DIEC-systemkonfigurationer er næsten konstant for ventilatorvirkningsgrader over 0,6, da exergiindholdet i den forbrugte naturgas bliver dominerende. Dette resultat antyder, at forskellige varmeproduktionsteknologier bør overvejes for at forbedre den samlede energiudnyttelse.

Indholdet af exergi af naturgas, der forbruges til luftopvarmning i den chillerbaserede AHU, tegner sig for ca. 30 % (elektrisk COP 5) og 20 % (elektrisk COP 3) af det samlede energiinput fra primære energikilder. Dette motiverer brugen af lavere fremløbstemperaturer med chillerbaseret AHU til opnåelse af højere exergi- såvel som energimæssig ydelse med mulighed for at reducere tilluftens hastighed, hvis det er tilladt ud fra ventilation- og indendørs fugtighedskrav.

En exergianalyse af DIEC-systemet er blevet udført for at undersøge virkningerne af forskellige systemkonfigurationer og regenereringstemperaturer på de exergidestruktioner, der finder sted i systemet. DIEC-systemet er også blevet sammenlignet med konventionelle elektriske chillerbaserede systemer med hensyn til udnyttelsen af primærenergiforbrug under hensyntagen til konventionelle primære energikilder såvel som solenergi.

Fra exergianalysen kan det konkluderes, at:

- IEC, der betjenes i DPC-tilstand, er kendetegnet ved lavere exergidestruktionsrate end i IEC-tilstand. Dette er imidlertid ikke tilstrækkeligt til at opnå bedre energiydelse på systemniveau på grund af de højere luftflow, der kræves af DPC-driftsformen.
- Brug af mere effektive blæsere forbedrer ikke systemets energieffektivitet væsentligt. Derfor bør der prioriteres at producere regenereringsvarme mere effektivt.
- Systemet bruger primære energikilder mere effektivt, når det fungerer ved lavere regenereringstemperaturer, hvilket også resulterer i lavere exergidestruktionsrater og exergitab. Dette repræsenterer den konceptuelle fordel ved at bruge totrinsaffugtningsprocesser til dækning af høje latente belastninger.
- Anvendelsen af solenergi, som klart fører til primære energibesparelser, resulterer også i højere exergivirkningsgrader på grund af lavere solexergiindhold sammenlignet med fossile brændstoffer. Solenergi svarer bedre til energibehovet i varmedrevne klimaanlæg ved lave temperaturer end fossile brændstoffer.

---

## 6 Uafhængighed af ekstern vandtilførsel

Energi og vand er i vid udstrækning indbyrdes afhængige ressourcer. Vand er nødvendigt til omdannelse af energi, udvinding, transport og behandling af fossile brændstoffer samt produktion af biobrændstoffer. På den anden side er energi nødvendig for at køre systemer, der opsamler, behandler, transporterer og distribuerer vand. De stigende krav til både energi og vand på grund af økonomisk vækst og befolkningsvækst og klimaændringer forstærkes af deres indbyrdes afhængighed. Vandknaphed og udfordring af vandressourcerne er stigende bekymringer over hele verden, og rammer allerede nogle lande (f.eks. Kina og Indien) samt specifikke regioner i lande med tilsyneladende høj vandtilgængelighed (f.eks. USA og Australien) [57]. Begrænset vandtilgængelighed kan påvirke pålideligheden af eksisterende energisystemer og potentiale af nye systemer. Som et resultat får tilgængelighed og brug af vand større betydning for vurderingen af potentialet fremtidige energiprojekter [57].

Behovet for afkøling af konditionerede rum forventes at øges samtidigt med faldende vandtilgængelighed på grund af stigende levestandard forbundet med økonomisk vækst, stigende krav i forbindelse med befolkningsvækst og stigende omgivelsestemperaturer forbundet med klimaændringer.

Konventionelle dampkomprimerings-klimaanlæg bruger vand indirekte, dvs. det vand, der er nødvendigt for at generere elektriciteten, men de kan også have et direkte vandforbrug, f.eks. hvis der anvendes fordampningskøleprocesser med henblik på varmeafgivelse, såsom i køletårne.

På den anden side er desiccantkølesystemer altid karakteriseret ved både direkte og indirekte vandforbrug, da køling genereres ved hjælp af fordampningskøleprocesser, og der forbruges elektricitet til blæsere og pumper.

Det indirekte vandforbrug i klimaanlæg kan reduceres enten ved at øge deres elektriske effektivitet eller ved at reducere vandforbruget pr. enhed genereret elektricitet. Sidstnævnte er af særlig interesse, da det giver den højeste samlede besparelse, og det kan opnås ved f.eks. forbedring af kraftværkseffektivitet og/eller forøgelse af andelen af produktion fra vedvarende energiteknologier med minimalt vandbehov, såsom solcelleanlæg og vind [57].

Det direkte vandforbrug i klimaanlæg afhænger af typen, dimensionerne og driftsforholdene for de anvendte fordampningskøleteknologier.

Vandforbrug på grund af fordampning i køletårne under typiske driftsforhold er angivet til 1,37 kg / h pr. KW afgivet varme [58].

Den indirekte fordampningskøler er kendetegnet ved vandforbrugsrater omkring 1,7 kg / h pr. KW brugbar køling produceret under typiske arbejdsforhold med betydelig afhængighed af driftsparametrene: vandforbruget varierer fra ca. 1,5 kg / kWh ved lave primære lufthastigheder og lav recirkulation til 2,5 kg / kWh (DPC-tilstand) og 2 kg /

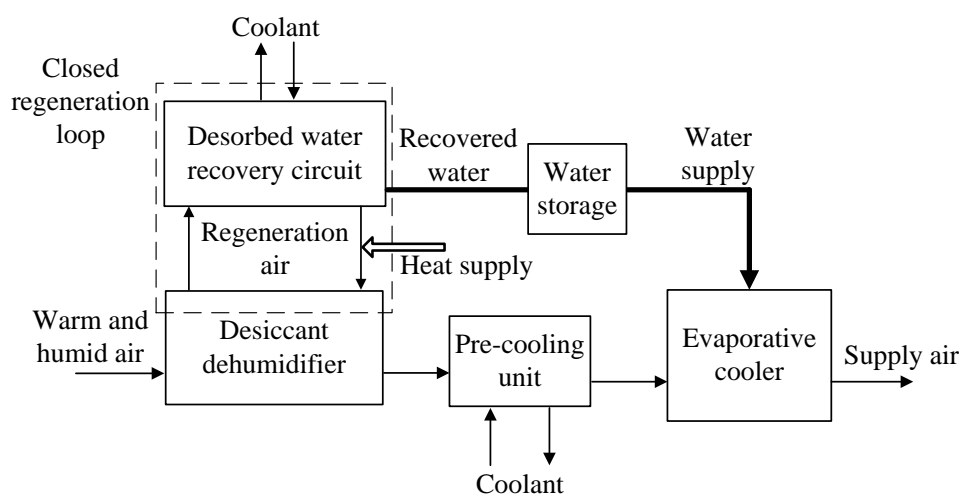
---

kWh (IEC-tilstand) ved høje primære hastigheder og høj recirkulation, og der opnås højere værdier for at øge sekundære hastigheder.

Anvendelsen af demineraliseringsprocesser for vand for at undgå forringelse af køleeffekten i systemets levetid påvirker også vandforbruget. Almindelige typer af vanddemineraliseringsudstyr er baseret på omvendt osmose teknologi eller ionbytteteknologi. Omvendt osmose producerer en permeat demineraliseret vandstrøm, der afgiver en koncentratvandstrøm, der typisk tegner sig for 30 % af den indkommende vandstrøm [59]. Ionbytning kræver en periodisk regenereringsproces, der bruger vand og kemikalier til at opretholde demineraliseringspotentialet og kræver omhyggelig kontrol for at undgå unødvendige forbrug [59].

Anvendeligheden af desiccantkølesystemer kunne være begrænset af knap vandtilgængelighed på grund af høje belastninger på vandressourcerne, f.eks. i tætbefolkede områder eller endog fraværende vandtilgængelighed, f.eks. på fjerntliggende steder.

En ny teknisk løsning til fremstilling af desiccantkølesystemer uafhængig af eksterne vandkilder foreslås her. Løsningen er baseret på ideen om at udvinde det desorberede vand fra affugterne, opbevare det og bruge det til at køre fordampningskølerne. En skematisk gengivelse af et desiccantkølesystem, der implementerer denne løsning, er vist i figur 22.



Figur 22: Skematisk illustration af desiccantkølesystem som er uafhængigt af ekstern vandtilførsel.

Varm og fugtig luft affugtes, forkøles og afkøles til sidst til indblæsningstilstanden i for-

---

dampningskøleren. Forkøling bruges til at reducere den afkølingskapacitet, der kræves af fordampningskøleren, og derved reducere vandforbruget. Forkølingsmediet kan være luft, således at forkøleanlægget er en kompakt luft-til-luft-varmeveksler. Fugt adsorberet i desiccantaffugteren desorberes af regenereringsluftstrømmen, som cirkuleres i en lukket sløjfe, der udgøres af regenereringsafsnittet i desiccantaffugteren og et såkaldt desorberet vandgenvindingskredsløb, hvor fugt kondenseres. Brug af en lukket kreds gør det muligt at kondensere hele mængden af desorberet fugt. Kølemediet, der bruges til kondensering, kan være udeluft, da den er gratis og nemt tilgængelig. En vandlagertank bruges til at akkumulere det kondenserede vand, der ikke straks kræves af fordampningskøleren, hvilket gør det muligt at køre systemet uafhængigt af eksterne vandkilder også til tider uden behov for affugtning.

Da kondenseret vand svarer til destilleret vand, kan det leveres til fordampningskølerne uden yderligere demineraliseringsprocesser, hvilket resulterer i lavere driftsomkostninger, vedligeholdelseskrav og spild af vand.

Kobling med solcelleanlæg og termiske paneler og/eller PVT-paneler kan gøre systemet til en fuldstændig bæredygtig løsning, og i princippet gøre det muligt at køre systemet afkoblet fra nettet.

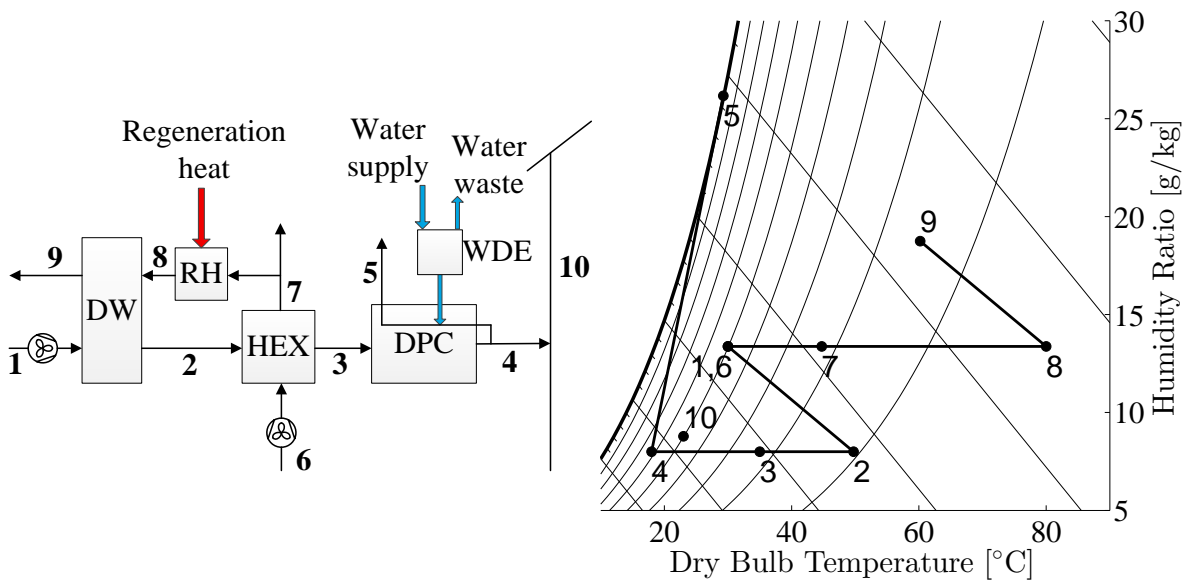
Ideen om at genvinde desorberet vand ved kondensering med en åben regenererings-sløjfe til at køre fordampningskøler er tidligere patenteret [60]. Imidlertid tillader den åbne regenererings-sløjfe ikke at genvinde hele mængden af desorberet vand. Som et resultat er komplet uafhængighed af eksterne vandkilder vanskeligt at opnå med et åbent regenereringskredsløb.

Anvendeligheden af den løsning, der præsenteres her, undersøges ved at anvende den på det såkaldte desiccantdugpunktsskølesystem (DDC) vist i figur 23.

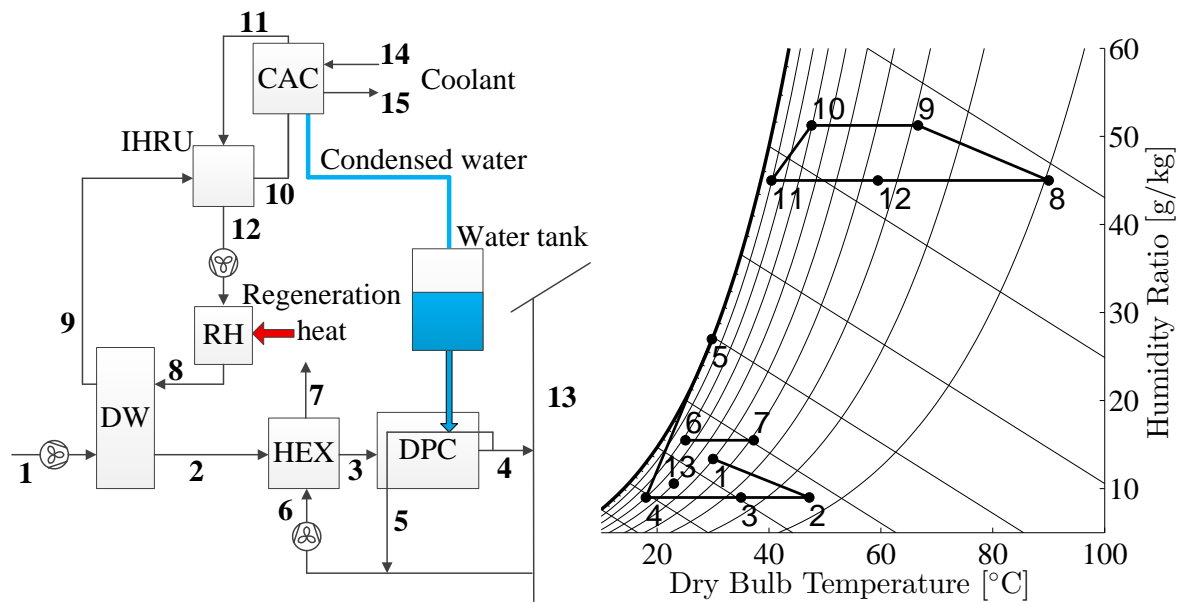
DDC-systemet består af et desiccanthjul (DW), en regenereringsvarmer (RH), en luft-til-luft-varmeveksler (HEX), en dugpunktsskøler (DPC), vandafmineraliseringsudstyr (WDE) og hjælpestoffer.

Den desorberede vandgenvindingsløsning er implementeret ved at tilføje en luft-til-luft kondensationsluftkøler (CAC), en luft-til-luft intern varmegenvindingsenhed (IHRU) og en vandtank til DDC-systemet, hvilket eliminerer WDE. Det resulterende system, kaldet DDC Desorbed Water Recovery (DDC-DWR) system, er vist i figur 24.

Udendørsluft affugtes i DW (1) - (2) og kommer ud ved tørrere og varmere tilstand, forkøles i HEX (2) - (3) og til sidst afkøles til fremløbstemperaturen (3) - (4) i DPC. Luft bruges som kølemedie i HEX (6) - (7), og den kan tages fra forskellige kilder, f.eks. udendørs omgivelser, konditioneret rum afgang, DPC sekundær luftafgivelse eller en blanding af disse kilder som vist i figur 24. I modsætning til DDC-systemet bruges for-



Figur 23: DDC-system og psykrometriske processer.



Figur 24: DDC-DWR system og psykrometriske processer.

kølingsluften ikke til regenerering af DW, hvilket gør det muligt at vælge den koldeste tilgængelige luftstrøm uanset luftkvaliteten. Vand forbruges ved fordamning i DPCs



---

sekundære luftstrøm (4) - (5), som opnås ved at recirkulere en andel af afgangens primære luftstrøm. Regenereringsluftstrømmen cirkuleres i et lukket kredsløb, der cyklisk gennemgår fugtadsorption fra desiccanten (8) - (9), forkøling i IHRU (9) - (10), afkøling og affugtning i CAC (10) - (11), forvarmning i IHRU (11) - (12) og opvarmning til regenereringstemperaturen i RH (12) - (8). Udendørsluft bruges som kølemiddel til affugtning af regenereringsluften i CAC (14) - (15). Det kondenserede vand drænes fra CAC og opbevares i en tank til drift af DPC, når det er nødvendigt. IHRU'en gør det muligt at reducere både CAC-kølekapaciteten, når tilstanden (10) kommer tættere på mætning, og regenereringsvarmeforbruget, når tilstanden (12) kommer tættere på den krævede regenereringstemperatur.

Figur 24 viser, at regenereringsluften er kendetegnet ved betydeligt højere fugtindhold end i DDC-systemet (se figur 23). Dette skyldes temperaturen og typen af kølemiddel anvendt i CAC, udeluft i det betragtede tilfælde, som påvirker CAC-apparatets dugpunkt. Resultatet af stigende regenereringsluftfugtighed er, at højere regenereringstemperaturer er nødvendige for at opnå den samme procesluftaffugning.

### **6.1 Casestudie - anvendelse i middelhavsklima**

Brug af DDC-DWR-systemet til tilvejebringelse af affugtning og afkøling er undersøgt som case i middelhavsklima i Rom med det formål at opnå uafhængighed af eksterne vandkilder.

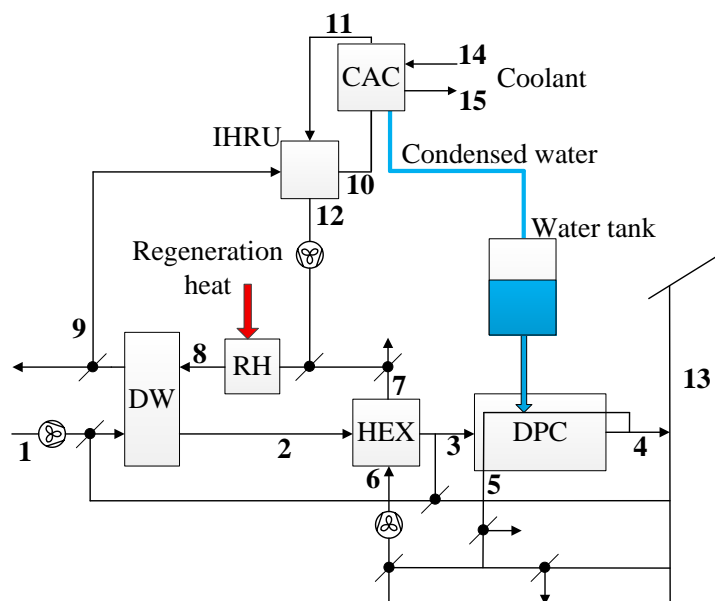
Systemet skal konstant levere  $1500 \text{ m}^3 / \text{h}$  frisk luft. I henhold til europæisk standard EN 15251 [42] opfylder den valgte luftforsyning kategori I ventilationskrav for forskellige typer lavt belastede kommercielle bygninger, f.eks.  $210 \text{ m}^2$  enkeltkontorer besat af 21 personer eller  $245 \text{ m}^2$  landskabskontor besat af 17 personer eller  $70 \text{ m}^2$  konference-lokale eller klasselokale besat af 35 personer.

Indblæsningssætpunktet holdes konstant på  $18 \text{ }^\circ\text{C}$  og 64 % relativ fugtighed, svarende til et dugpunkt på  $11 \text{ }^\circ\text{C}$ , hvilket betragtes som tæt på de tørreste forhold leveret af chillerbaserede klimaanlæg.

Anvendelsen af varmekilder med lav temperatur (f.eks. solenergi) analyseres ved at begrænse regenereringstemperaturen til et maksimum på  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ , hvilket forventes at begrænse systemets affugtning og kølekapacitet. Dette motiverer valget af middelhavsklimaet, som typisk er varmt, men ikke meget fugtigt.

For at øge systemets affugtning og kølekapacitet skiftes mellem lukket regenereringskredsløb (DDC-DWR-systemkonfiguration med vandgenvinding som i figur 24) og åbent regenereringskredsløb (DDC-systemkonfiguration uden vandgenvinding som i figur 23). Der skal opbevares tilstrækkeligt vand til at køre systemet uafhængigt af eksterne vandkilder, når det åbne regenereringskredsløb anvendes. Det resulterende system, stadig betegnet DDC-DWR-system, er angivet i figur 25, herunder spjæld til åbning og lukning af regenereringskredsløbet samt spjæld og bypass-kanaler, der muliggør forskellige

driftsformer, beskrevet nærmere i det følgende.



Figur 25: DDC-DWR systemillustration med mulighed for forskellig drift, inklusiv skift mellem åben og lukket genvindingskreds.

## 6.2 Systemets driftstilstande

Systemets drift afhænger af udendørs forhold og specificerede tolerancer for indblæsningssætpunktets fugtighed og temperatur.

### 1. Affugtning med lukket regenereringskredsløb.

Affugtning er påkrævet, når fugtighedsforholdet ude overstiger indblæsningssætpunktet mere end en specificeret fugtighedstolerance. Regenereringskredsløbet holdes lukket, hvis affugtningsbelastningen på systemet kan opfyldes inden for den specificerede tolerance ved regenereringstemperaturer op til 90 °C. Desorberet vand kondenseres og bruges til at køre DPC, mens overskydende kondenseret vand akkumuleres i tanken. Den kolde luftstrøm, der kommer ind i HEX, vælges som den koldeste mellem udeluft og en blanding af udsugningsluften fra DPC's sekundære side og det indendørs rum.

### 2. Affugtning med åbent regenereringskredsløb.

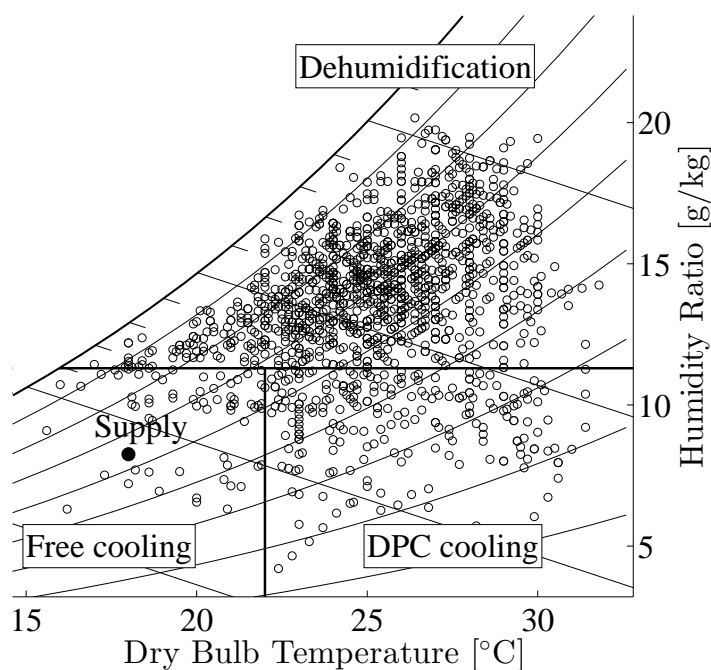
Hvis affugtning er påkrævet, og brugen af det lukkede regenereringskredsløb ikke giver tilstrækkelig affugtning, er regenereringskredsløbet åbent, og systemet

---

bruger vand, der er akkumuleret i tanken, til at køre DPC. Den kolde luftstrøm, der kommer ind i HEX, tages direkte fra udendørs omgivelser for at undgå forurening af desiccanten og holde indblæsningskvaliteten høj, da en del af den opvarmes yderligere i RH til regenerering af DW.

3. DPC køling. Kun afkøling er påkrævet, når udetemperaturen overstiger indblæsningssætpunktet mere end en specificeret tolerance, men ikke udeluftens fugtighed. DW og HEX bypasses, og DPC kører ved hjælp af vand, der er akkumuleret i tanken.
4. Frikøling.  
Hvis både udetemperatur og fugtighed ikke overstiger indblæsningssætpunktet ud over de angivne tolerancer, bruges udeluft direkte til mekanisk ventilation.

En gengivelse af den logik, der er anvendt til valg af driftsform, er illustreret i figur 26 på det psykrometriske diagram. Tolerancer på indblæsningssætpunktet (18 °C og 64 % relativ fugtighed) er indstillet til 4 °C og 3 g / kg. De udendørs forhold, der undersøges, er også afbildet på det psykrometriske diagram.



Figur 26: Væg af driftsindstilling og analyserede udeluftbetingelser.

### Årssimulering

Det dimensionerede DDC-DWR-system simuleres i middelhavsklimaet i Rom på timebasis fra juni til september mellem kl. 8 og kl. 19 hver dag.

Systemet drives med en konstant regenereringsandel på 0,7, DW rotationshastighed på 8 RPH, CAC kølemedieandel på 5 og DPC recirkulationsfraktion på 0,3. Regenereringstemperaturen varieres mellem 50 °C og 90 °C for regulering af systemets proce-sluftaffugtning, mens DPC-overfladens effektivitet varieres mellem 0 og 1 (svarende til varierende vandflow) til regulering af systemets kølekapacitet.

DDC-DWR-systemet sammenlignes med DDC-systemet konfigureret som i figur 23, dvs. svarende til at køre DDC-DWR-systemet med åbent regenereringskredsløb til enhver tid.

De samlede årsresultater for begge systemer er rapporteret i tabel 7. Systemuafhængigheden af eksterne vandkilder udtrykkes som forholdet mellem vand, der kræves fra eksterne vandkilder, og vand fordampet i DPC. Indblæsningsbetingelserne betragtes som opfyldt, når de matcher nøjagtigt indblæsnings sætpunktet (18 °C og 64 % relativ fugtighed) og accepteres, når de er inden for de pålagte tolerancer (4 °C og 3 g / kg) på indblæsnings sætpunktet.

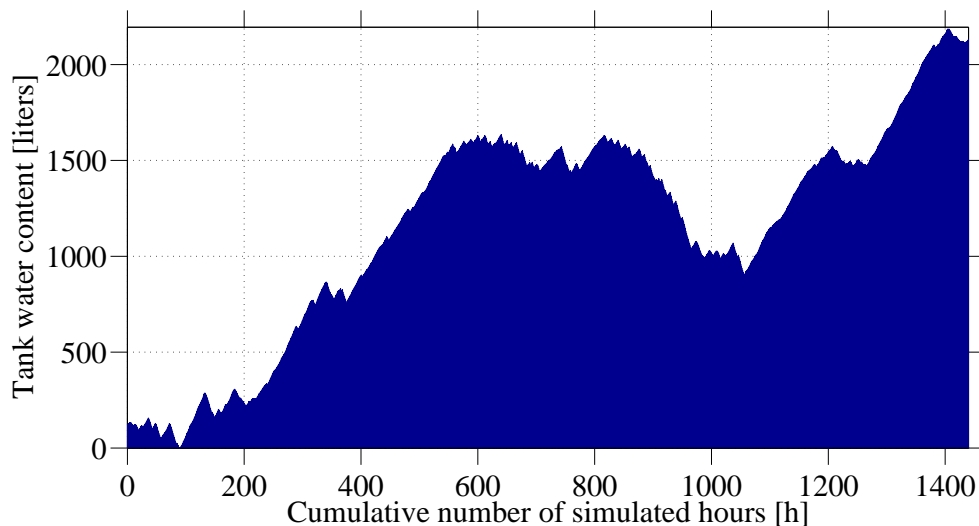
Tabel 7: Årsresultat for DDC-DWR system og DDC system.

	DDC-DWR system	DDC system
Vandafhængighed [%]	99	0
Fordampet vand [m <sup>3</sup> ]	10.86	12.05
Sæson-COP	0.64	0.61
Regenereringsvarmeforbrug [MWh]	17.62	19.61
Regenereringsspideffekt ved 90 °C [kW]	20.2	21
Fordeling driftstilstand 1/2/3/4 [%]	71/9/16/4	0/80/16/4
Indblæsningstemperatur opfyldt [%]	97	97
Indblæsningsfugtighed opfyldt/accepteret [%]	58/97	73/97

Den resulterende sæsonprofil for vand, der er lagret i tanken af DDC-DWR-systemet, er vist i figur 27.

DDC-DWR-systemet betragtes som uafhængigt af eksterne vandkilder, da dets vandafhængighed er 99 % . Dette betyder, at kun 1 % af den sæsonbestemte mængde vand fordampet, dvs. ca. 125 liter, oprindeligt skal opbevares i tanken.

Profilen for vand, der er lagret i tanken indikerer, at denne lille foropladning af vandtanken er nødvendig for at dække kølebelastningen i de første driftstimer, når udendørs fugtighed stadig ikke er særlig høj og systemet ikke kan genvinde meget vand. Da luftfugtigheden stiger i løbet af sæsonen, er DDC-DWR-systemet i stand til at opbevare en



Figur 27: Sæsonprofil for vandindhold i tank for DDC-DWR system.

stor mængde vand. Et pludseligt fald i vandindholdet i tanken bemærkes omkring 900 timers drift, da den krævede procesluftaffugning på systemet overstiger den kapacitet, der kan opnås med det lukkede regenereringskredsløb, hvilket kræver at kredsløbet åbnes og der forbruges en del af det lagrede vand.

DDC-systemet fordamper ca. 11 % mere vand end DDC-DWR-systemet, da udeluft bruges til forkøling i HEX, i stedet for en blanding mellem luft, der er udsuget fra DPC's sekundære side og det indendørs rum. I betragtning af behovet for vanddemineralsisering ved hjælp af omvendt osmoseproces med spildevandsfraktion på 30 %, ville DDC-systemet forbruge 15,66 m<sup>3</sup> vand.

DDC-DWR-systemet sænker regenereringsvarmeforbruget med 11 % såvel som regenereringseffekttoppen med 4 % sammenlignet med DDC-systemet. Disse forbedringer opnås på bekostning af højere luftfugtighed, der, selvom det generelt er acceptabelt, svarer til indblæsningssætpunktet for 58 % af de simulerede timer i stedet for 73 % med DDC-systemet. DDC-DWR-systemet giver dog stadig en højere termisk sæson-COP. Dette resultat er hovedsageligt påvirket af brugen af meget effektiv IHRU og CAC, som gør det muligt at genvinde en stor fraktion af varme i det lukkede regenereringskredsløb og begrænse stigningen i regenereringsluftens fugtindhold.

Sammenligning af den termiske ydelse med absorptionschillere bør også tage højde for den ekstra mængde varme, der kræves efter køleren til genopvarmning af luften til fremløbstemperaturen. Hvis der anvendes en varmekilde til at genopvarme luften, ville det samlede systems termiske COP være lavere end absorptionschillerens. For en et-

---

trins H<sub>2</sub>O-LiBr-chiller med termisk COP på 0,7 [56], er det ekstra varmekonsum for den samme fugtighedsstyring som DDC-DWR-systemet (3 °C genopvarmning for acceptabelt indblæsningsfugtighed og 6 °C genopvarmning for tilfredsstillende indblæsningsfugtighed) vil den termiske COP i absorptionskølesystemet falde til 0,61. Elforbruget samt vandforbruget, for et køletårn til varmeafgivelse fra absorptionschilleren, bør også overvejes for at bestemme, hvilket system der er bedst.

En løsning for at gøre desiccantkølesystemer uafhængige af eksterne vandkilder er blevet foreslået. Begrænsning af vandforbrug er allerede relevant på steder med lav vandtilgængelighed, og det forventes at få betydning i fremtidige scenarier præget af høje belastninger af vandressourcer.

Løsningen er baseret på ideen om at kondensere vandet, der er desorberet fra desiccantmaterialeaffugteren, i et lukket regenereringskredsløb til drift af fordampningskøleprocesser. Detaljer om dets funktion og anvendelighed er blevet undersøgt for et specifikt desiccantkølesystem, der anvender dugpunktsskøleprocessen.

Fra en generel systemanalyse konkluderes det, at:

- Brug af en intern varmegenvindingsenhed i det lukkede regenereringskredsløb muliggør forøgelse af systemets termiske COP i forhold til brugen af et åbent regenereringskredsløb.
- Regenereringsfugtigheden stiger væsentligt i det lukkede regenereringskredsløb, da udeluft bruges til kondensering af fugt. Derfor kræver systemet højere regenereringstemperaturer for at tilvejebringe de samme affugtningskapaciteter som et åbent regenereringskredsløb.
- Mængden af kondenseret vand øges mere end mængden af fordampet vand for højere affugtningskapacitet. Dette indikerer, at løsningen fungerer bedst ved høje latente belastninger, hvis der kan opnås tilstrækkelig affugtning.

Af sæsonsimuleringer for middelhavsklimaet konkluderes:

- Systemet er uafhængigt af eksterne vandkilder, og det er i stand til at give acceptable indblæsningsforhold med varmekilder med lav temperatur, f.eks. solenergi.
- Den termiske COP stiger med 5 % sammenlignet med systemet uden vandgenvinding, og den krævede installerede termiske kapacitet på 90 °C falder også med 4 %.
- Systemet genvinder mere vand end det, der forbruges gennem sæsonen. Det

---

akkumulerede vand kan bruges til at optimere systemets drift eller til andre formål.

- Brug af et renseafsnit i DW bør overvejes for at reducere de skadelige desorptionsfænomener i procesafsnittet.

---

## 7 Konklusion

Rapporten har præsenteret resultater af en numerisk analyse af et desiccantkølesystem, der implementerer indirekte fordampningskøleprocesser og drives af lave regenereringstemperaturer. Systemet inkluderer et silicagel-desiccanthjul og en indirekte fordampningskøler med modstrømsprincip samt en luft-til-luft-varmeveksler til forbedring af kølekapacitet og termisk ydelse. En klar forståelse af indvirkningen af komponentdimensioner og driftsforhold på systemets ydeevne er nødvendig for at understøtte systemudviklingen og gøre den mere effektiv end chillerbaserede affugtningsklimaanlæg.

Projektet er opdelt i to dele. Først udvikledes detaljerede steady state-modeller af kernekomponenterne, og egenskaberne ved drift af enkeltkomponenter blev undersøgt. Siden blev modellerne kombineret for at analysere energi og exergi i det komplette desiccantkølesystem med hensyn til varme-, el- og vandforbrug samt ydelser. En ny løsning til fremstilling af desiccantkølesystemer uafhængig af eksterne vandkilder er også præsenteret og undersøgt.

Et resumé af de mest relevante resultater fra denne arbejdet er:

- Anvendelse af indirekte fordampningskøling med sekundær luft fra afkastet i det konditionerede rum fører til termisk COP over 1 og elektrisk COP over 20. Disse resultater indikerer, at systemet er mere effektivt end termisk drevne absorptions- og adsorptionsmaskiner og energi- og emissionsbesparelser kan opnås i sammenligning med kompressionsmaskiner ved anvendelse af vedvarende varmekilder med lav temperatur.
- Anvendelsen af indirekte fordampningskøling i stedet for dugpunktskøling fordobler næsten den termiske COP og tredobler den elektriske COP for de samme komponentdimensioner og luftstrøm. Ydelsen forbedres også, især med hensyn til fremløbstemperatur. Dette skyldes hovedsageligt en 40 % stigning i lufthastighederne i systemet med dugpunktskøling.
- Systemets kølekapacitet kan let styres, når der anvendes indirekte fordampningskøling ved hjælp af den sekundære andel uden at påvirke andre komponenter. Desuden skal den sekundære andel holdes på den optimale værdi på 30 % med dugpunktskøling for at maksimere den nettokølekapaciteten og give den laveste fremløbstemperatur.
- Virkningen af luftfiltrering på systemets elektriske COP er betydelig. Brug af fine posefiltre reducerer den elektriske COP med ca. 40 % ved typiske tilstopnings-



---

forhold.

- Regenereringsbetingelser har næsten ingen indflydelse på fremløbstemperaturen, især på grund af brugen af forkøling. Tilgangstemperaturen har dog en stærk indflydelse på den termiske ydelse og bør reduceres, hvis det er muligt. Regenereringsandele over 0,7 forbedrer ikke den termiske ydelse markant, samtidig med at den elektriske ydelse sænkes.
- Systemet findes egnet til varme klimaer. Systemets affugtningskapacitet er dog begrænset til moderate latente belastninger. Der skal anvendes store hjulstørrelser og optimale rotationshastigheder. Anvendelsen af tyndere desiccantlag kan føre til en markant forøgelse af affugtningskapaciteten. En stigning på 20 % kan opnås, hvilket reducerer silicagelagtykkelsen fra 0,2 mm til 0,1 mm med øget optimal rotationshastighed. Alternativt bør kombinationen af totrins affugtning og indirekte fordampningskøling overvejes.
- Systemet er stort, og den indirekte fordampningskøler er langt den største komponent og tegner sig for mere end 50 % af hele systemvolumenet.
- Den foreslåede tekniske løsning til genvinding af desorberet vand gør det muligt for systemet at køre uafhængigt af eksterne vandkilder.

## 8 Videre arbejde

Anvendelsen af indirekte fordampningskøling er en effektiv løsning til at sænke energianvendelsen og emissionsniveauer sammenlignet med konventionelle klima anlæg. En komplet økonomisk analyse skal dog udføres for at vurdere desiccantkølesystemets konkurrenceevne på markedet. Den økonomiske analyse bør pege på forskellene mellem investeringsomkostninger og driftsomkostninger, som er stærkt påvirket af valg af varmekilde.

Desiccant-assisteret strålingskølesystemer og systemer med totrins affugtning og indirekte fordampningskøling bør også undersøges for at evaluere muligheden for at dække højere belastninger med øgede energibesparelser.

Validering af resultater ved hjælp af eksperimentelle målinger er nødvendige. Målinger på en systemprototype skal udføres som en del af den industrielle systemudvikling i samarbejde med de industrielle partnere. Eksperimentelle data bør også bruges til yderligere validering af komponentmodellerne.

Der bør udføres mere detaljerede undersøgelser af den foreslåede vandafhængige systemløsning, herunder estimering af elforbrug og optimering af systemets drift med hensyn til kontrol og anvendelse af overskydende vandproduktion.

---

## Litteratur

- [1] Ge T. S., Y. Li, Wang R. Z., and Dai Y. J. A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 12(6):1485–1528, 2008.
- [2] Bellemo L., B. Elmegaard, Kærn M. R., Markussen W. B., and Reinholdt L. O. Formulation and validation of a two-dimensional steady-state model of desiccant wheels. *Science and Technology for the Built Environment*, 21(3):300–311, 2015.
- [3] Tsutsui K. Effect of design and operating conditions on performance of desiccant wheels. In *IIR HVAC energy efficiency best practice conference*, Melbourne, 2008.
- [4] Lorenzo Bellemo. *Analysis of a solid desiccant cooling system with indirect evaporative cooling*. PhD thesis, 2017.
- [5] Goldsworthy M. and White S. Optimisation of a desiccant cooling system design with indirect evaporative cooler. *International Journal of Refrigeration*, 34(1):148–158, 2011.
- [6] Goldsworthy M. and White S. Limiting performance mechanisms in desiccant wheel dehumidification. *Applied Thermal Engineering*, 44:21–28, 2012.
- [7] Goldsworthy M. and White S. The Performance of Desiccant Wheels for Desiccant Air-Conditioning. In *Desiccant-Assisted Cooling*, pages 109–141. 2014.
- [8] U. Eicker, Schürger U., Köhler M., Ge T., Dai Y., Li H., and Wang R. Experimental investigations on desiccant wheels. *Applied Thermal Engineering*, 42:71–80, 2012.
- [9] Duan Z., C. Zhan, X. Zhang, M. Mustafa, X. Zhao, B. Alimohammadisagvand, and A. Hasan. Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(9):6823–6850, 2012.
- [10] Daou K., Wang R. Z., and Xia Z. Z. Desiccant cooling air conditioning: a review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 10(2):55–77, 2006.
- [11] Porumb B., Ungureşan P., Tutunaru L. F., Şerban A., and Bălan M. A Review of Indirect Evaporative Cooling Technology. *Energy*, 85:461–471, 2016.
- [12] Maisotsenko V., Gillan L. E., Heaton T. L., and Gillan A. D. Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler, 2003.

- 
- [13] Maisotsenko V. The Maisotsenko Cycle for air desiccant cooling. *Proceedings of the 4th International Symposium on Heating, Ventilating and Air Conditioning*, pages 1011–1020, 2003.
- [14] Gillan L. Maisotsenko cycle for cooling processes. *International Journal of Energy for a Clean Environment*, 9(1-3):47–64, 2008.
- [15] P. Glanville, Kozlov A., and Maisotsenko V. Dew point evaporative cooling: technology review and fundamentals. 2011.
- [16] Hsu S. T., Lavan Z., and Worek W. M. Optimization of wet-surface heat exchangers. *Energy*, 14(11):757–770, 1989.
- [17] Rianguilaikul B. and Kumar S. Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(11):2241–2250, 2010.
- [18] Rianguilaikul B. and Kumar S. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings*, 42(5):637–644, 2010.
- [19] M. Janssen and P., Uges. Parameters affecting the performance of a dewpoint cooler consisting of a counter flow heat exchanger using water as refrigerant. In *Proceedings of the Gustav Lorentzen Conference*, Sydney, Australia, 2010.
- [20] Bellemo L. *New desiccant cooling system using the regenerative indirect evaporative process*. PhD thesis, Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, 2011.
- [21] Bellemo L., B. Elmegaard, Kærn M. R., Markussen W. B., and Reinholdt L. O. Modeling of a regenerative indirect evaporative cooler for a desiccant cooling system. 2013.
- [22] Zhao X., Li J. M., and Riffat S. B. Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering*, 28(14):1942–1951, 2008.
- [23] Zhan C., Duan Z., Zhao X., Smith S., Jin H., and Riffat S. Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling - Paving the path toward sustainable cooling of buildings. *Energy*, 36(12):6790–6805, 2011.
- [24] Zhan C., Zhao X., Smith S., and Riffat S. B. Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*, 46(3):657–668, 2011.

- 
- [25] A. Hasan. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering*, 30(16):2460–2468, 2010.
- [26] A. Hasan. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified  $\epsilon$ -NTU method. *Applied Energy*, 89(1):237–245, 2012.
- [27] Anisimov S., Pandelidis D., and Danielewicz J. Numerical analysis of selected evaporative exchangers with the Maisotsenko cycle. *Energy Conversion and Management*, 88:426–441, 2014.
- [28] Anisimov S. and Pandelidis D. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75:75–96, 2014.
- [29] Anisimov S., Pandelidis D., Jedlikowski A., and V. Polushkin. Performance investigation of a M (Maisotsenko)-cycle cross-flow heat exchanger used for indirect evaporative cooling. *Energy*, 76:593–606, nov 2014.
- [30] Anisimov S. and Pandelidis D. Theoretical study of the basic cycles for indirect evaporative air cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 84:974–989, 2015. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.087.
- [31] Anisimov S., Pandelidis D., and Danielewicz J. Numerical study and optimization of the combined indirect evaporative air cooler for air-conditioning systems. *Energy*, 80:452–464, 2015.
- [32] Pandelidis D. and Anisimov S. Numerical analysis of the selected operational and geometrical aspects of the M-cycle heat and mass exchanger. *Energy and Buildings*, 87:413–424, 2015.
- [33] Pandelidis D. and S. Anisimov. Numerical analysis of the heat and mass transfer processes in selected M-Cycle heat exchangers for the dew point evaporative cooling. *Energy Conversion and Management*, 90:62–83, 2015.
- [34] Pandelidis D., Anisimov S., and Worek W. M. Performance study of the Maisotsenko Cycle heat exchangers in different air-conditioning applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 81:207–221, 2015.
- [35] Pandelidis D., Anisimov S., and Worek W. M. Comparison study of the counter-flow regenerative evaporative heat exchangers with numerical methods. *Applied Thermal Engineering*, 84:211–224, 2015.

- 
- [36] Lin J., Thu K., Bui T. D., Wang R. Z., K. C. Ng, and Chua K. J. Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration. *Energy Conversion and Management*, 109:153–165, 2016.
- [37] Pandelidis D., Anisimov S., and Worek W. M. Performance study of counter-flow indirect evaporative air coolers. *Energy and Buildings*, 109:53–64, 2015.
- [38] StatiqCooling. URL <http://statiqcooling.com/>.
- [39] Mills A. F. *Heat transfer*. Prentice Hall, 1999.
- [40] Gustavsson J., editor. *REHVA Guidebook 11 - Air Filtration in HVAC Systems*. REHVA Federation of European Heating, Ventilation and Air-Conditioning Associations, 2nd edition, 2011.
- [41] Eicker U., Schneider D., Schumacher J., Ge T., and Y. Dai. Operational experiences with solar air collector driven desiccant cooling systems. *Applied Energy*, 87(12):3735–3747, 2010.
- [42] EN Standard 15251 - Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics. Technical report, 2007.
- [43] IEA Solar Heating and Cooling Program Task 38 - Solar Air Conditioning and Refrigeration - Subtask C3: Exergy Analysis of Solar Cooling Systems. Technical report, 2011.
- [44] Lavan Z., Monnier J. B., and Worek W. M. Second Law Analysis of Desiccant Cooling Systems. *Journal of Solar Energy Engineering*, 104(3):229, 1982.
- [45] Pons M. and Kodama A. Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 1: first and second law analyses. *International Journal of Energy Research*, 24(3):251–262, 2000.
- [46] A. Kodama, Jin W., M. Goto, Hirose T., and Pons M. Entropic analysis of adsorption open cycles for air conditioning. Part 2: interpretation of experimental data. *International Journal of Energy Research*, 24(3):263–278, 2000.
- [47] Kanoğlu M., M. Özdiñç Çarpınlioğlu, and Yıldırım M. Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 24(5):919–932, 2004.

- 
- [48] Kanoğlu M., Bolattürk A., and Altuntop N. Effect of ambient conditions on the first and second law performance of an open desiccant cooling process. *Renewable Energy*, 32(6):931–946, 2007.
- [49] D. La, Y. Li, Dai Y. J., Ge T. S., and Wang R. Z. Development of a novel rotary desiccant cooling cycle with isothermal dehumidification and regenerative evaporative cooling using thermodynamic analysis method. *Energy*, 44(1):778–791, 2012.
- [50] La D., Y. Li, Dai Y., Ge T., and Wang R. Effect of irreversible processes on the thermodynamic performance of open-cycle desiccant cooling cycles. *Energy Conversion and Management*, 67:44–56, 2013.
- [51] Enteria N., H. Yoshino, Takaki R., Yonekura H., Satake A., and Mochida A. First and second law analyses of the developed solar-desiccant air-conditioning system (SDACS) operation during the summer day. *Energy and Buildings*, 60:239–251, 2013.
- [52] Doty S. Part-load HVAC efficiency. *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering*, 107(3), 2010.
- [53] ECBCS Annex 49 Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities. Technical report, 2011.
- [54] Pons M. On the Reference State for Exergy when Ambient Temperature Fluctuates. *International Journal of Thermodynamics*, 12(12):113–121, 2009.
- [55] Bejan A. *Advanced engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2006.
- [56] Duffie J. A. and W. A. Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. Wiley, 2013.
- [57] IEA. Water for Energy: Is energy becoming a thirstier resource? Technical report, IEA, 2012.
- [58] IEA Solar Heating and Cooling Program Task 38 - Solar Air Conditioning and Refrigeration - Subtask C5 - Heat Rejection. Technical report, 2010.
- [59] WRAP. Reducing water use in cooling towers and evaporative condensers. Technical report, 2010.
- [60] Calsonic Corp. Patent JPH11182969A, 1999.

- 
- [61] Nóbrega C. E. L. and N. C. L. Brum. An Introduction to Solid Desiccant Cooling Technology. In *Desiccant-Assisted Cooling*. 2014.
- [62] Jiang H. *Development of a Simulation and Optimization Tool for Heat Exchanger Design*. PhD thesis, 2003.
- [63] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI Heat Atlas*. Springer, 2010.
- [64] F. Bozzoli, S. Rainieri, and Pagliarini G. Estimation of the local heat transfer coefficient in forced convection of moist air in presence of water vapour surface condensation. In *5th European Thermal-Sciences Conference*, The Netherlands, 2008.





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

[www.mek.dtu.dk](http://www.mek.dtu.dk)