

Teknisk rapport

Projektittel: SteamReg/FØNIX

Projekt nummer: 346-033



Rapport udarbejdet af:

Cotes A/S - Rasmus Toftegaard, Jesper Jørgensen

DryingMate A/S - Ebbe Nørgaard

DTU Mekanik: Lorenzo Bellemo

Teknologisk Institut: Lars Reinholdt, Hans Madsbøll

Dato: 12/2-2016

Forord

Denne rapport er udarbejdet af en projektgruppe bestående af DTU Mekanik, Teknologisk Institut Center for Køle- og Varmepumpeteknik, DryingMate A/S og Cotes A/S. Rapporten er udarbejdet på baggrund af et forsknings- og udviklingsprojekt, som er gennemført i perioden 2014-2015. Projektet har modtaget økonomisk støtte fra Elforsk under Dansk Energi.

Projektgruppen vil gerne rette en stor tak til Elforsk, dels for at støtte projektet økonomisk, samt for løbende at udvise interesse og opbakning til projektet.

Rapporten dokumenterer de vigtigste resultater og beskriver endvidere hvordan de udviklede teknologier kan anvendes i fremtidens proces- og energisystemer. Rapportens målgruppe er interessenter i proces- og energibranchen med teknisk indsigt.

Projektet omtales SteamReg i ansøgningsmaterialet men internt er projektet og apparatet kaldt FØNIX og begge navne fremgår i rapporten.

Viby d. 12/2-2016

Projektleder

CEO Thomas Rønnow

Cotes A/S

Indhold

Forord.....	2
Indledning.....	5
Konklusion.....	6
Arbejdspakker.....	7
Arbejdspakke 1 – Forskning.....	8
Måling af sorptionslignevægt.....	8
Testrig på Teknologisk Institut.....	10
Specifikationerne er.....	11
Måling af tørrekinetik på testrig.....	12
Modelling of desiccant wheels regenerated with superheated steam.....	17
Arbejdspakke 2 – Udvikling af og fuldskalatest af affugter.....	26
Laboratoriesystem.....	26
Mål for test.....	28
Kapacitet ved varierende damptemperaturer.....	29
Rollen af purgesystemet.....	30
Analyse af infiltration internt i systemet.....	35
Øvrige relevante observationer.....	36
Duelighed over tid.....	36
Konklusion.....	37
Arbejdspakke 3 – Udvikling og test af MVR varmepumpe.....	39
Baggrund.....	39
MVR teknologi.....	39
Kompressorer til vanddamp.....	40
Systemdesign og valg af kompressor i udgangspunktet.....	43
Kravspecifikation.....	44
Ny kompressortype.....	45
Målinger i nominel drift.....	46
Indledende forsøg med damp.....	47
Arbejdspakke 4 – Forretningsplan.....	49
Arbejdspakke 5 – Systemoptimering og test af samlet system.....	50
Forsøgsopstilling.....	50
Kobling af affugter med MVR-varmepumpen!.....	51

Arbejdspakke 6 – Formidling.....	55
Litteraturliste.....	56
Bilag.....	57

Indledning.

Formålet med projektet var, at udvikle og teste en helt ny og patentansøgt teknologi der kan reducere energiomkostningen til affugtning i industrien med 50 %. Dette vil øge konkurrenceevnen og markedsudbredelsen for sorptionsaffugtere, idet kunderne, i stigende grad, fokuserer på energiforbruget. Teknologien er delvist eldrevet, meget energieffektiv og med indbygget mulighed for fleksibelt energiforbrug, og vil fortrænge brugen af fossilt brændsel.

Behovet for affugtning af luft eksisterer både i ventilationsanlæg og i mange industrielle processer, og er generelt meget energikrævende. Projektgruppen består af udstyrsproducenter, der kan bringe teknologien til markedet, og involverer DTU og Teknologisk Institut, der bidrager med grundlæggende forskning og udvikling.

En industriel sorptionsaffugter består af en langsomt roterende rotor, der kan suge fugt til sig. Oftest består rotormaterialet af silicagel. Rotoren er opdelt i to sektioner: 1. en fugtabsorberende del (processiden) og 2. en fugtafgivende del (regenereringssiden). På regenereringssiden tilføres energi, for at fjerne fugten fra rotoren, så den kan absorbere ny fugt igen på processiden. Energien er normalt vanskelig at genvinde, og ledes derfor oftest ud til omgivelserne som spild.

Det nye koncept regenererer rotoren, i en lukket og overhedet dampatmosfære, og den frigivne damp fra rotoren komprimeres i en unik MVR-varmepumpe, således at dampens kondenseringsenergi genanvendes som energikilde til selve regenereringsprocessen.

Konklusion

Projektet har udviklet en velfungerende prototype affugter, som har markedets interesse. Ved udnyttelse af spildvarmen til yderligere opvarmning af procesluften, kan energiregningen reduceres med op til 50 %. Projektet har afdækket en del praktiske problemstillinger og fundet gode løsninger på de fleste. Teknologien forventes videreført i form af et fuldskala demonstrationsprojekt, enten på kommercielle vilkår, eller med offentlig medfinansiering.

Projektet har også udviklet en prototype varmepumpe, baseret på kompression af damp med en kommerciel tilgængelig oliesmurt skruekompressor. Der er opnået hidtil usete positive resultater i form af virkningsgrader i intervallet 0,5 – 0,7 og kondenseringstemperaturer på op til 165° C. Den udviklede prototype har haft cirka 50 driftstimer med damp, hvilket ikke er tilstrækkeligt, til at kunne konkludere om kompressoren er egnet til formålet på sigt. Næste skridt er derfor, at fremstille et system til langtidstest med damp.

Projektet har endvidere gennemført grundlæggende og essentielle målinger af forholdet mellem ligevægtsfugtighed i rotormaterialet og damptemperaturer, samt målinger af tørrekinetik i damp. Resultaterne er dels anvendt til dimensionering af prototyperne, samt anvendt til validering og optimering af en simuleringsmodel over affugtning i overhedet damp.

Energitabet fra affugteren er lidt større end forventet ved projektstart. Derfor er det ikke rentabelt eller praktisk muligt, alene at anvende den genvundne spildenergi via varmepumpen, til at drive affugteren. Ved en kombination af varmepumpen og tilførsel af ekstra energi fra en gaskedel, vil man kunne spare omkring 17 % på energiregningen.

Arbejdspakker.

I dette afsnit beskrives de vigtigste resultater, som er fremkommet i de enkelte arbejdspakker.

Arbejdspakke 1 – Forskning.

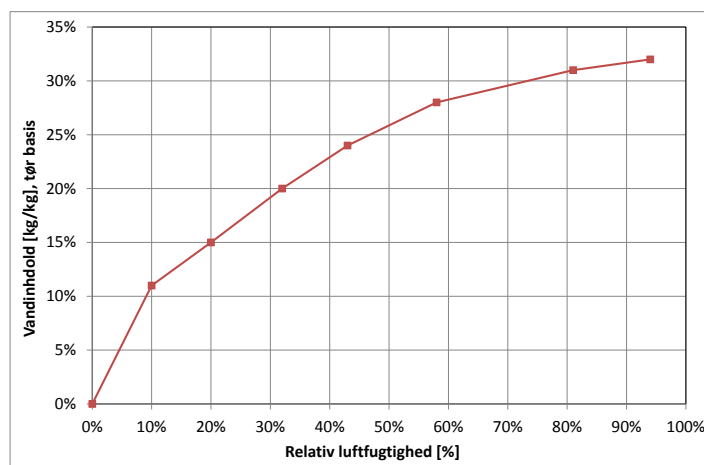
Afsnittet er skrevet af Ebbe Nørgaard DryingMate A/S, med input fra Rasmus Toftegaard Cotes A/S.

Formålet med arbejdsopgave 1 er, at måle nogle grundlæggende fysiske sammenhænge, samt at modellere affugtningprocessen, når rotormaterialet regenereres i overhedet damp.

Teknologisk Institut, Cotes A/S og DryingMate A/S har målt ligevægtsvandindholdet i rotormaterialet i en overhedet dampatmosfære ved forskellige temperaturer og med forskelligt udstyr, og Teknologisk Institut har endvidere målt sammenhængen mellem tørrehastighed og damp hastighed (tørrekinetikken). DTU har parallelt hermed videreudviklet en beregningsmodel over affugteren og anvendt måleresultaterne til at kalibrere / validere modellen.

Måling af sorptionsligevægt

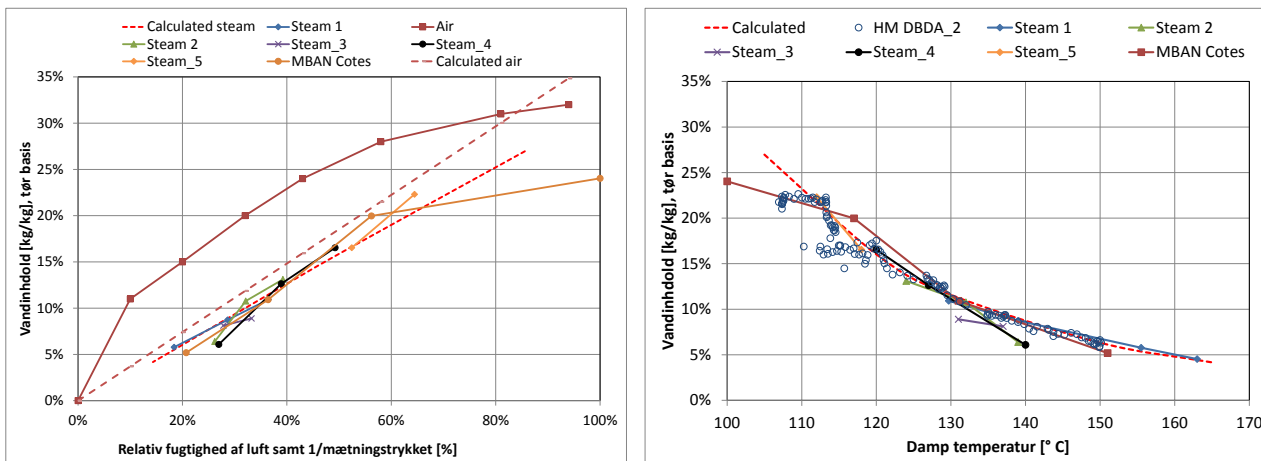
Ligevægtsvandindholdet for det anvendte rotormateriale i en luftatmosfære ses af diagrammet herefter.



Figur 1.1. Sammenhæng mellem ligevægtsvandindhold og luftens relative fugtighed i det anvendte silicagel baserede rotormateriale.

Der findes mange forskellige materialer, som kan anvendes og bliver anvendt i industrielle sorptionsprocesser, hvoraf silicagel er den mest udbredte.

Ligevægtsvandindholdets sammenhæng med luftens relative fugtighed er således kendt. I en overhedet dampatmosfære var det ikke muligt på forhånd at fremskaffe data i litteraturen. Derfor blev der udført nogle indledende målinger af dette, før projektet blev igangsat. Forholdet mellem ligevægtsvandindholdet og damptemperaturen er essentiel for hele konceptets relevans, og derfor blevet gentaget og valideret flere gange i løbet af projektet. Dels af DryingMate og Cotes og i sidste instans af Teknologisk Institut. Resultaterne ses herunder og er yderligere beskrevet i nærværende hovedafsnit.



Figur 1.2. a) Sammenhæng mellem ligevægtsvandindhold og damptilstanden beregnet som $1/mætningstrykket$ ved den aktuelle damptemperatur. Dette for at kunne afbilde kurverne i samme diagram. **b)** Direkte sammenhæng mellem ligevægtsvandindhold og damptemperaturen. Damptrykket er 1 bar(a), hvorved dampen er overhedet.

Måleserierne "Steam_1-5" er målt af DryingMate A/S på et forsøgs setup udviklet af DryingMate A/S og "MBAN Cotes" er målt af Marcin Blazniak (tidligere Teknologisk Institut), på et setup udviklet af Cotes A/S, og "HM DBDA" er målt af Hans Madsbøll på en forsøgsopstilling, som Teknologisk Institut har udviklet. Se mere herom senere.

Konklusionen er, at der måles / beregnes ens sammenhæng på 3 forskellige testopstillinger, hvorved nøjagtigheden synes tilfredsstillende. Dog er resultaterne mest sammenfaldende ved høje damptemperaturer og lidt mere svingende ved lav temperatur.

De stiplede kurver er en grafisk fremstilling af nedenstående fysiske model som beskriver ligevægtstilstanden [0], hvor der anvendes den samme K_0 for både luft og damp.

$$\theta = K_0 \exp(Q/RT) P, \text{ hvor } [0]$$

K_0 er en konstant [1/Pa]

Q er bindingsenergien for vand i materialet [J/kg]

R er gaskonstanten [J/mol K]

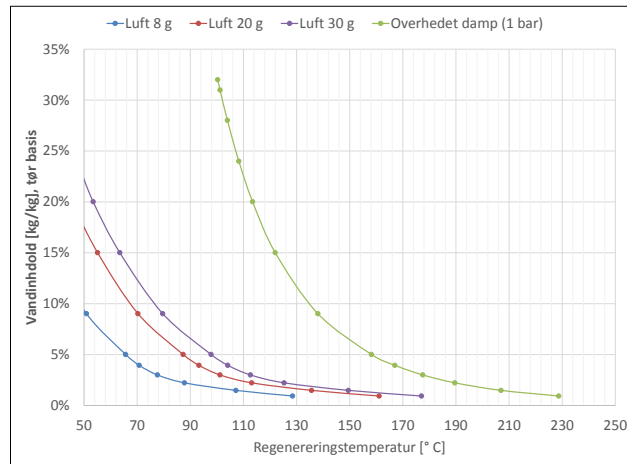
T er temperaturen [K] og

P er damptrykket [Pa]

Det ses, at modellen beskriver ligevægtstilstanden bedst i en dampatmosfære, på trods af at den er udviklet til en luftatmosfære.

Forudsat at rotormaterialet når at opnå sin ligevægtstilstand i regenereringszonen, kan man på baggrund af målingerne beregne, hvilken damptemperatur der skal til for at opnå den samme ligevægtstilstand i en dampatmosfære som med luft ved forskellige vandindhold.

Sammenhængen er afbildet i diagrammet figur 1.3.



Figur 1.3. For forskelligt vandindhold viser diagrammet den temperatur der skal til for at opnå et givent vandindhold i rotormaterialet.

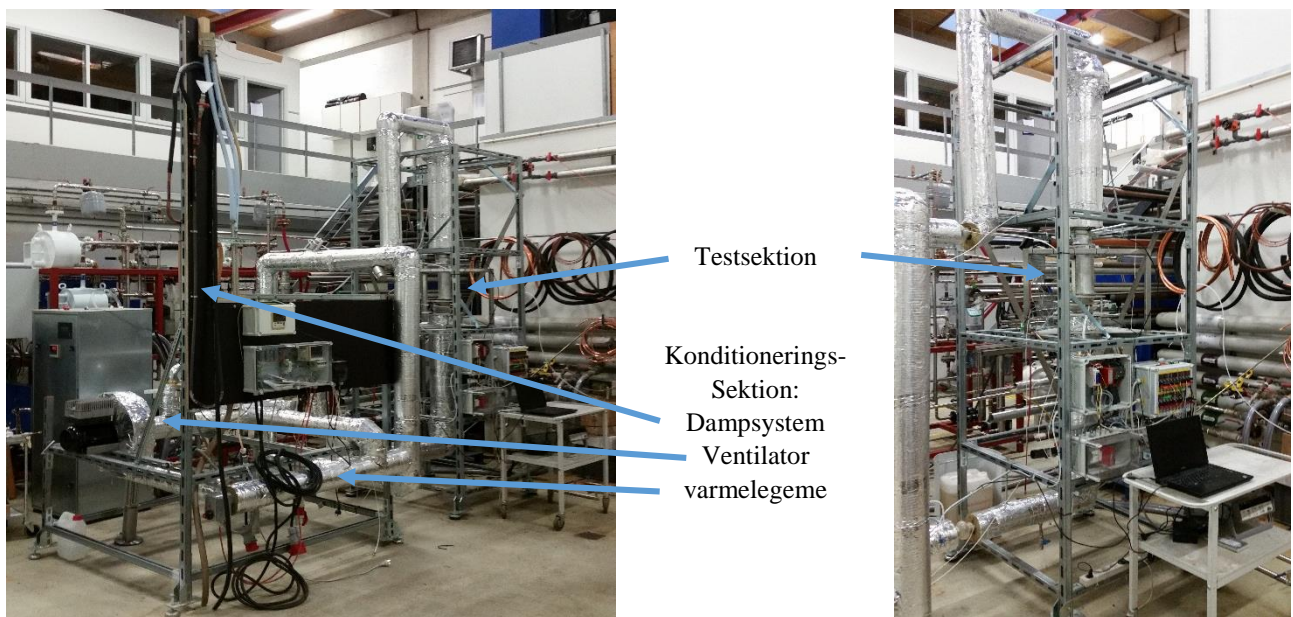
Hvis der eksempelvis skal opnås en tilstand med 5 % vand i rotormaterialet, skal damptemperaturen være ca. 160° C. Ved regenerering med opvarmet luft skal luften opvarmes til ca. 65° C ved 8 gram vand per kilo luft (g/kg), ca. 90° C ved 20 g/kg og endelig ca. 100° C ved 30 g/kg.

Regenereringstemperaturer med luft ligger typisk i størrelsesordenen 90 - 120° C, hvorved rotormaterialets vandindhold typisk er omkring 2,5% efter regenereringen. For at opnå samme vandindhold ved regenerering med damp skal man op på omkring 180° C.

Testrig på Teknologisk Institut

Afsnittet er skrevet af Lars Reinholdt, Teknologisk Institut.

Fastlæggelse af tørreforløbene for rotormaterialet er foretaget på Teknologisk Instituts specialbyggede måleopstilling DBDA (Dynamic Bulk Drying Analyzer) der ses i figur 1.4.



Figur 1.4. Dynamic Bulk Drying Analyzer (DBDA) hos Teknologisk Institut.

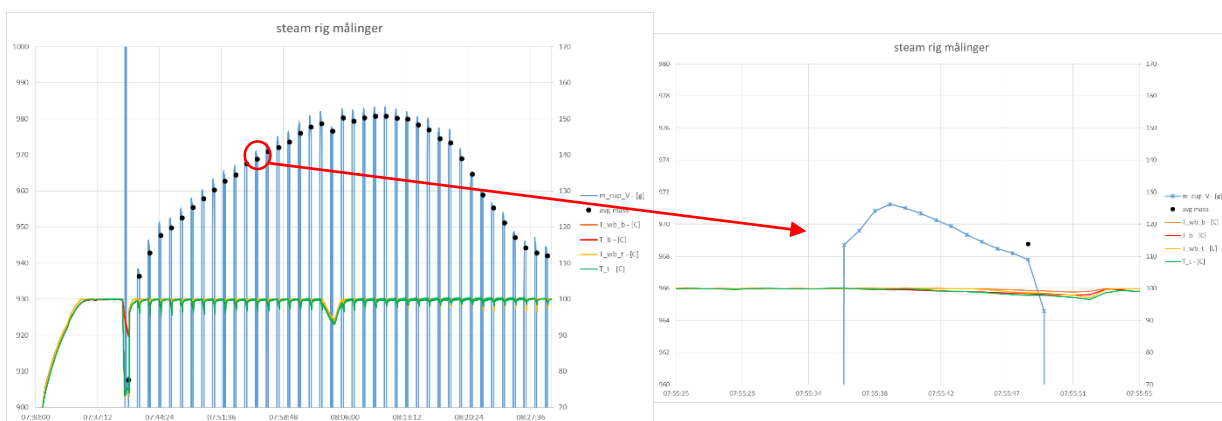
DBDAen tillader simulering af dynamiske tørreforløb ved atmosfæretryk, hvor prøven gennemblæses med luft lodret nede- eller oppefra og er designet således, at det er muligt at måle på produktlagtykkelser (op til 300 mm) svarende til det, der anvendes i industrien. Anlægget er i forbindelse med dette projekt er udbygget til også at kunne simulere tørring i overhedet damp, hvilket gav ret store udfordringer ift. tæthed og kondensation, hvilket ses ret tydeligt i figur 1.4 i form af omfattende isolering af alle rør og fittings.

I forhold til eksisterende analyseudstyr til tørreforløb er ønsket med DBDAen at kunne simulere og undersøge interaktionen, når en stor mængde materiale tørres samtidigt. Ift. tørring af enkeltpartikler vil tørreforløbet være forskelligt afhængigt af, hvor den enkelte partikel befinder sig, idet der vil være både en temperatur- og fugtgradient for både luft/damp og materiale op gennem prøven. Analysemetoden baserer sig på måling af den samlede prøves vægtændring.

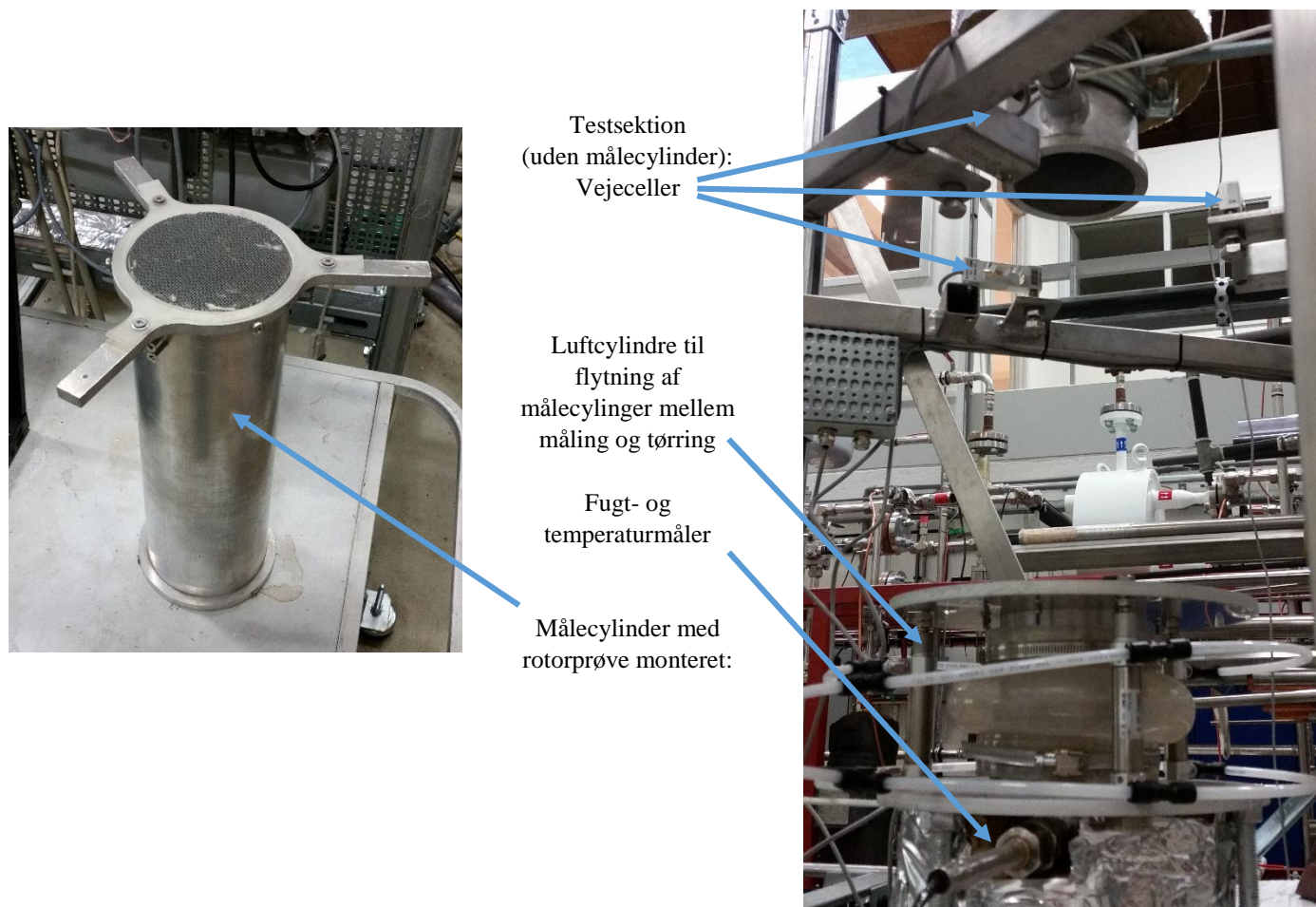
Specifikationerne er

- Tørring i overhedet damp og (fugtig) luft ved atmosfærisk tryk
- Temperatur op til 170 °C
- Flowhastighed gennem målekop: op til ca. 4 m/s
- Batchstørrelse: Målecylinder på Ø100 x 300 mm (mulighed for at variere lagtykkelse)
- Granulatstørrelse: Ø2 – 30 mm
- Usikkerhed på vægtmåling 1g

Usikkerheden på vægtmålingen er meget lille, når den samlede vægt af prøve og målecylinder kan være op til 6 kg. Da vægtmålingen endvidere påvirkes af tørreluftflowets trykfald over målecylinderen er ikke muligt at foretage en direkte online-måling af vægtændringen. DBDAen er derfor konstrueret således at der automatisk med fast interval sker foretages en afspærring af tørreluftflowet, hvorefter målecylinderen, vha. trykluftcylindre, sænkes ned på tre vejeceller. Dette system og målecylinderen ses i figur 1.6. Vægtmålingen bliver derfor diskretiseret som det fremgår af figur 1.5. Det forstørrede grafudsnit viser vægtmålingen over 15 sekunder. Heraf ses at målingen påvirkes af varmen fra målecylinderen, hvorfor der foretages en midling. Dette er nærmere beskrevet i næste sektion. Det ses også at lufttemperaturen før og efter prøven påvirkes ubetydeligt af dette stop.



Figur 1.5. DBDA måleserie: Vægt og temperaturforløb



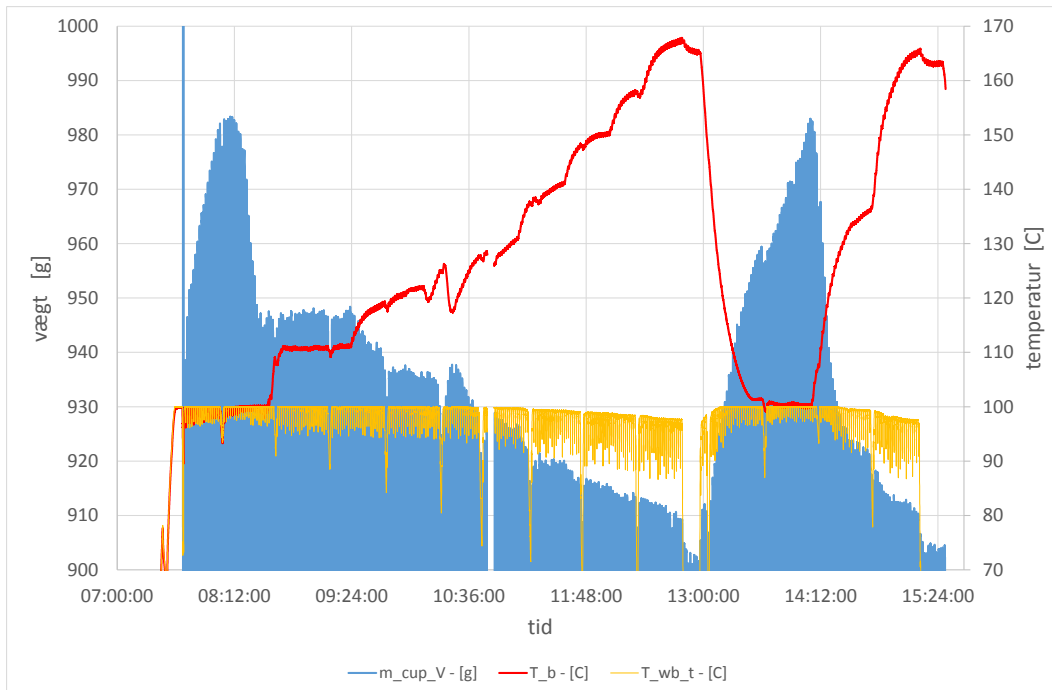
Figur 1.6. Dynamic Bulk Drying Analyzer (DBDA) målecylinder med rotormaterialeprøve samt vejeselement.

Måling af tørrekinetik på testrig

Afsnittet er skrevet af Hans Madsbøll, Teknologisk Institut.

Testriggen blev benyttet til at måle både ligevægtsværdierne af restfugtighed af rotor materialet og dynamisk tørre forløb som funktion af overhedningstemperaturen og damp hastigheden.

Ligevægtsmålingerne blev udført over et tidsrum på ca. 5 timer hvor overhedningstemperaturen gradvist blev hævet mens damphastigheden blev fastholdt på ca. 3 m/s, hvorefter forsøget blev gentaget væsentligt hurtigere, ca. 1 time. Forløbet af den fulde test er vist på figur 1.7 hvor den blå kurve viser målingerne af koppens vægt med vejecellerne, den røde kurve viser temperaturen af den overhedede damp ved indløbet. Temperaturmålingen ved udløbet var ikke tilsvarende pålidelig, hvilket dog ikke påvirker resultatet. Den gule kurve viser den beregnede wetbulb temperatur, og værdierne tæt på 100°C bekræfter at mediet er næsten ren damp.

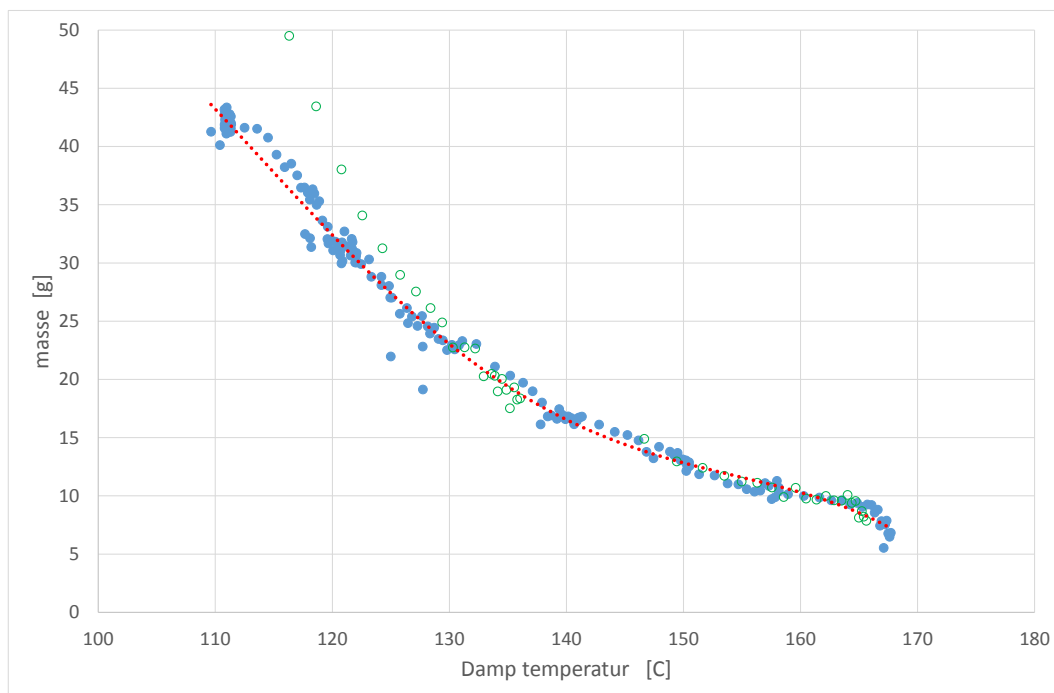


Figur 1.7. Rådata for testforløb af ligevægtsmålingerne. Fra ca 7:30-8:30 og igen fra ca 13:00 til 14:00 sker der en mætning af prøveemnet ved hjælp af 100 °C damp.

Ved afslutningen af hvert forløb blev prøveemnet udtørret med varm luft for at finde nulpunktet for beregningerne af restfugtigheden. Det er denne bestemmelse af nulpunktet, der er den største usikkerhed ved målingerne.

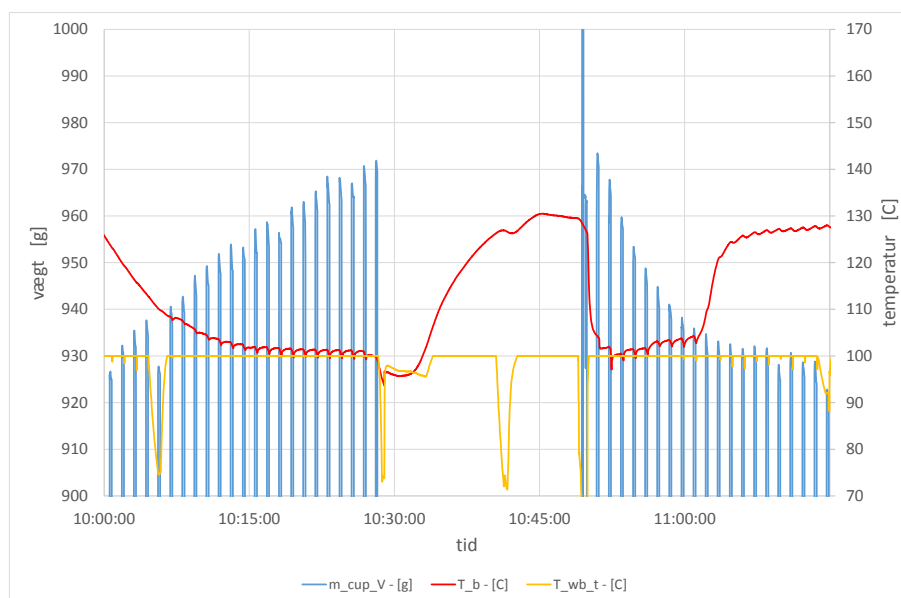
Som nævnt arbejdes der med en usikkerhed på vægten på ca 1 g relativt fra måling til måling, mens den absolutte usikkerhed er større. Det hænger sammen med at vejecellerne er overordentligt temperaturfølsomme, og det er nødvendigt at afskærme mod damp fra utætheder mm. Men alligevel vil f.eks. varmeledning kunne påvirke kalibreringen. Derfor er alle målinger gennemført med kontrol af koppers vægt på en Mettler vægt med 0.1 g nøjagtighed, og det viste sig at den absolutte usikkerhed var af størrelsesordenen 3-4 g. Usikkerhed som følge af kondensering af dråber, fordampning under åben tilstand etc vurderes at ligge på ca 1 g på baggrund af repeterbarhed af målinger, variation af åbningstider etc.

Resultatet af målingerne af restfugtigheden er vist i figur 1.8. De udfyldte punkterne viser den første test mens de åbne punkter viser den sidste test som ved damptemperaturer under ca 130°C viser manglende tid til ligevægt, jf. de dynamiske målinger senere. Prøveemnets tørre vægt var ca 200 g.



Figur 1.8. Restfugtighed i prøveemnet (200g) som funktion af overhedningstemperaturen af dampen. Udfyldte punkter: Første test. Åbne punkter: Sidste test.

De dynamiske målinger af tørretiderne blev foretaget med henholdsvis damptemperatur og damphastighed som parametre. Forløbet af en typisk dynamisk måling er vist i figur 1.9 som et uddrag af et længere testforløb.

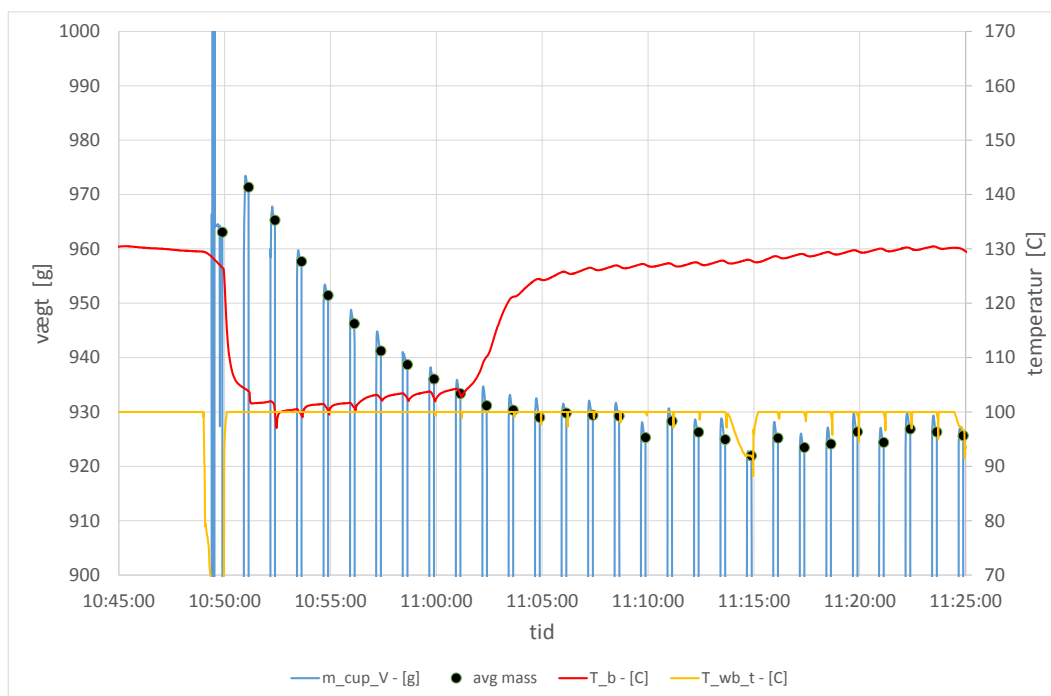


Figur 1.9. Typisk forløb af dynamisk test med mætning, indstilling af betingelser uden testemne og endelig et tørreforløb.

Fra ca 10:00 til 10:30 bliver prøven mættet med damp ved ca 100°C og bliver derefter fjernet fra testtriggen mens den ønskede betingelse for den efterfølgende tørring etableres. Kontrolmålinger har vist vægtændring af testemnet i løbet af den halve time den befinder sig ved stuetemperatur ikke

ændre sig yderligere efter de første par minutter, hvor der damper et par gram af. Ca 10:50 anbringes testemnet igen i testriggeren og en dynamisk tørremåling foretages de følgende tyve minutter. Det ses at damptemperaturen målt efter testemnet stiger når tørringen er næsten gennemført.

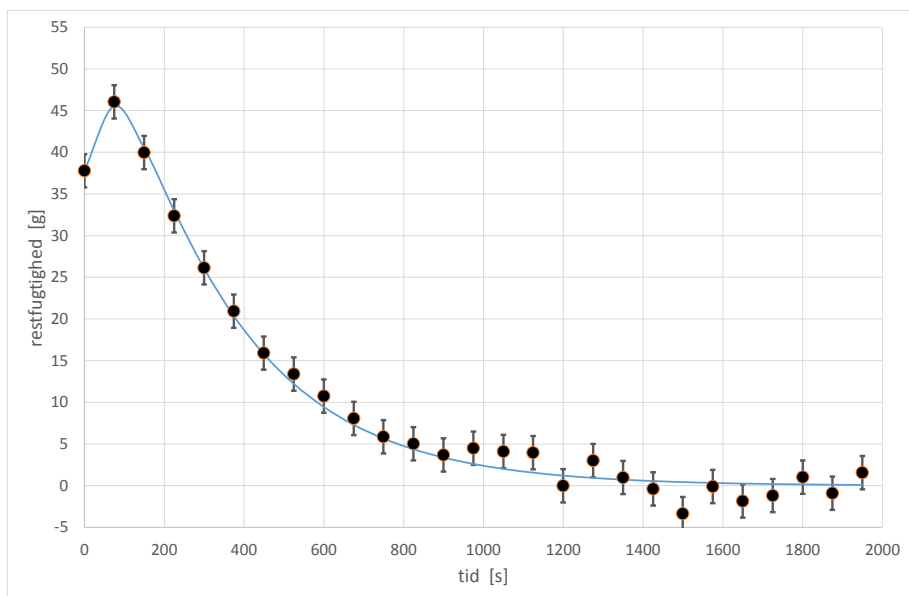
Databehandlingen benytter et 5 sekunders gennemsnit mod slutningen af den 15 sekunder lange måleperiode til en mere nøjagtig bestemmelse af massen, som vist på figur 1.10 af selve tørreforløbet.



Figur 1.10. Et eksempel på tørreforløb, punkterne viser et 5 sek gennemsnit af vægtmålingerne. Nulpunktsbestemmelsen bestemmes som et gennemsnit af målingerne fra ca 11:17 – 11:23.

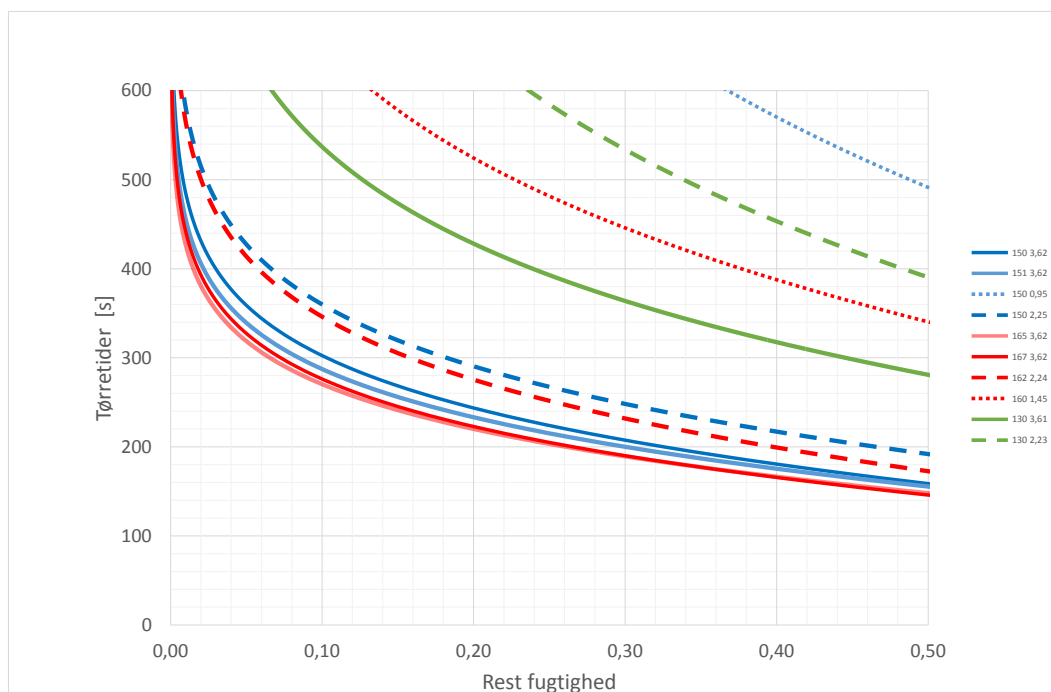
Det ses, at vægten meget typisk stiger ved den anden måling pga. kondensering på det afkølede testemne. Dette kunne muligvis undgås ved at holde emnet opvarmet i perioden, hvor DBDAen stabiliseres på testtilstanden; men på den anden side afspejler det de reelle betingelser rotoren vil opleve i tørre processen, så metoden blev bibeholdt. Herefter aftager vægten eksponentielt mod det nulpunkt der svarer til ligevægten for den aktuelle dampstemperatur. Som tidligere nævnt er den absolutte usikkerhed på målingerne ret stor, hvorfor der benyttes de relative målinger til nulpunktsbestemmelsen ved at tage et gennemsnit ved den ligevægtstilstand der opnås til sidst – i dette tilfælde perioden ca. 11:15 til 11:25, hvorved usikkerheden reduceres til ca 1 g.

Den beregnede restfugtighed er vist i figur 1.11, hvor der er lavet et kurvefit til bestemmelse af tørretiden. Kurvefit består af differencen mellem to eksponentialfunktioner med hver sin halveringstid der beskriver hhv. kondenseringen i starten og den egentlige tørring af emnet. I dette tilfælde var halveringstiden for kondenseringen 49 sek. og mere væsentligt - halveringstiden for tørringen 192 sek. De viste usikkerhedsfaner på punkterne er ± 2 g svarende til hhv. relativ usikkerhed og nulpunktsusikkerhed, hvilket er ret konservativt.



Figur 1.11. Måling af tørring i overhedet damp ved 130°C, halveringstiden for tørringen er ca. 190 sek.

Tilsvarende målinger blev gennemført for værdierne 130, 150 og 165°C for damptemperaturen og damphastigheder på hhv. 1,5 m/s, 2,2 m/s og 3,6 m/s. I hvert tilfælde kunne halveringstiderne bestemmes, og på baggrund af disse data kunne tørreforløbet forudsiges som vist på figur 1.12 som fungerer som en opsamling af alle de målte data for de dynamiske tests. Kondenseringsforløbet er medregnet.



Figur 1.12. Beregnede tørretider som funktion af de to parametre damptemperatur og – hastighed på basis af dynamiske målinger.

Figuren viser, at tørretiden er kraftig afhængig af værdierne så længe de er lave, f.eks. 130 C damptemperatur og 1,5 m/s. Mens afhængigheden er langt mindre når temperaturen overstiger 150C – der er næsten intet vundet ved at gå til 165C. Tilsvarende hvis damp hastigheden er 2,2 m/s er der ikke meget vundet ved at gå til 3,6 m/s. Det skal naturligvis indgå i en helhedsvurdering i det færdige tørrehjul, andre parametre kan vise sig at være mere væsentlige (kapacitet, fysisk størrelse, mm).

Modelling of desiccant wheels regenerated with superheated steam

This section is written by Lorenzo Bellemo, PhD. Student at DTU, Institut for Mekanisk Teknologi

Methods

A desiccant wheel model has been developed from an updated version of a 2D steady state model previously developed at DTU for the conventional case of regeneration with humid air, as presented [1]. This updated version has been implemented in MATLAB and includes the diffusive mass transfer resistance in the desiccant material in contact with humid air, which is proven to be limiting the most important limiting factor to mass transfer [2].

The modeling approach consists in divided the wheel into Control Volumes (CVs) along the circumferential and axial directions, obtaining a 2D computational grid, and compute the gas and solid properties in each CV by applying energy and mass conservation equations. An example of the CV approach is shown in Figure 1.13. for a desiccant wheel with two sections: a dehumidification section (crossed by the process airflow) and a regeneration section (crossed by the superheated steam). Additional purge sections can be added at any location.

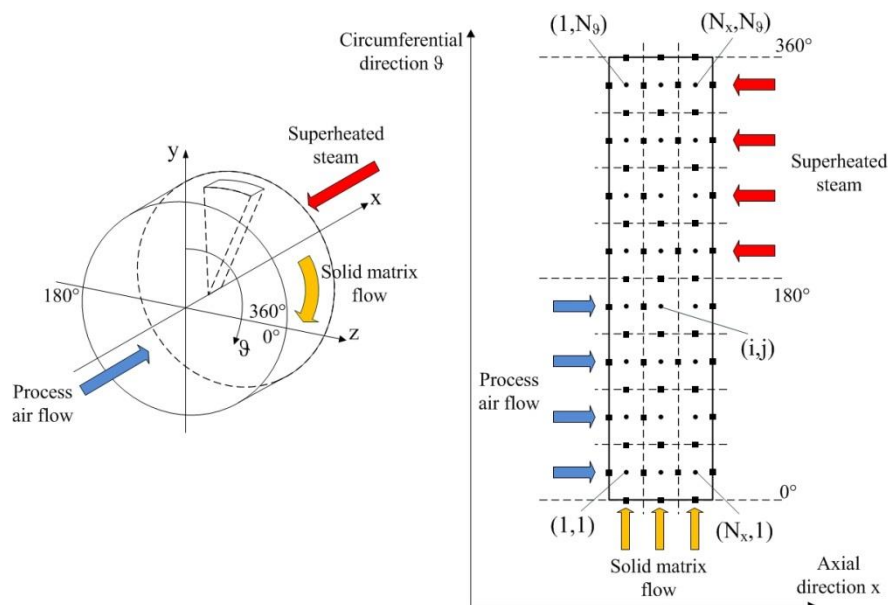


Figure 1.13. CV modeling approach and resulting 2D computational grid

Energy and mass conservation equations for the superheated steam and the desiccant in the regeneration section have been formulated, discretized and implemented in MATLAB for describing

the desorption process. The resistance to diffusive mass transfer in the desiccant in contact with superheated steam is not implemented in the model, i.e. the desiccant water content is dependent solely on the desiccant temperature, accordingly to the equilibrium sorption curve.

No infiltration of air and steam between the sections is included in the model.

Phenomena of condensation, evaporation and adsorption can take place in the regeneration section. These phenomena are undesirable, as they reduce desorption, hence the production of steam. The cause of these phenomena and their implementation in the model are explained in the following.

The use of superheated steam at atmospheric pressure leads to condensation at 100°C, which will occur when the desiccant enters the regeneration section at a lower temperature. Condensation creates a layer of water onto the desiccant, which has to be evaporated before desorption of water from the desiccant can take place. Condensation and evaporation phenomena occur sequentially along the desiccant flow direction at the beginning of the regeneration section within an area that remains inactive in respect to desorption. The inactive area is modeled as a squared box as shown in Figure 1.14. This simplification neglects the temperature gradient along the axial direction, which would cause the inactive area to look as shown on the right of Figure 1.14.

In the modeled inactive area, the desiccant is warmed up to the steam saturation temperature without changing its adsorbed water content, while the steam cools down approaching its saturation temperature. The net heat transferred is the sensible heat required to warm up the desiccant or equivalently cool down the superheated steam, as the latent heat of condensation and evaporation compensate each other. The corresponding steam flow rate can be computed and the size of the inactive area determined, assuming that the average heat transfer coefficient during the whole heat transfer process (sensible heat transfer and latent heat of condensation and evaporation) is so high to not requiring a bigger heat transfer area.

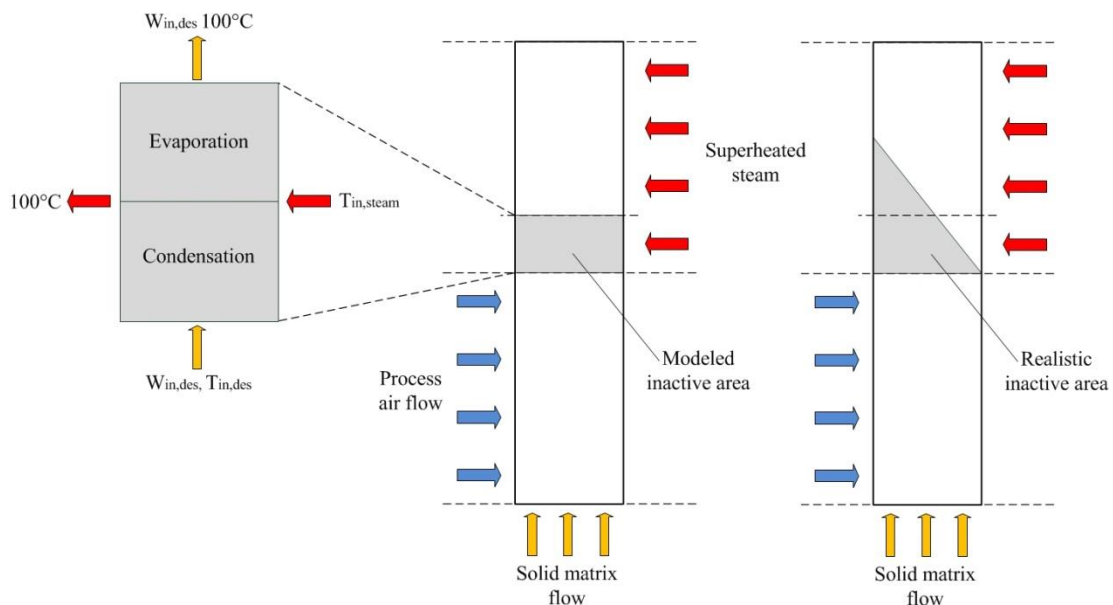


Figure 1.14. Scheme of the inactive area for condensation and evaporation

In the remaining part of the regeneration section, there can be potential for adsorption of steam under some operating conditions, due to the different equilibrium sorption curves of humid air and steam. Equilibrium curves for the pair silica gel-humid air and silica gel-steam are shown in Figure 1.15a. The equilibrium curve for humid air is an isotherm, and it is considered to not vary with temperature, where the desiccant equilibrium moisture content is only a function of the air equilibrium relative humidity. The equilibrium curve for steam is an isobar at atmospheric pressure, and it is plotted introducing the steam Relative Pressure Ratio (RPR) as explained in [3]. As the equilibrium curve for steam is a function of temperature, the correspondence between RPR and equilibrium steam temperature is shown in Figure 1.15.b.

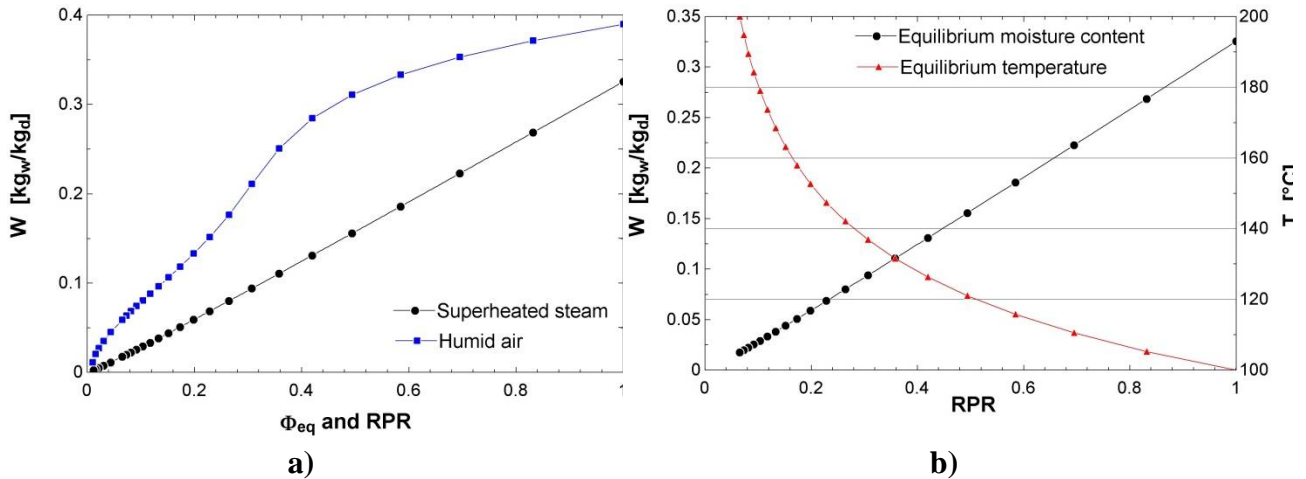


Figure 1.15. Comparison of equilibrium sorption curves for silica gel-humid air and silica gel-steam

The maximum desiccant water content for steam is lower than the maximum for humid air (see Figure 1.15.a). During the wheel operation it is possible to incur into two possible situations:

- 1) The desiccant enters the regeneration section with water content higher than the maximum desiccant water content for steam (at 100°C). In this case there is always potential for desorption, as already steam at 100°C corresponds to a lower equilibrium water content.
- 2) The desiccant enters the regeneration section with water content lower than the maximum desiccant water content for steam (at 100°C). In this case adsorption of steam can occur if the steam temperature is not high enough. As low the entering desiccant water content is, as high the steam temperature needs to be for avoiding adsorption. Steam cools down crossing the regeneration section; hence adsorption is more likely to occur towards the exiting section of the regeneration channels.

As there is an axial gradient of the desiccant water content entering the regeneration section, it is also possible that both situations occur.

In the model, adsorption is not considered, so that the desiccant water content in the whole regeneration section cannot be higher than the entering desiccant water content.

Comparison with experimental data

The wheel tested at COTES is constituted of 4 sections: a process (p) section (face angle 254°), a purge before regeneration (pbr) section (face angle 8°), a regeneration (r) section (face angle 90°) and a purge after regeneration (par) section (face angle 8°). A scheme of the tested wheel is shown in Figure 1.16. The purge sections are named according to the wheel rotation direction, as the desiccant flows across the sections in the order p-pbr-r-par. Air flows in the process and purge sections, while superheated steam flows in the regeneration section.

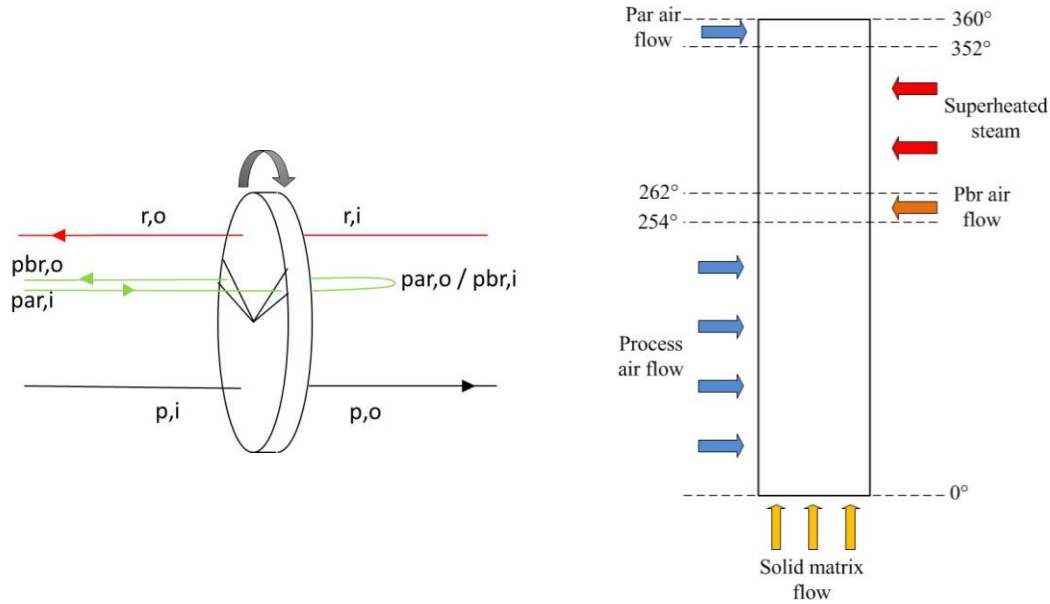


Figure 1.16. Scheme of the tested wheel and corresponding 2D representation, **a)** shows the tested wheel scheme and **b)** a 2D representation.

Data sets from 4 tests were provided by COTES. The amount of steam produced was measured in 2 of these tests, which have been used to compare the results from the model. All tests were carried out with a wheel rotational speed of 12 rph, and par air flow rate of 44 m³/h at the process inlet flow conditions. The remaining input conditions are listed in Table 1.

Test number	$\dot{V}_{p,i}$ [m ³ /h]	$\dot{V}_{r,i}$ [m ³ /h]	$T_{p,i}$ [°C]	$x_{p,i}$ [g/kg]	$T_{r,i}$ [°C]
Test1	3044	1080	22.2	8.8	160
Test2	1861	1272	22.6	15.7	160

Table 1. Process and regeneration inlet conditions for the considered tests.

The outputs from the model are listed in Table 2 and compared with experimental results.

Test number	$T_{p,o}$ [°C]	$x_{p,o}$ [g/kg]	$T_{r,o}$ [°C]	Δx_p [kg/h]	$\dot{m}_{steam,prod}$ [kg/h]
	Exp / Model	Exp / Model	Exp / Model	Exp / Model	Exp / Model
Test1	37 / 36.7	6.2 / 4.5	113 / 109	9.3 / 15.5	10.6 / 15.7
Test2	48.8 / 51	9.2 / 6.3	115 / 109.5	14.2 / 20.6	13.4 / 20.1

Table 2. Comparison of experimental and model results.

The model computes significantly higher process air dehumidification and steam production rates. These quantities are related, as more steam production implies more desorption, hence a higher potential for dehumidification. The absence of moisture diffusion resistance within the desiccant in contact with steam in the model is considered to be the main cause of these differences.

The model also provides information about the purge sections and estimates the size of the inactive area in the regeneration section. These results are presented in Table 3.

Test number	$T_{pbr,i}$ [°C]	$x_{pbr,i}$ [g/kg]	$T_{pbr,o}$ [°C]	$x_{pbr,o}$ [g/kg]	$\alpha_{face,inactive}$ [%]
Test1	134	119	30	10	13
Test2	137	108	32	17	11

Table 3. Additional results from the model.

High temperature and humidity differences are calculated across the purge sections, while the inactive area is less than 15% of the whole regeneration area. The pbr section is fundamental for reducing this area: simulating the model without purge sections indicates that 35% of the whole regeneration section would be inactive. The desiccant water content increases in the pbr section, due to the high moisture content of the inlet pbr flow, hence the par section is fundamental in regenerating the desiccant for maintaining high dehumidification rates in the process section. The importance of the purge sections is further highlighted in Figure 1.17., where the heat transfer rates in the 4 sections of the wheel computed by the model are compared for the 2 tested cases.

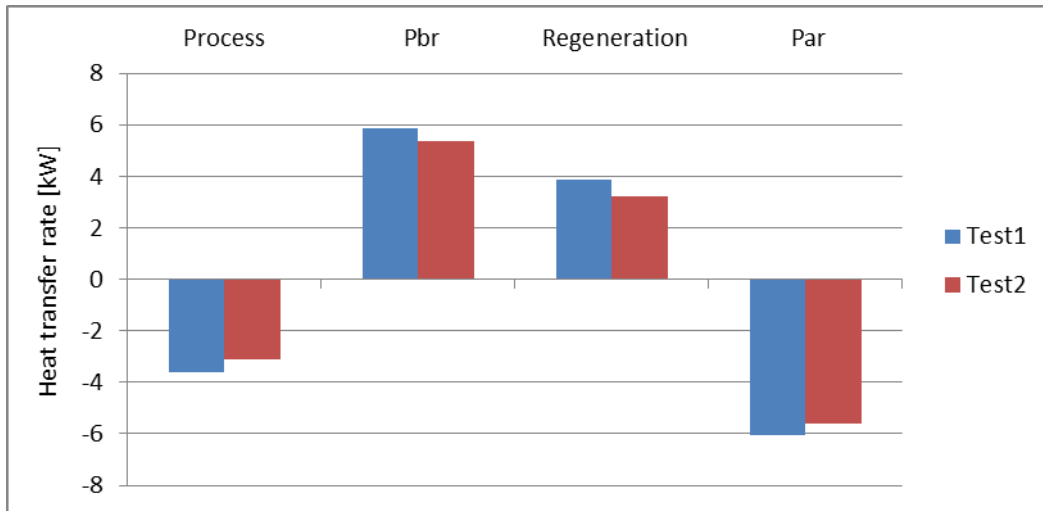


Figure 1.17. Comparison of the heat transfer rates in the 4 sections computed by the model

The computed heat transfer rates in the purge sections are the highest, due to the high temperature and humidity differences across these sections, even though the purge flow rates are the smallest. It is also noticed that the pbr and par heat transfer rates are approximately equal and opposite, as well as the process and regeneration heat transfer rates. The sum of all 4 heat transfer rates is null, indicating the energy balance around the wheel is conserved.

The variations of air and steam temperatures and desiccant water content over the 2D computational grid (refer to Figure 1.16.b) are shown in Figure 1.18. for the simulations of Test1.

High gradients of temperature and water content can be observed in the purge sections.

The inactive area at the beginning of the regeneration section is characterized by constant steam saturation temperature and unvarying desiccant water content in the circumferential direction.

The steam cools rapidly along the axial direction, leading to potential for adsorption in the CVs on top of the inactive area, where only sensible heat transfer between steam and desiccant is computed.

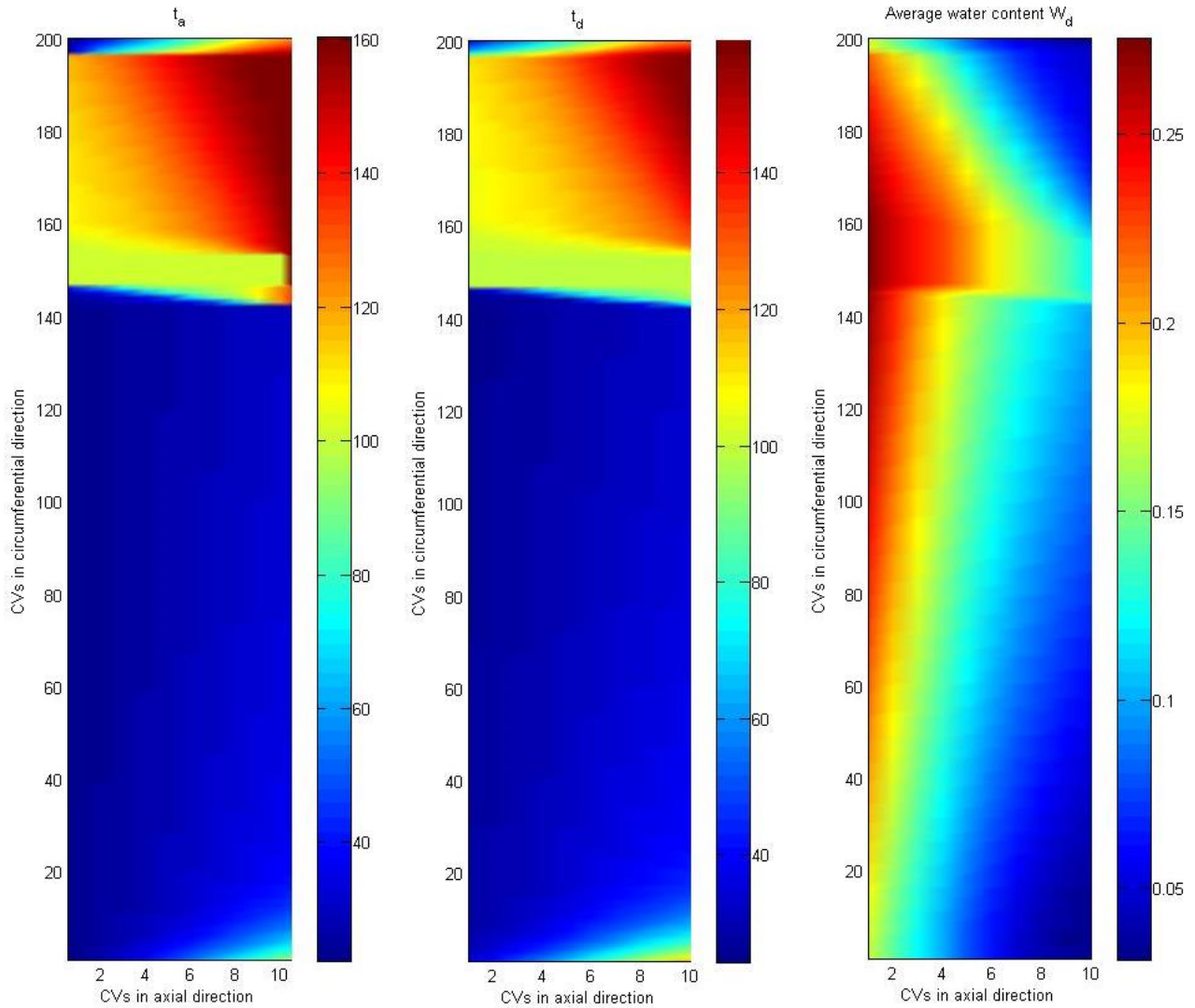


Figure 1.18. Temperature and water content distributions in the 2D computational grid for Test1 **a)** shows the air and steam temperatures and **b)** shows the desiccant temperature and **c)** the desiccant water content.

Impact of steam flow rate on wheel performance

The steam flow rate has an important influence on the wheel performance. It is convenient to express the steam flow rate in terms of the steam velocity on the inlet face of the regeneration section, as it allows comparing wheels with the same face velocity but different diameters.

The influence of the steam flow rate is investigated for a wheel with the dimensions of the tested wheel, spinning at 12 rph, with process inlet conditions of 20°C and 10 g/kg. The results are shown in Figure 1.19.

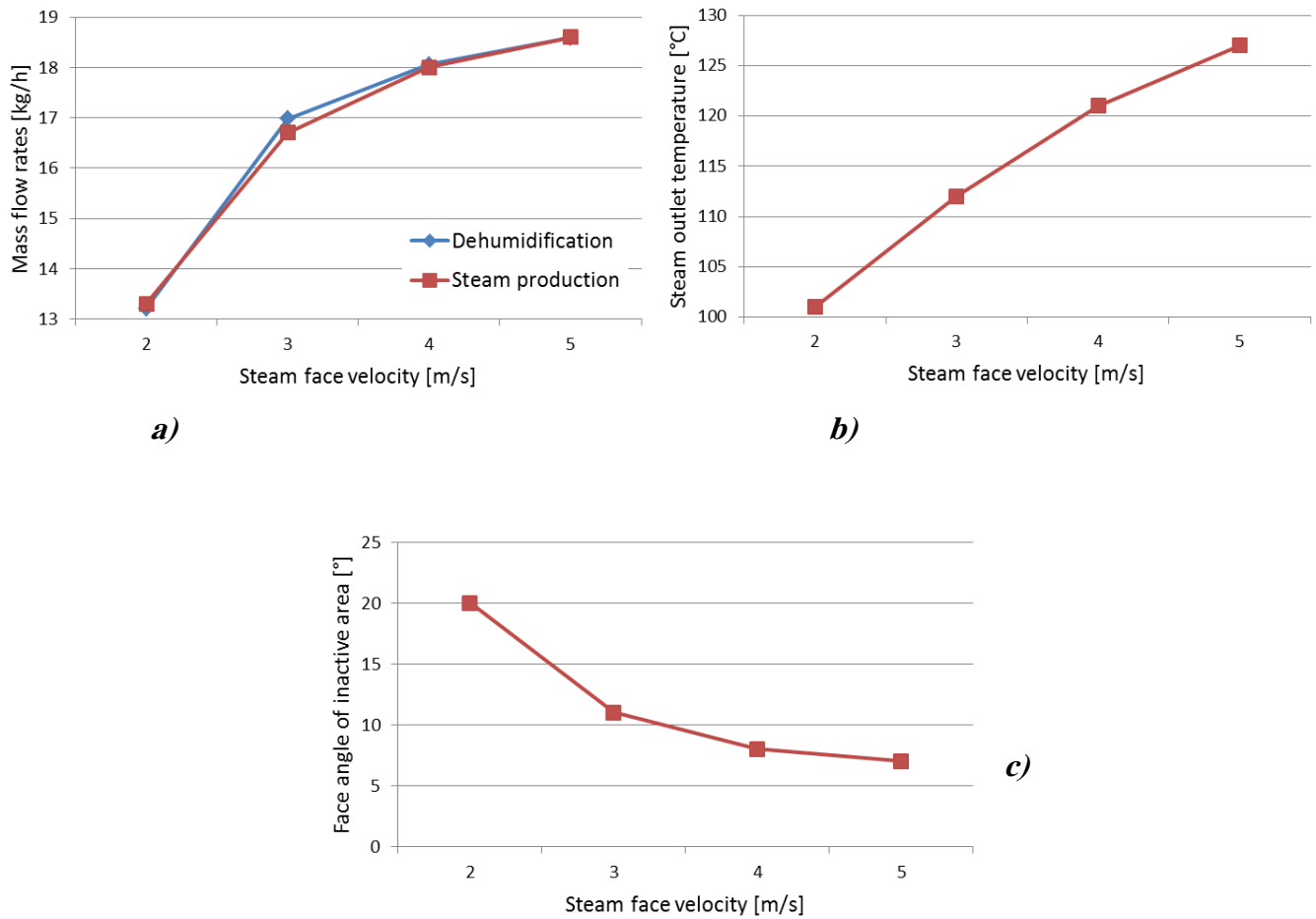


Figure 1.19. Influence of steam face velocity on the wheel performance

Higher steam face velocities lead to higher productions of steam and higher steam outlet temperatures. The dehumidification follows the steam productions as also noticed in the previous simulations, indicating that the purge sections always balance each other. The increase of steam production is not as steep as the increase in the outlet temperature. As expected, the inactive area reduces for higher steam flow rates.

From the detailed results in the simulations it is noticed that there is a great potential for adsorption in the case of steam face velocity of 2 m/s. This can be noticed by the fact that the outlet steam temperature approaches the steam saturation temperature, indicating the steam flow rate is not high enough for warming up the desiccant in at the outlet of the regeneration channels, hence to desorb. Therefore the computed steam production in Figure 1.19.a is expected to be smaller.

Conclusions and recommendations

A desiccant wheel model implementing the regeneration by means of superheated steam at atmospheric pressure has been developed under simplifying assumptions. The model does not consider the diffusion mass resistance within the desiccant in contact with steam, as well as the adsorption of steam in the regeneration section. The condensation and evaporation phenomena are taken into account by defining an inactive regeneration area.

The comparison with experimental data shows that the model overestimates the steam production and process air dehumidification. However the model gives important information about the purge sections. The purge before regeneration has been found necessary to minimize the inactive regeneration area, while the purge after regeneration cools and further regenerate the desiccant. These sections are responsible for the highest energy transfers in the wheel, which are approximately equal and opposite.

A sensitivity analysis on the steam flow rates indicates that it should be kept at sufficiently high values for warming up the whole regeneration section, hence minimizing the adsorption, evaporation and condensation phenomena, which are detrimental for the wheel performance.

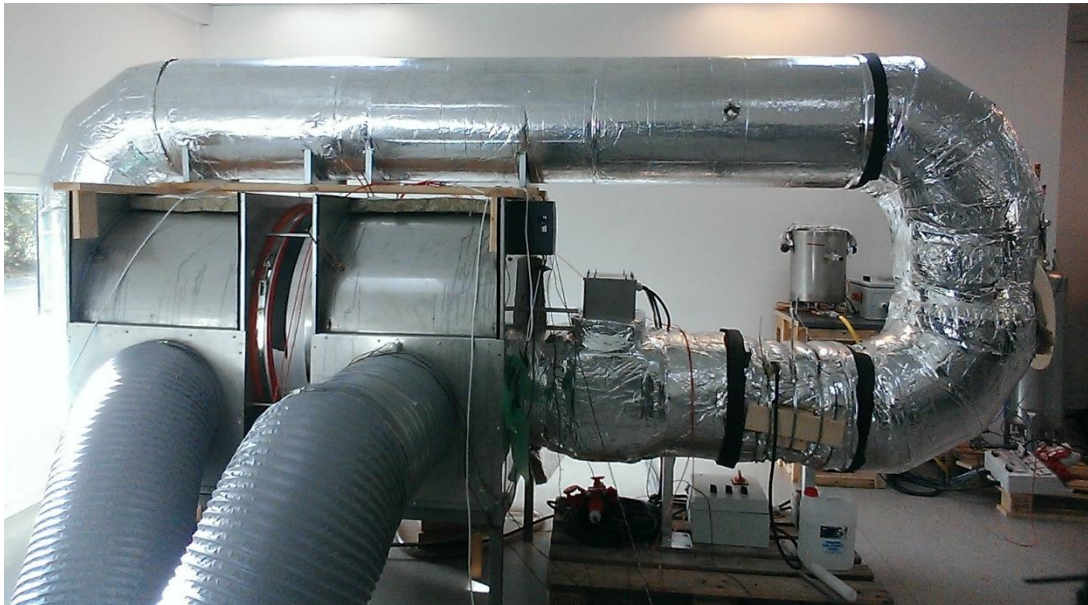
Future work should focus on the implementation of the diffusion resistance, as well as on the implementation of the adsorption, condensation and evaporation phenomena. More complete experimental data should also be gathered to improve the benchmark for the model.

Arbejdspakke 2 – Udvikling af og fuldskalatest af affugter.

Afsnittet er skrevet Rasmus Toftegaard og Jesper Jørgensen Cotes A/S.

Laboratoriesystem

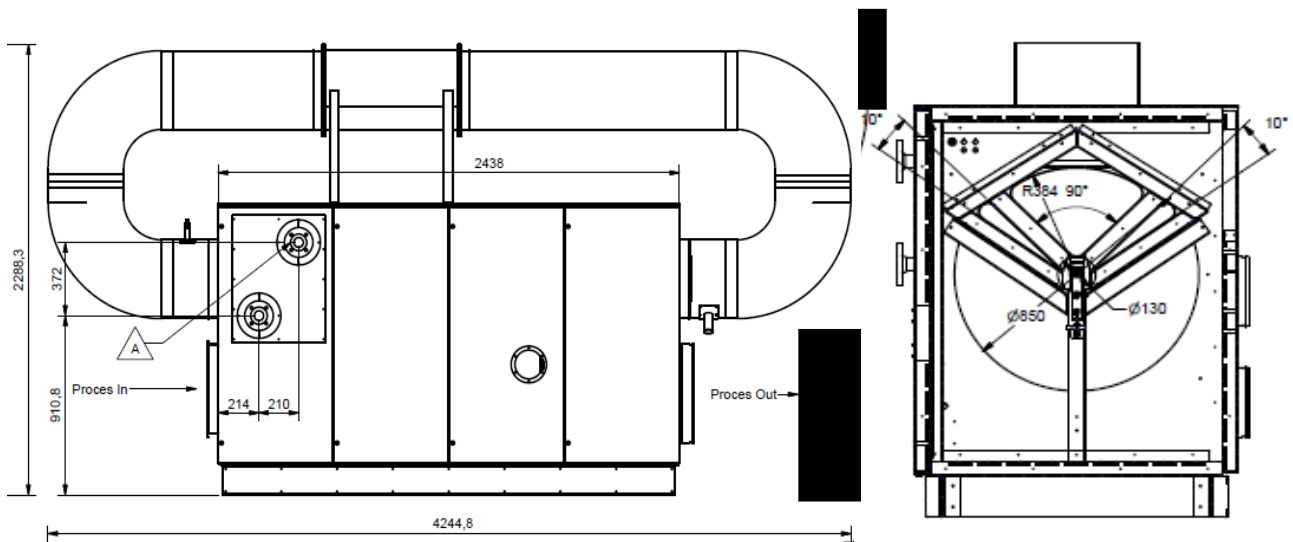
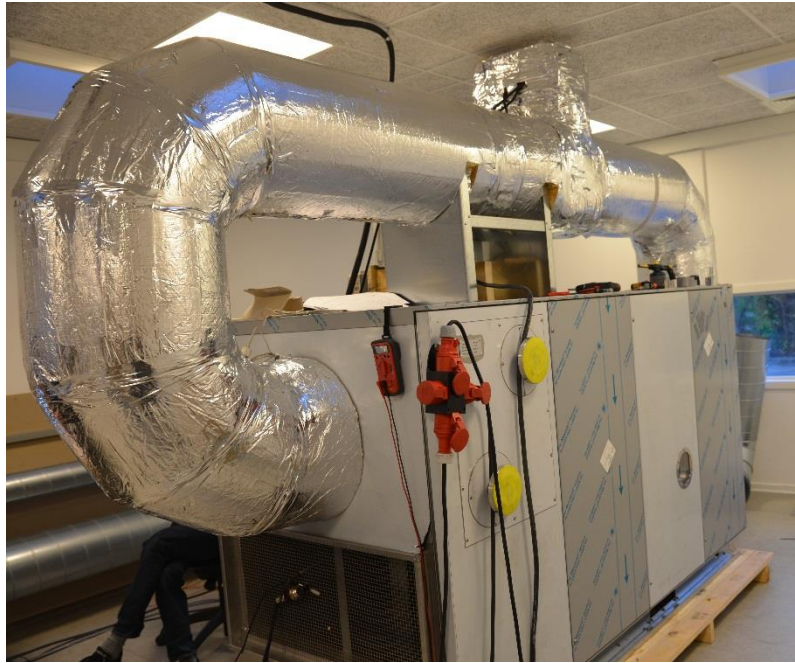
For at kunne foretage forsøg på regenerering af adsorptionsrotorer i overheded damp, er der blevet bygget to prototyper i projektet. Formålet med skabelsen af prototyperne er at få adgang til et laboratoriesystem, hvor der kan foretages målinger til validring af konceptet, både for en isoleret affugtningsløsning, men også så der er mulighed for, at lave målinger på et kombineret system. Laboratorieanlæggets fornemste opgave at vise, om det er muligt at skabe en kontinuert affugtningsproces baseret på regenerering i overheded damp.



Figur 2.1. Billedet viser den første prototype som blev konstrueret i projektet.

Prototypen blev designet med det formål, at kunne regulere affugtningsdelen, purgedelen og regenereringsdelen fleksibelt, ved at flytte deleplader på hver side af rotoren. Det konstateredes, at det valgte fleksible design gav anledning til, at dampsystemet lakkede i luftsyste­met og omvendt. Det var derfor umådeligt kompliceret, at skabe et virksomt system ligesom det var meget vanskeligt at opnå en mættet dampatmosfære i dampkredsen. I denne prototype var det ikke muligt at opnå et dugpunkt på dampkredsen på mere end 64° C, hvor et mættet dampsystem vil have et dugpunkt på 100° C.

Efter at have gjort erfaringer på denne prototype, blev det besluttet at fokusere på tætningerne særligt mod rotoren, samt at sænke kompleksiteten af anlægget. Der blev derfor bygget endnu en prototype i standard COTES kabinet med fast inddeling af affugtningsdel, purge og regenereringsdel.



Figur 2.2. viser et billede (øverst) af den anden og fungerende prototype samt (nederst) en tegning af maskinen samt inddelinger af rotoren i de forskellige sektioner

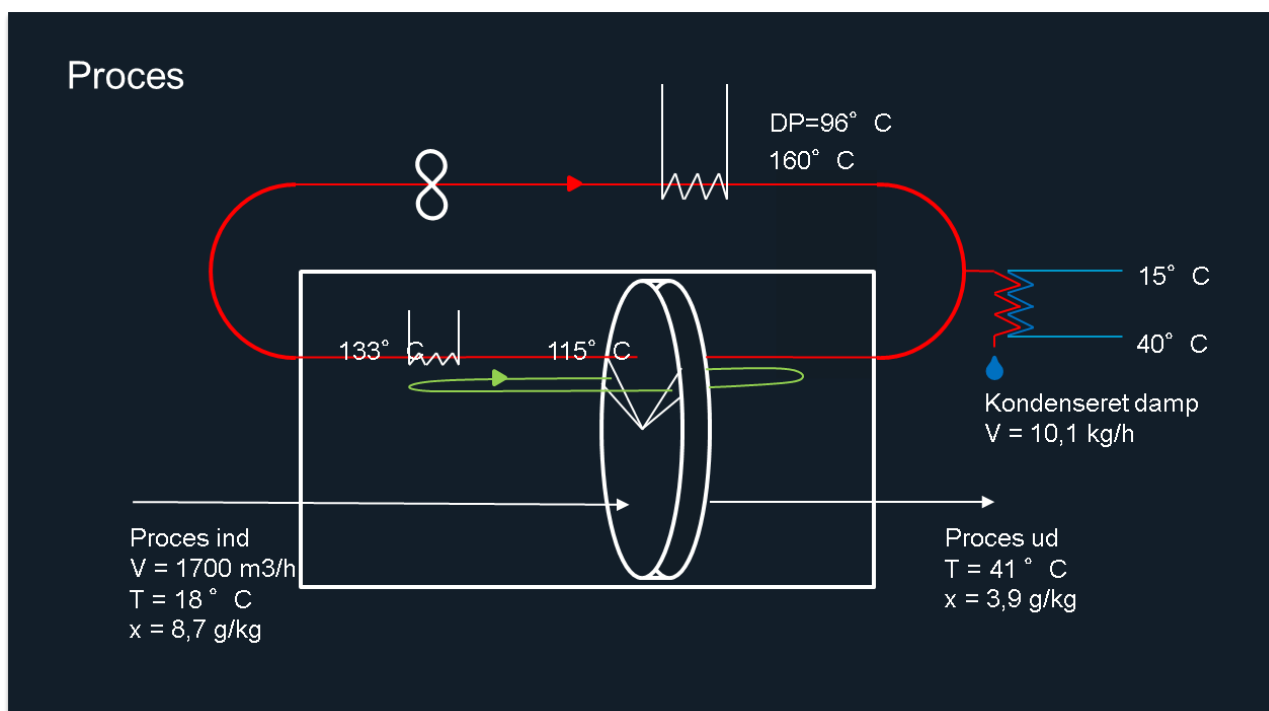
Den seneste prototype muliggør at opbygge damp i dampkredsen med et dugpunkt på 97°C , hvilket må konstateres, at være meget tæt på et mættet dampatmosfære med et dugpunkt på 100°C . I det følgende afsnit beskrives de målinger, som er fortaget på den viste prototype. Der er vedlagt et procesdiagram i bilagene, hvor de enkelte målepunkter og komponenter er beskrevet. Der er fortaget talrige målinger, også flere målinger end det er formålstjenende at vise i denne rapport. I figur 2.3, kan man se et eksempel på, hvilke værdier, som er blevet målt.

Det vurderes, at en af grundene til, at den 2. prototype har været succesfuld er, at der er udviklet et purge-system til adskillelse af dampsystemet fra tørluftsysteme (mere herom senere) samt der er blevet udviklet specielle pakninger, som giver en hidtil uset tætning mod rotoren. Det nye

pakningssystem kan laves uden bøjninger og huller, hvilket giver minimale lækager fra damkredsen til tørluftsystemet.

I systemet er der monteret en vandkølet pladevarmeveksler, hvor den dannede damp kan kondenseres. Denne varmeveksler benyttes til at konstatere, at massestrømmene af vand stemmer overens samt til at bedømme, hvor stor en indflydelse en eventuel luftinfiltration er for evnen til at kondensere vand.

Den fremtidige plan er, at dampudtaget skal tilsluttes til en luftveksler og kondenseringsenergien fra dampsystemet skal benyttes til opvarmning af processtrømmen. Dette forsøg har endnu ikke være gennemført.



Figur 2.3. viser en repræsentativ måling på systemet. Generelt, viser målingerne gode masse og energibalancer med en afvigelse på mindre end 8 %

Mål for test

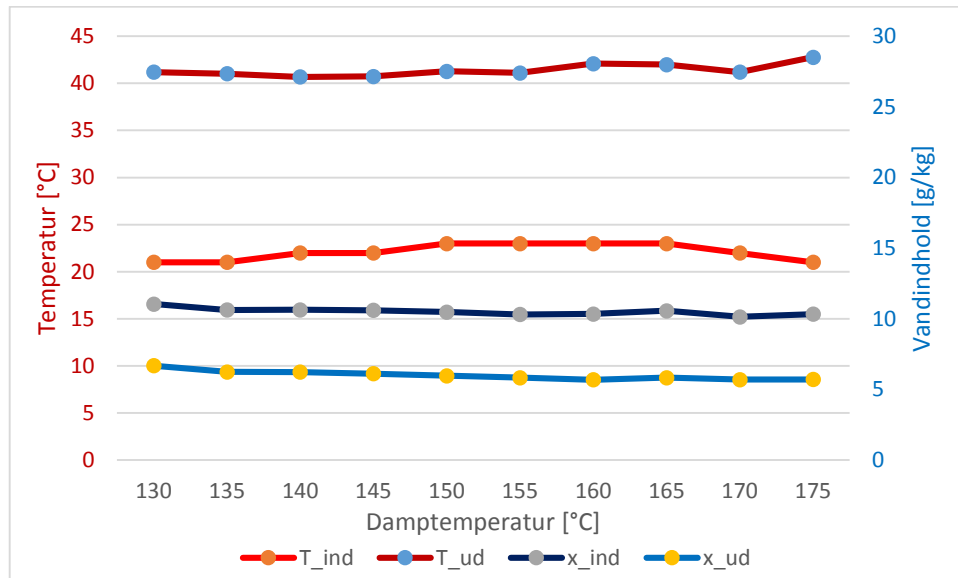
Der er opsat fem forskellige parametre, som ønskes undersøgt ved test af anlægget i fuld skala. Der er afsat et ekstra punkt til øvrige relevante observationer i løbet af testperioden. Nedenfor er de seks punkter angivet i en rækkefølge som tilsvarende de følgende kapitler.

1. Kapacitet ved varierende damptemperaturer
2. Fordele og ulemper ved anvendelse af purge
3. Test af forskellige adsorptionsmaterialer
4. Analyse af infiltration internt i systemet
5. Validering af beregningsmodel
6. Øvrige relevante observationer

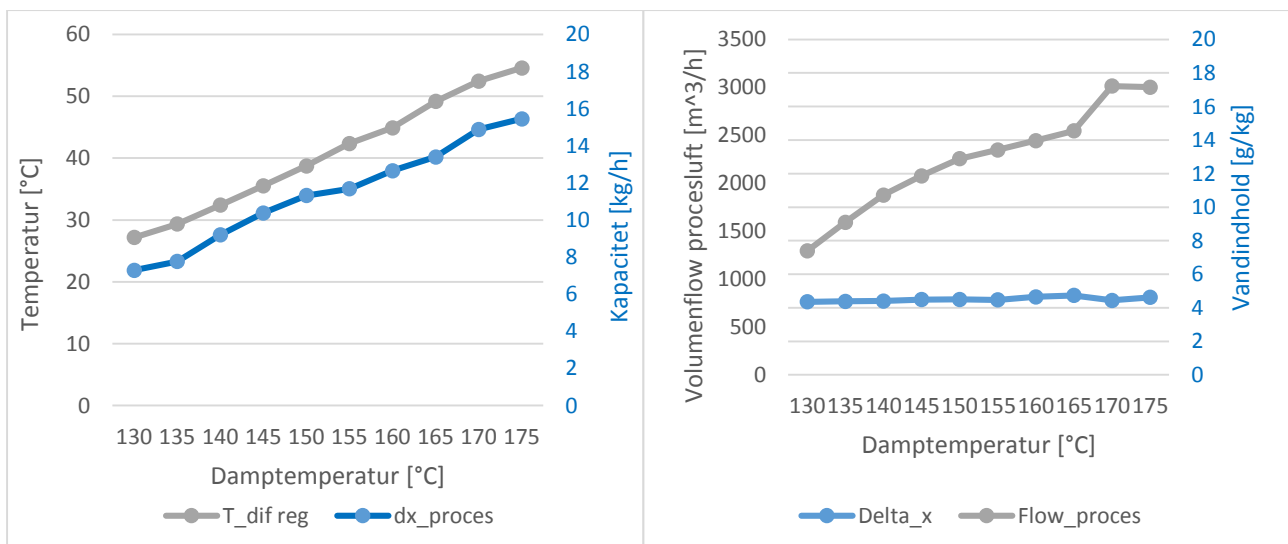
Kapacitet ved varierende damptemperaturer

Alle parametre holdes, så vidt muligt konstante, mens kun damptemperaturen varieres i intervallet 130-175° C. Det forventes, at kapaciteten af anlægget varierer alt efter regenereringstemperaturen. Da det er mere energikrævende, at udføre en dybdetørring forsøges det at holde Δx konstant, ved at regulere procesflowet. Ved en dybdetørring forstås en proces hvor der fjernes en meget stor vandmængde fra en lille mængde luft.

Det er lykkedes fint at skabe ensartede ind- og udgangstilstandene på procesluften, hvilket fremgår af følgende figur.



Figur 2.4 viser målinger ved forskellige regenereringstemperaturer hvor de resterende målinger parametre er forsøgt holdt konstant ved at variere procesflowet.



Figur 2.5. Figuren viser kapacitet ved forskellige regenereringskapaciteter, samt det flow som giver det stabile output som vist i figur 2.4. Til venstre vises kapacitet og temperatur og til højre vises forskellen mellem ind og udgangsfugt.

En stigende damptemperatur resulterer i en stigende temperaturdifferens over rotoren, hvilket indikerer, at kapaciteten er stigende. Ved udregning af kapaciteten er det i øvrigt tydeligt at se en sammenhæng mellem kapacitet og temperaturdifferens over rotoren. Diagrammen til højre angiver procesflow'et ved den enkelte måling sammen med Δx , som er forsøgt holdt konstant.

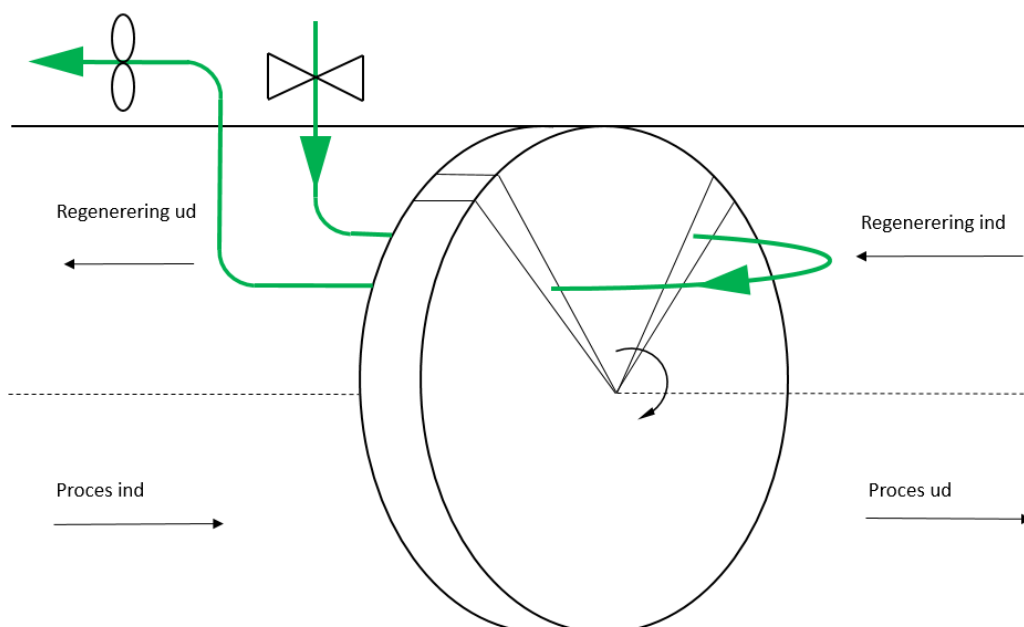
Rollen af purgesystemet

Målingerne i det følgende er foretaget med en damptemperatur på ca. 160° C

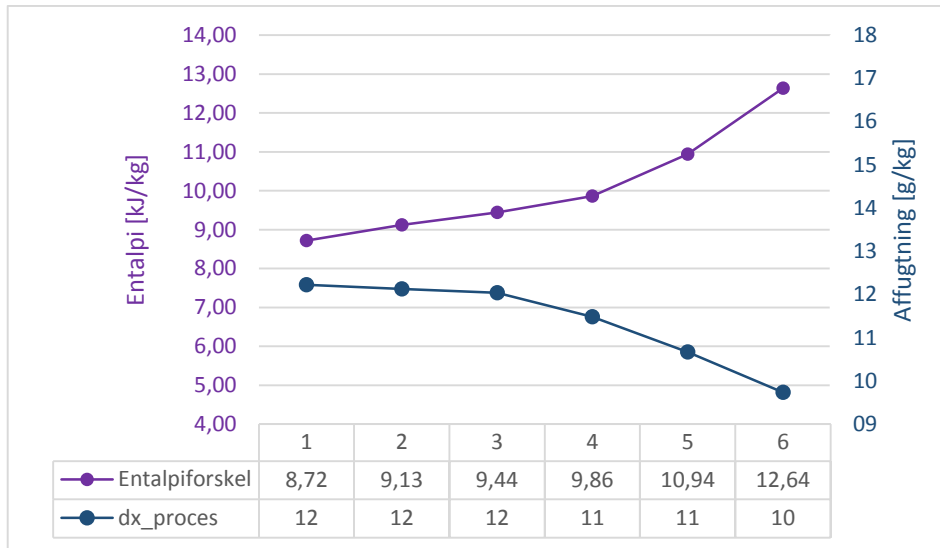
Purgen er blevet implementeret i anlægget af flere årsager. I Purge 1 har man muligheden for at kunne forvarme rotoren før den drejer ind i regenereringskredsen. Purge 2 har til formål at blæse porrerne i rotoren fri for damp før proces-siden tilgås, for at undgå at befugte procesluften med damp. Derudover benyttes purgekanalen til at suge eventuel lækage ud af systemet for at undgå infiltration de forskellige zoner imellem.

Indledende forsøg til anskuelse af purgens effekt

I teorien bør affugtningsprocessen foregå ved tæt på konstant entalpi. Entalpiforøgelse under affugtning er et udtryk for en "unødvendig" energiforøgelse af procesluften. Denne entalpiforøgelse kan i fugtig luft bestå af enten en unødigt temperaturstigning eller vandindholdsforøgelse. I tilfælde af, at der forekommer infiltration pga. lækage mellem proces- og regenereringsiden, vil der ske en betydelig entalpiforøgelse på procesluften. For at undersøge dette beregnes entalpien på procesluften på baggrund af målinger foretaget ved varierende brug af purge. På indgangssiden af purgen er der placeret et spjæld, som fra måling 1-5 varieres fra åbent til lukket. Ved måling 6 er spjældet lukket og purgeventilatoren slukket. I relation til brugen af purgen er det specielt interessant at kende til, om entalpiforøgelsen skyldes en forurening i form af damp. Derfor måles affugtningskapaciteten samtidigt. En illustration af purge-kredsen samt resultatet af de 6 målinger er vist nedenfor.

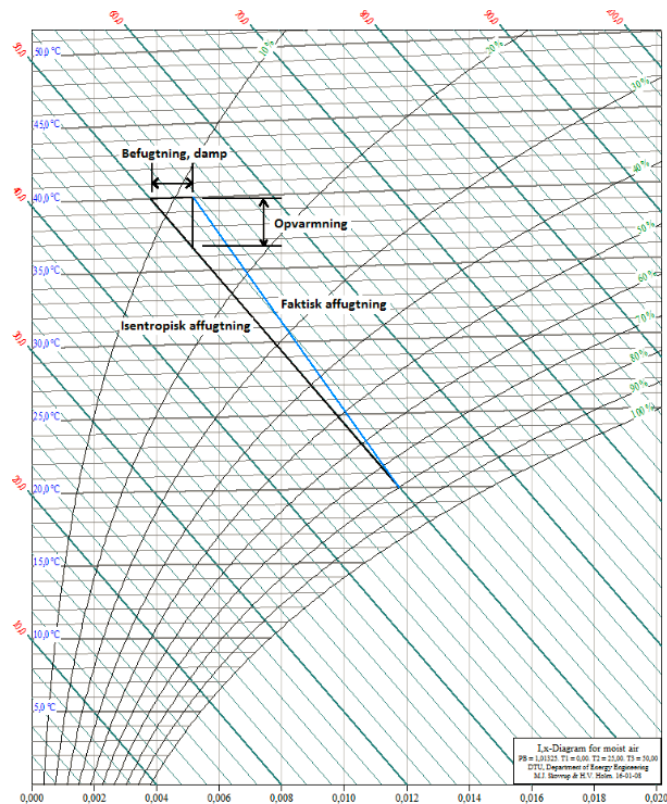


Figur 2.6. viser opsætningen af purgesystemet.



Figur 2.7. viser entalpiforskellen mellem proces ind og ud. Dvs. et mål for den ekstra energi som overføres fra reg. kredsen til proceskredsen. Dette energibidrag vises sammen med kapaciteten af affugtningen.

Ved sammenligning af måling 2 og 6 fremgår det, at procesluften ved måling 6 forøges med 3,45 kJ/kg mere end ved tilfælde 2. Denne forøgelse kan jævnfør molliers diagram svare til op mod 1,5 g/kg alt efter temperaturforøgelsen. Forskellen mellem de to vandindhold er i dette tilfælde 1,3 g/kg.



Figur 2.8. viser en sammenhæng mellem lækager og den ekstra entalpi forskel mellem proces ind og ud.

Konklusion: Der er en tydelig sammenhæng mellem anvendelse af purge og entalpiforøgelsen i procesluften. Det lader til, at denne energitilførsel skyldes tilførsel af den varme vanddamp, eftersom der både sker en forøgelse i temperatur og vandindhold. Purgekanalen er med andre ord ikke overflødig for systemets ydelse.

Forskellig anvendelse af purge

Purgen kan anvendes på mange forskellige måder, som kan medføre både fordele og ulemper for anlæggets drift. I det følgende undersøges det, hvordan purgen bør anvendes for at skabe så god en effekt som muligt. Overordnet er målet at finde en passende balance af flow og undertryk i purgen, som er de to ting der varieres i denne test. Det er ønskeligt at opsamle alt lækage uden at fremme den og dermed fjerne energien fra anlægget.

Et afgørende formål med purgen er, at ”rense” rotoren for damp mellem regenererings- og processiden. I et lækagefrit system bør det derfor kun være nødvendigt at suge rotoren fri for damp. For blot at suge porrerne fri for damp kræves kun et meget lille flow på godt 1 m³/h af friskluft gennem purgen. Det viser sig imidlertid, at regenererings- og proces-zonen ikke holdes adskilt ved at forsøge at skabe et sådant flow. Dette er formentligt et resultat af, at zonerne ikke er pakket tilstrækkeligt tæt omkring rotoren. Ved indbygning af en variabel ventilator i purge-kanalen forsøges det, at opretholde et meget lille flow. Dette medfører, at der opstår et lille overtryk på indgangssiden af purgen (lukket spjæld), hvilket opstår i kraft af lækage mellem de forskellige zoner. Både procesluften og regenereringsdampen er i overtryk omkring purge-kanalen. Ved åbning af spjældet står der damp ud af røret. Der er med andre ord en betydelig lækage mellem damp og purgezonen. Ydermere forventes yderligere lækage at forekomme mellem proceszonen og purgezonen. Flowet, som leveres af purgeventilatoren skal derfor svare til dampmængden i den varme purge plus summen af lækager omkring purgen. For at sikre dette, indstilles ventilatoren på en frekvens, som medfører et beskedent undertryk på indgangssiden. Flowet ønskes samtidigt begrænset – derfor holdes spjældet næsten lukket. Hvis der opretholdes et lille undertryk på indgangssiden, er vi sikre på, at der er et tryk i purgen, som er lavere end de omkringliggende zoner, hele vejen igennem kredsen.

Omvendt er det heller ikke interessant at skabe et unødigt undertryk i kredsen, da man derved risikerer, at suge dampen ud af regenereringskredsen. Al den energi/damp som man udtager via purgen, reducerer genvindingspotentialen for systemet. Derfor gælder det om at begrænse gennemstrømningen så vidt muligt i purgen og, om muligt, afsætte energien fra den varme purge (2) og lækager i den kolde purge (1) før luften udblæses. Et undertryk indbyder til øget lækage mellem zonerne, hvilket resulterer i et øget flow, som altså hentes fra procesluften og regenereringsdampen. Dette fænomen verificeres ved udførelse af testen, hvor genvindingspotentialen et faldende ved stort undertryk.

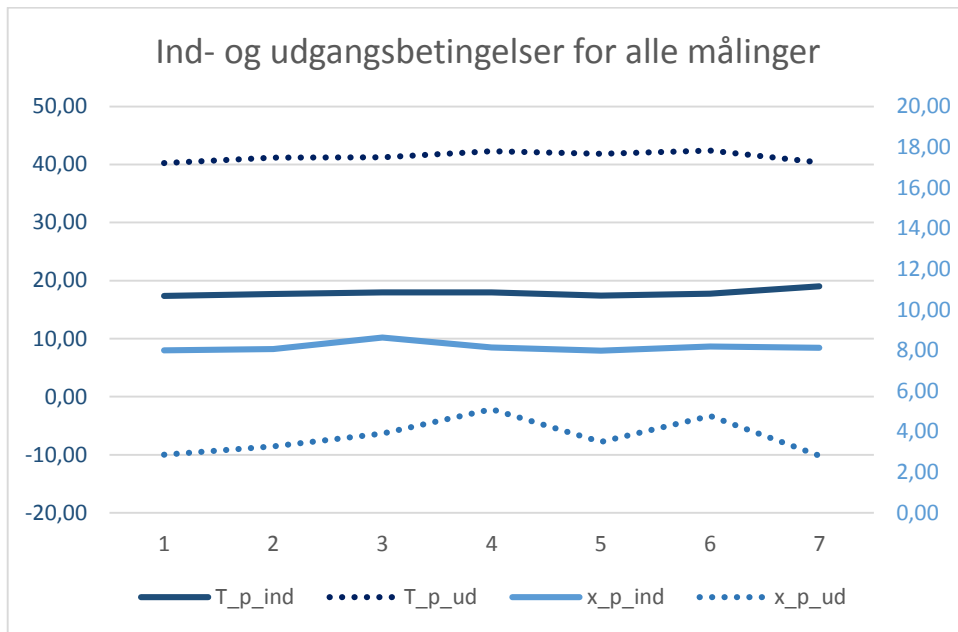
Det undersøges først, hvordan purgen bør anvendes for, at opnå det bedst mulige resultat. Dernæst vurderes det, hvorvidt der er tale om en nødvendighed for systemet. Prototypen udsættes for en konstant driftssituation mens purgen varieres i henhold til følgende 7 målinger:

1. **Flow på purge**, hvor spjæld er 70% åbent
2. **Undertryk i purge**, hvor spjæld er helt lukket
3. **Stor cirkulation af purge** med ventilator, hvor spjældet er helt åbent
4. **Fri cirkulation af purge** uden ventilator, hvor spjældet er helt åbent
5. **Lille cirkulation af purge** med ventilator, hvor spjældet kun er meget lidt åbent

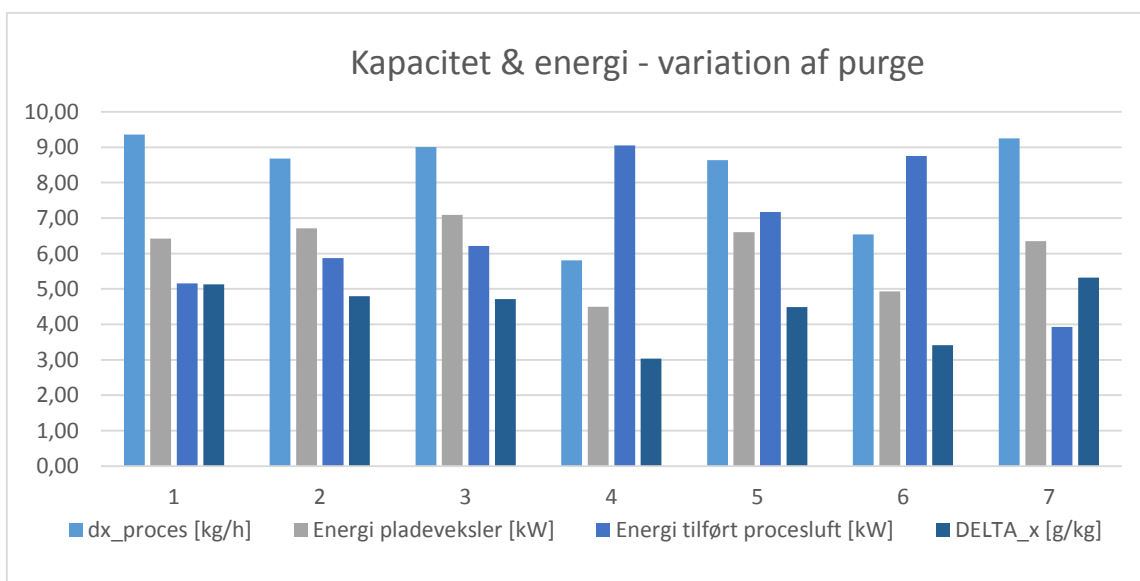
6. **Stillestående purge**, hvor ventilator er slukket og spjældet helt lukket

7. **Frekvensstyret ventilator**, indstillet til at opretholde et lille undertryk på indgangssiden samtidigt med at flow'et er begrænset mest muligt med kun en lille åbning på spjældet.

Følgende diagrammer viser ind- og udgangsbetingelser samt resultatet af de syv målinger. Kapaciteten af anlægget bestemmes samtidigt med at energigenvinding og forurening for de pågældende situationer beregnes på baggrund af målingerne. Det fremgår tydeligt af figuren, at der er en direkte sammenhæng mellem alle tre værdier på tværs af alle målinger.



Figur 2.9. Oversigt over ind og ud-tilstande for målinger på purgesystemet.



Figur 2.10. Figuren viser kapaciteten, energien/enthalpien tilført proces, ΔX og hvor meget energi der kan genvindes ved at kondensere dampen i pladevarmeveksleren.

Jo mere energi, der bliver tilført procesluften, desto mindre bliver genvindingspotentialer. I kraft af, at energien genvindes fra dampkredsen Samtidigt fremgår det også af figuren, at anlæggets kapacitet falder i takt med en stigende forurening. Det vil altså sige, at infiltrationen har negativ indflydelse på to helt afgørende succesparametre: Kapacitet og genvindingspotentialer.

Vurdering af de enkelte situationer og bestemmelse af den mest optimale

- **4 og 6 udelukkes:** Det tyder på, at proces-luften i højere grad bliver infiltreret med damp i situation 4 og 6 end de øvrige tilfælde. Dette viser sig i kraft af en entalpiforøgelse på procesluften, som skyldes både højere vandindhold og temperatur sammenlignet med øvrige målinger. Begge ting kan skyldes, at en smule damp tilgår proces-luften. Tendensen kan ses både i kraft af en mindre kapacitet og en forøget entalpiforskel i forhold til øvrige målinger.
- **1 udelukkes:** I situation 1 er energien på pladeveksleren relativt lille i forhold til den fjernede vandmængde. Dette er et resultat af, at den energirige purge-luft blæses ud af systemet.
- **2 udelukkes:** Forskellen mellem 2 og 3 ligger i energien på pladeveksleren. Situation 2 resulterer i en anelse mindre energi end 3, hvilket formegentlig skyldes, at denne mængde bliver suget ud af purge frem for bevaret. Den energimængde, som bliver fjernet fra systemet via purgen bliver altså fjernet fra regenereringskredsen.
- **5 udelukkes:** Situation 5 medfører en mindre affugtningsmængde og end mindre mængde opsamlet kondensat samtidigt med, at entalpiforskellen er øget. Dette skyldes formentlig, at denne situation kan betragtes som en blanding af situation 3 og 6
- **3 udelukkes:** I situation 7 opnår man en større kapacitet og mindre energitilførsel i proces-luften sammenholdt med situation 3. Det er i øvrigt værd at bemærke, at der i situation 7 opnås en smule lavere vandindholdsniveau på udgangssiden af procesluften.
- **7 anbefales:** Det lader til, at det er en fordel at tilpasse ventilatoren til systemet. Dermed kan man bedst muligt afstemme flow og undertryk til at matche størrelsen af de lækager der forekommer.

Specielt de to tilfælde, hvor der ikke anvendes ventilator afviger væsentligt fra de øvrige. Det lader dermed til, at purgen er en fordel uanset om luften cirkuleres eller bortledes. Det nuværende design af purgesystemet giver mulighed for kondensering i kanalsystemet. Dette er ikke ønskværdigt og der vil i fremtidige designs blive foretaget ændringer som modvirker dette.

Konklusion: Man må sige, at det er en stor udfordring at tætne de to zoner tilstrækkeligt fra hinanden. Det betyder, at purgen er betydelig. Der bør anvendes purge for at forøge den fjernede vandmængde i procesluften samtidigt med at forøge genvindingspotentialer. Den driftssituation, som opfylder disse kriterier bedst muligt er situation 7, hvor ventilatoren er indstillet til at opretholde et let undertryk samtidigt med et begrænset flow. Det bør dog bemærkes, at man i et system uden eller med mindre lækage ikke nødvendigvis har samme behov. Det er vanskeligt at afgøre purgens nødvendighed, såfremt man har fuld kontrol over lækagen, på baggrund af disse tests.

Optimering af purge

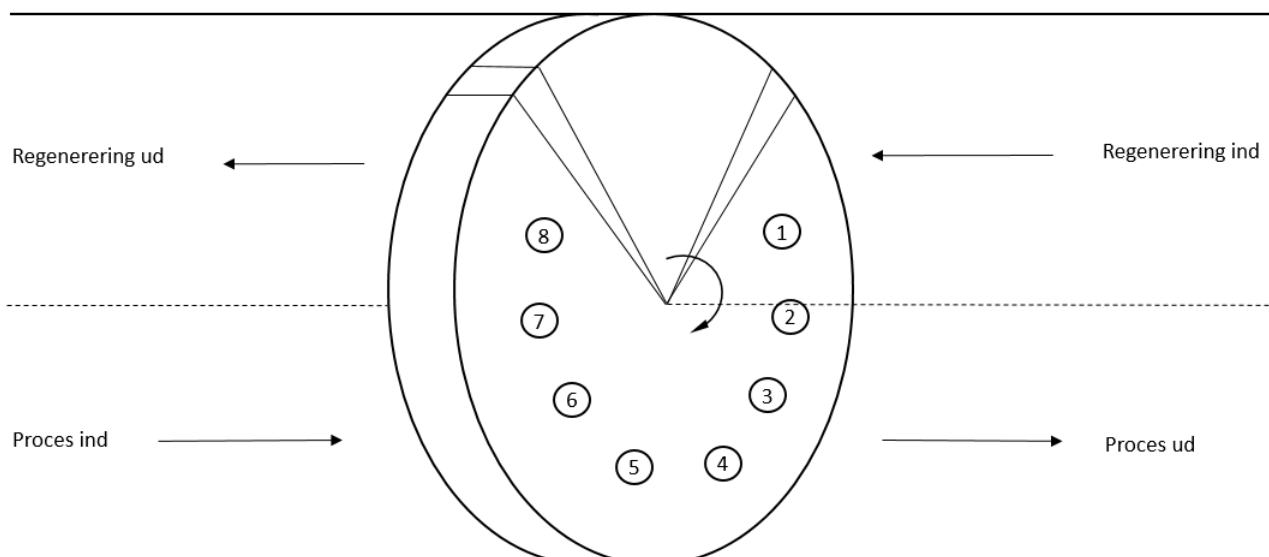
Hvis man betragter rotoren isoleret set formår purgen, at dække hele grænseområdet mellem zonerne. Hvis man derimod betragter systemet fra afgangssiden af procesluften, bør man bemærke, at der kan forekomme lækage direkte mellem regenerering og proces. Denne lækage bliver selvsagt ikke bortledt af purgekanalen. I løbet af testperioden blev der i øvrigt observeret en dampfane netop i dette område. Ved at forbinde purge 1 og 2 på en måde, som omslutter regenereringszonen kan dette problem muligvis reduceres.

Fordele og ulemper ved anvendelse af purge

Fordele	Ulemper
Reducering af infiltration ⇒ Øget genvindingspotentiale ⇒ Øget kapacitet, procesluft	Genvindingspotentiale kan reduceres, da man risikerer at suge unødigt damp ud af systemet
	Komplicering af anlæg
	Merpris
	Øget risiko for kondens i systemet, hvilket kan være kritisk ift. hygiejne mm.

Analyse af infiltration internt i systemet

For at kunne vurdere infiltrationen i systemet måles luftens tilstand (T, x) lige efter rotoren er passeret. Der midles over 8 målepunkter jævnt fordelt over rotoren, da rotorens ydelse ikke er ens over hele overfladen. De 8 punkter antages at være repræsentative for systemets funktion uden infiltration. Ved at sammenligne middelværdierne med tilstanden i afkaststrøret kan der dermed estimeres, hvor kraftig infiltration der forekommer.



Figur 2.11. Viser, placering af målepunkter på bagsiden af rotor, dvs. der hvor den tørre luft slipper rotoren.

De målte værdier fra en vilkårlig test er angivet i tabellen nedenfor. For at kunne midle over de 8 punkter, bør man have en forventning om, at hvert punkt er repræsentativ for sin andel af rotoren. Da rotorens kapacitet varierer meget på det første stykke risikerer man, at punkt nummer 1 ikke bliver repræsentativt for arealet. Af samme årsag beregnes der for en sikkerheds skyld en middelværdi både med og uden punkt 1, for at opsnappe eventuelle fejlmålinger. I det viste eksempel lader alle målinger til at være i orden.

Målepunkt	Temperatur [°C]	Vandindhold [g/kg]
Proces ind	22,6	15,2
Proces ud	48,8	9,24
1	87,6	3,1
2	61,1	4,8
3	52,1	6,2
4	47,0	6,3
5	43,8	8,3
6	42,1	9,3
7	40,6	9,5
8	39,9	10,0
Rotorscan 1-8, middel	51,8	7,2
Rotorscan 2-8, middel	46,6	7,8

I forsøgsperioden foretages målinger kontinuerligt under varierende konditioner. Nedenstående diagram antyder en væsentlig infiltration på alle tidspunkter. Infiltrationen viser sig i kraft af forskellen mellem måling umiddelbart efter rotoren (uden infiltration) og i afgangsrøret (med infiltration). Infiltrationen kommer i nogle tilfælde op omkring 4 kg/h.

Årsag til infiltration

Som nævnt under kapitel 2 er det vanskeligt, at isolere de forskellige zoner fra hinanden. Det forventes derfor, at infiltrationen opstår direkte mellem regenereringskredsen og proceskredsen. Derfor forsøges det, at lave en slags hjælpetragt til at guide procesluften på rette vej, samtidigt med at der skabes et tomrum mellem regenerering og proces. Dette tomrum kan man suge fra vha. purgen eller selvstændig ventilator for at fjerne lækagen. En sådant tomrum implementeres 15. december 2015. Efter at have isat de nye pladedele til at skabe dette tomrum udsættes FØNIX for en tilsvarende driftssituation, som er målt tidligere foruden skillevejgen. De første test indikerer meget begrænset eller ingen forskel.

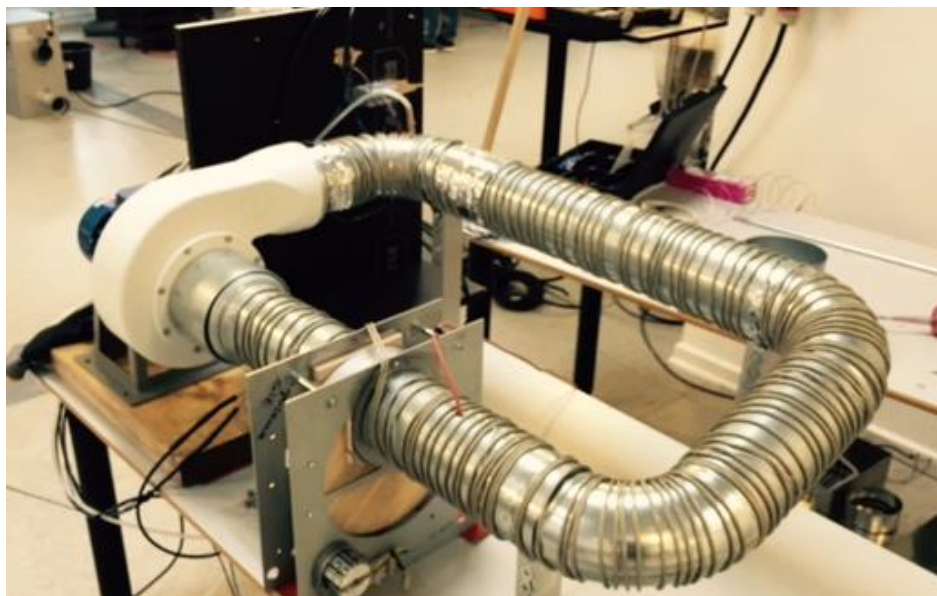
Det bemærkes, at kondenseringen i purge-kanalen begrænses/undgås, hvis man gennemstrømmer purgen med luft, som udtages fra det nye tomrum mellem regenerering og proces.

Øvrige relevante observationer

Duelighed over tid

Eftersom rotoren i dette anlæg bliver belastet på en hidtil uset måde er det væsentligt at vurdere, om rotoren yder ens over en længere periode. I testperioden har affugteren været aktiv i godt 600 timer, hvorefter det nu kan konkluderes, at rotoren ikke har ændret sig mærkbart. For at sikre at rotoren ikke

ældes u hensigtsmæssigt er der, ud over målinger på laboratorieanlægget, blevet foretaget målinger på et accelereret levetidstestsanlæg.



Figur 2.13. Figuren viser det eksperimentelle setup som er blevet anvendt til at levetidsteste rotoren. Der er yderligere tilført en procesventilator og isolering.

Anlægget består af en 22 cm rotor og en overhedet dampkreds, hvor der kontinuert tilføres damp for at sikre, at eventuelle utætheder overvindes. Dampen genereres ved at tilføre vand til regenereringskredsen, som er omviklet med varmetråd og vandet fordampes herved. I anlægget udsættes rotoren kontinuert for henholdsvis overhedet damp og nedkøling befugtning med luft. Rotoren roterer med 24 omdrejning pr time hvilket er dobbelt så hurtigt som laboratorieanlægget. Det færdige anlæg er placeret i et blikskur, hvilket muliggør kontinuert drift alle ugens dage.

Anlægget er blevet testet i 3 måneder med en overhedningstemperatur på 140 C og 3 måneder med en overhedningstemperatur på 160 C. Rotoren er blevet karakteriseret i en normal affugter både før og efter lige som der er taget en prøve fra anlægget som er analyseret statistisk, dvs. vandoptaget er blevet målt som funktion af den relative fugtighed. Fælles for begge målinger er, at rotoren ikke har tabt væsentligt kapacitet. Vi måler omkring 5 % nedgang i kapaciteten, hvilket ikke er et unormalt tab i forhold til normal drift. Rotorer taber ofte en smule kapacitet i de første driftstimer, hvorefter performance stabiliseres.

Variierende sæsoner

Anlægget har været udsat for meget varierende indgangsbetingelser for procesluften, dels pga. skiftende vejrforhold i testperioden fra sommer til vinter og dels pga. kunstigt skabte forhold i laboratoriet. FØNIX har performeret ganske forventeligt og acceptabelt i disse forskellige situationer.

Konklusion

Der er blevet bygget to prototyper til test af regenerering af rotormateriale i overhedet damp. Den første prototype viste sig at være for utæt, så utæt, at den ikke egnede sig til valide målinger. Der blev derfor besluttet at bygge endnu prototype med mindre fleksibilitet og større fokus på tætninger. Efter at have optimeret pakninger på den anden prototype, må det konstateres, at der er fremstillet et

virksomt anlæg, hvor det er muligt at regenerere en adsorptionsrotor med overhedet damp. Det er uundgåeligt, at der kommer en mindre mængde luft i regenereringskredsen (dampkredsen), grundet lækager, men i det nuværende setup er det muligt at holde et dugpunkt på 97° C, hvilket er tilfredsstillende. Det vurderes at det fordelagtigt at have et system, hvor der anvendes purge zoner rundt om regenerering for at skubbe dampen ud af rotoren når den roterer fra dampkredsen til tørluftkredsen. For at holde energien inde i systemet, så det efterfølgende er muligt at kondensere dampen fra regenereringskredsen, er det vigtigt, at purge zonerne enten er lukket eller holdes på et minimum flow, således at der ikke tabes energi til omgivelserne. Der har været indikationer af, at levetiden af rotoren kan være begrænset. Der har derfor være udført levetidstest og denne test har forløbet tilfredsstillende.

De hidtidige målinger viser, at det er muligt at regenerere rotoren med damp og at det er muligt at genvinde 90 % af den damp som generes, hvis der kondenseres til 50° C. Såfremt denne energi benyttes til at eftervarme luften eller benyttes andet sted kan man således genvinde ca. halvdelen af tilførte energi.

Arbejdspakke 3 – Udvikling og test af MVR varmpumpe

Afsnittet er skrevet af Ebbe Nørgaard, DryingMate A/S, baseret på generelle erfaringer om markedet samt faktuelle projekterestater.

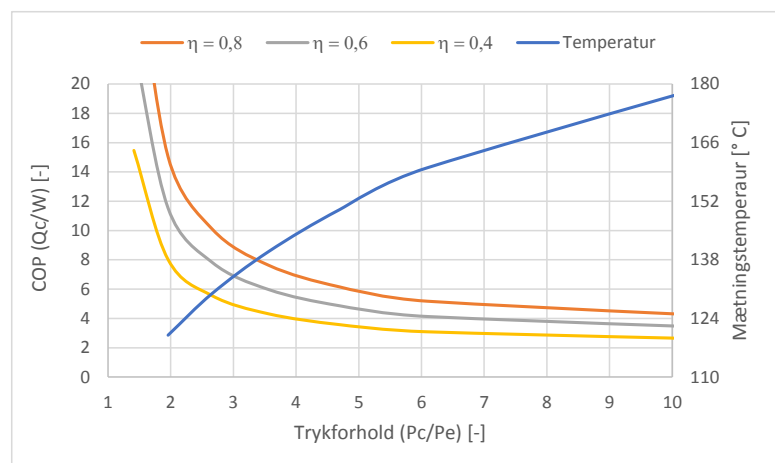
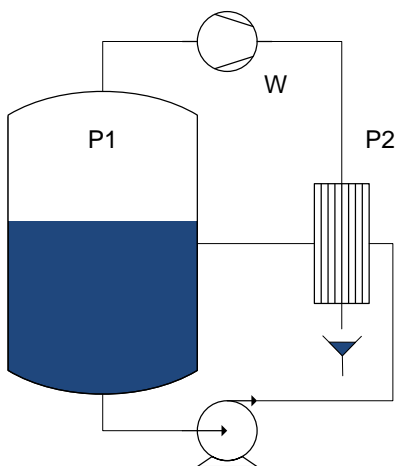
Baggrund

I de senere år er grænserne for anvendelsen af industrielle varmpumper blevet rykket. Det er sket som konsekvens af introduktionen af transkritiske CO₂ varmpumper og den såkaldte hybridvarmpumpe. Grænsen, som disse to varmpumpeteknologier har rykket, er temperaturen for den genvundne energi. Med disse teknologier er det muligt at levere energien ved temperaturer omkring 100° C og i enkelte tilfælde op til 140° C (hybridvarmpumpen). Konkurrencen er blevet taget op af producenterne af mere almindelige ammoniakvarmpumper, og i få tilfælde kulbrinte-baserede varmpumper. Der er blevet udviklet komponenter, og især kompressorer, der kan klare højere tryk end tidligere, hvorved energien kan afleveres ved en højere temperatur end tidligere.

Hybridvarmpumpen anvender et mix af ammoniak og vand som kølemiddel, hvorved der opstår et temperaturglid i fordamperen og kondensatoren. Blandingen af vand og ammoniak bevirker endvidere, at arbejdsstrykket bliver lavere end ved anvendelse af ren ammoniak. Vand har den egenskab, at mætningstrykket er meget lavt i forhold til alle andre medier, som kan anvendes i en køleproces. Derfor er det oplagt at anvende vand som kølemiddel i en varmpumpekredsproces (her kaldet MVR-varmpumpe), hvis man skal opnå en høj temperatur for spildenergien, hvilket er nødvendigt for at realisere projektets mål.

MVR teknologi

Begrebet Mechanical Vapor Recompression (MVR) dækker over en maskine, der komprimerer vanddamp ved hjælp af mekanisk energi. MVR begrebet forbindes endvidere med systemer, hvor kompressoren suger vanddampen direkte fra en beholder, hvori produktet der skal inddampes/koncentreres, befinder sig. Se figuren herefter for illustration af princippet og for sammenhængen mellem trykforhold, mætningstemperatur, isentropisk virkningsgrad og Coefficient Of Performance (COP) for kompression af vanddamp. COP'en beskriver forholdet mellem den genvundne effekt Q_c og forbrugt effekt W .



Figur 3.1. a). Figuren viser princippet i én type MVR inddamper, hvor P_1 er mætningstrykket i inddamperen, som er lavere end mætningstrykket i kondensatoren P_2 . Kompressorens effekt er angivet ved W . **b).** Diagrammet viser sammenhængen mellem trykforhold, isentropisk virkningsgrad, COP og mætningstemperatur for kompression af vanddamp, når $P_e = 1$ bar.

Mekanisk kompression af damp anvendes også til andre processer end inddampning men i langt mindre omfang. Principielt kunne man overveje at anvende mekanisk dampkompression til alle processer, der afgiver ren damp, og hvor det samtidig er muligt at skabe en tilstrækkelig stor COP.

Eksempler på relevante herpå:

1. Genvinding af flashdampe fra dampdistributionssystemer
2. Genvinding af dampe fra kogekar
3. Genvinding af dampe fra dampbaserede tørreprocesser

Hvis COP'en er større end prisforholdet mellem el, og den energikilde man kan erstatte, er der basis for driftsbesparelser. Den grænse ændrer sig konstant som følge af markedsvilkår herunder politik. Ved erstatning af gas som energikilde ligger den typisk omkring 2 - 4. Det vil sige, at hvis COP'en er over 2 - 4 for et givent system, er der basis for at energiomkostningerne kan reduceres, ved at anvende mekanisk dampkompression til genvinding af spilddampe.

Kompressorer til vanddamp

Den proces hvor mekaniske dampkompressorer er mest udbredt og anerkendt som state-of-the-art i procesindustrien, er i forbindelse med inddampningsprocesser. Driftsbetingelserne kan være meget forskellige og foregå i vakuum, ved atmosfæretryk og i overtryk. Her anvendes typisk rustfri 1 trins centrifugalventilatorer, med relativt gode virkningsgrader (0,6 - 0,7). Fælles for den type processer er, at trykforholdet er lavt (typisk 1,2 - 1,4), hvilket giver et meget lavt energiforbrug. Men vigtigst af alt, det er velkendt og anerkendt teknologi med flere leverandører.

Procesanlæg med dampkompression til andre formål end inddampning og med andre kompressortyper er ikke state-of-the-art. Der findes imidlertid en række aktører, herunder kompressorproducenter, forsknings- og udviklingsinstitutter, ingeniørvirksomheder, og slutbrugere som enten har arbejdet med ikke state-of-the-art anvendelser og projekter, eller er i gang med det.

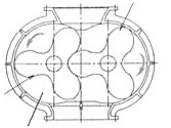

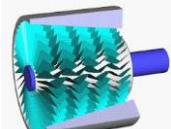

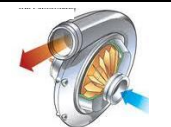

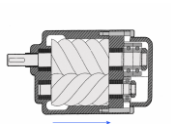

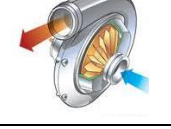
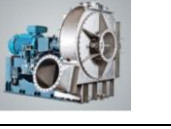


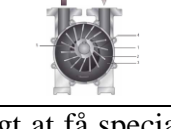

Typiske problemstillinger er:

1. Projektet kræver en del engineering, hvorved der typisk kræves offentlig tilskud for at projektet kan realiseres.
2. Risikoen er større end normalt, idet antallet af gode referencer og erfaringer er begrænset
3. Ofte tages udgangspunkt i eksisterende kompressorer, som modificeres til formålet. Det giver i sig selv følgende problemstillinger:
 - a. Lejer er oftest oliesmurte, hvilket kan give problemer med forurening af dampen
 - b. Tilsvarende kan vandet forurene olien, så denne genfordamper ved ekspansion ind i kompressoren og i øvrigt mister smøreevne. Genfordampningen kan udfylde kompressionsrummet og derved reducere kapaciteten.
 - c. Vanddamp er forholdsvis korrosivt, hvilket kræver korrosionsbestandige komponenter.

- d. Afgangstemperaturen kan blive meget høj ved kompression af vanddamp, hvilket kan give problemer med tolerancer pga. ændrede termiske udvidelsesforhold.

Generelt findes et væld af kompressortyper og producenter heraf til forskellige formål, som principielt kan modificeres til dampkompression. Få kompressorproducenter har designet eller er i gang med designe udvalgte typer til kompression af damp fra bunden.

På næste side ses en oversigt over et udvalg af kompressorer med videre, som anvendes til dampkompression.

Princip	Skitse (eksempel)	Billede (eksempel)	Producent	Trykforhold	Sugetryk	Kapacitet	Typisk anvendelse	Øvrig
Kapselblæser			Kaeser Kompressoren	1,8	0,8..2	Lille / Mellem	Inddampning	Ombygget oliefri luftkompressor
Aksial flertrins turbokompressor			Johnson Controls	6..7	0,01	Stor	Chiller	Udviklet fra bunden, specifikt som vanddamp chiller
Radial ettrins turbokompressor			Rotrex A/S	2..2,5	0,8..1,2	Lille / Mellem	Inddampning	Ombygget luft kompressor
Skruekompressor			Kobelco	10	0,8..1,2	Lille / Mellem	Varmepumpe	Ombygget vandsmurt ekspander / turbine
Radial ettrins ventilatorer			Piller, Atlas Copco m.fl.	1,4..2,4	0,4..	Stor	Inddampning	Specialdesignet til given applikation
Cykloid kompressor			Busch m.fl	5	0,2..1	Lille	Vakuum	Oliefri, max. afgangstryk 2 bar
Væskeringspump			Busch m.fl	5	0,15..1	Lille / Mellem / Stor	Vakuum	Max. afgangstryk 2 bar, lav virkningsgrad

Herudover er det muligt at få specialdesignet en dampkompressor til de fleste driftsforhold, hvilket typisk er i form af flertrins turbokompressor eller som oliefri skruekompressor. Sådanne kompressorer er imidlertid relativt dyre.

Systemdesign og valg af kompressor i udgangspunktet.

Ved projektstart var udgangspunktet at anvende en væskeringspumpe som kompressor i et specialdesignet system. DryingMate A/S har direkte kendskab til 3 succesfulde og kommercielle cases, hvor en standard væskeringspumpe er anvendt som dampkompressor i et specialdesignet system, som gør det meget konkurrencedygtigt, robust og driftssikkert. I udgangspunktet var det sandsynligt, at de trykforhold og virkningsgrader som kunne realiseres med dette system, ville være ideelle til den aktuelle anvendelse.

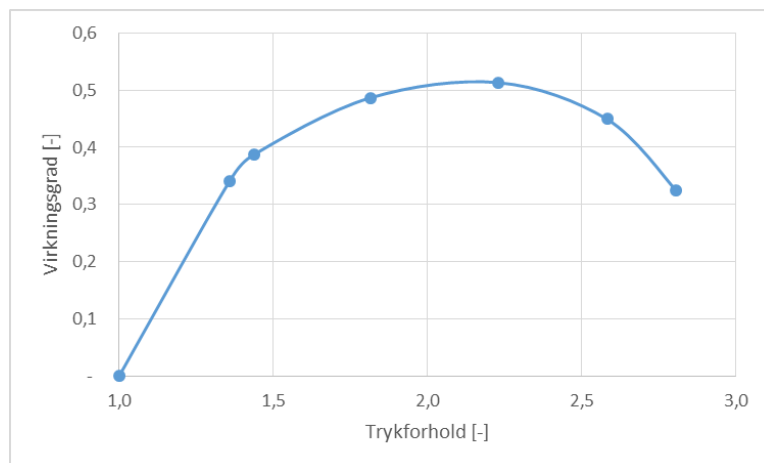
Det specielle ved designet er flere ting.

1. Dels består pumpens væskering af olie, fremfor vand, som normalt anvendes.
 - a. Det gør at væskeringen ikke fordamper og reducerer pumpens kapacitet, selv ved olietemperaturer på eksempelvis 100° C.
 - b. Oliens relativt høje viskositet reducerer desværre samtidig virkningsgraden.
2. I nominal drift er væskeringsens temperatur lavere end vanddampens mætningstemperatur.
 - a. Det gør at vanddampen delvist kondenserer i olien i løbet af kompressionen, hvilket reducerer akseffekten, fordi der skal komprimeres mindre damp end ellers.
 - b. Dampens kondenseringsenergi og kompressoreffekten afsættes i en varmeveksler, der dels køler olien, og samtidig kondenserer dampen.
3. Væskeringen optager kompressoreffekten, hvorved dampen ikke overhedes gennem kompressionen.
 - a. Det gør at termiske udvidelser og spændinger ikke er så store som ved tør kompression.
4. Forurenende partikler optages i olien, som herefter kan filtreres fra.

Systemet inkluderer en relativ stor separator på tryksiden af kompressoren. Separatoren funktion er at adskille vandet fra olien samt at bortlede ”ikke kondenserbare” gasser.

Driftsbetingelserne, i de nævnte cases, er meget gunstige for genvinding af damp. Trykforholdet er omkring 2,4, og såvel sugetryk som afgangstryk er i vakuum. Det gør at pumpens temperatur ikke kommer over 100° C. Virkningsgraden for en væskeringspumpe er generelt ikke så god, og endnu dårligere når der anvendes olie i væskeringen fremfor vand. Men hvis systemet, den skal indgå i, kan designes med et lavt trykforhold, kan der realiseres en meget attraktiv COP, og så betyder det mindre, at virkningsgraden er lav.

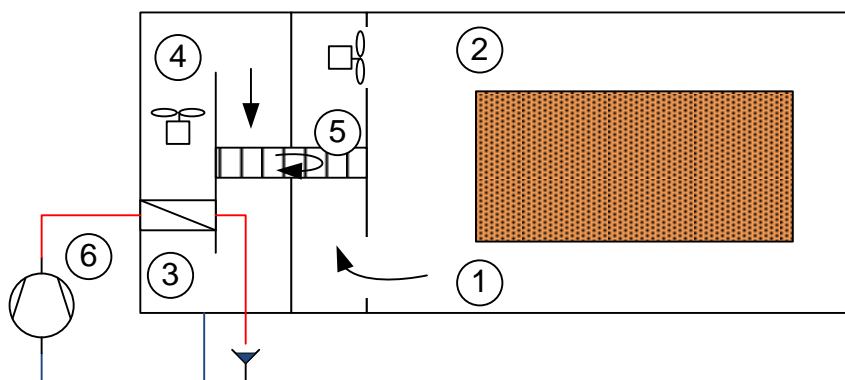
Herunder ses en beregnet kurve over virkningsgraden for en Busch væskeringspumpe, anvendt ved et sugetryk på 1 bar og med vand som væskering. Trykforholdet gælder for damp.



Figur 3.2. Diagrammet viser totalvirkningsgradens sammenhæng med trykforholdet for en Busch væskeringspumpe af typen 2BV2070, anvendt til kompression af damp, og med vand som væskering.

Kravspecifikation.

Systemet som MVR varmepumpen skal indgå i, ses af nedenstående principfigur.



Figur 3.3. Figuren viser systemet som MVR varmepumpen skal indgå i. 1. Fugtig luft. 2. Tør og opvarmet luft. 3. Overhedet damp, lav temperatur ($>100^{\circ}\text{C}$). 4. Overhedet damp, høj temperatur. 5. Rotor. 6. Dampkompressor.

Ved opstarten af projektet var der usikkerhed om ligevægtsvandindholdet i rotoren i forhold til graden af overhedning af en dampatmosfære. Problemstillingen var, at finde ud af hvilken damptemperatur der var nødvendig, for at affugterens kapacitet var interessant / relevant. Problemstillingen blev bearbejdet i arbejdsplanen 1, og resultaterne er beskrevet i det afsnit.

Resultaterne viser, at der er behov for en damptemperatur højere end $130 - 140^{\circ}\text{C}$ og gerne i nærheden af 160°C , før affugteren kan anvendes til de mest interessante applikationer.

For at bestemme det trykforhold kompressoren skal dimensioneres ud fra, er der inkluderet en temperaturdifferens over kondensatoren / dampoverhederen på 10 K. Det vil sige, at kondenseringstemperaturen minimum skal være 140°C ($130^{\circ}\text{C} + 10\text{K}$) og gerne op til 170°C . Ud fra diagrammet 3.1 b, kan det konkluderes, at der er behov for et trykforhold på minimum 5 og en

virkningsgrad på minimum 0,5, hvis der skal realiseres en COP bedre end 4. Det medfører, at væskeringspumpen ikke kan anvendes, fordi den ikke kan skabe et tilstrækkeligt højt trykforhold, og fordi virkningsgraden ikke er tilstrækkelig.

Ny kompressortype.

På baggrund af erfaringer, beregninger og dialog med en række kompressoreksperter i DryingMates netværk, blev det vurderet realistisk at anvende en olieølet og –smurt skruekompressor oprindeligt designet til luftkompression. Denne kompressortype kan indbygges i et system, svarende til det robuste og enkle system som væskeringspumpen var tiltænkt, blot med et højere trykforhold og, i nominel drift, med en væsentlig bedre virkningsgrad.

Der blev således indkøbt et komplet skruekompressoraggregat fra Kaeser Kompressorer til projektet af typen SX 6. Se billede af aggregatet herunder.



Figur 3.4. Billede af komplet skruekompressor aggregat fra Kaeser Kompressorer.

Kompressoren er dimensioneret til kompression af luft og en maksimal afgangstemperatur på 110° C. I den nye anvendelse skal den komprimere damp med en sugetilstand på 1 bar(A) og 100 – 140° C.

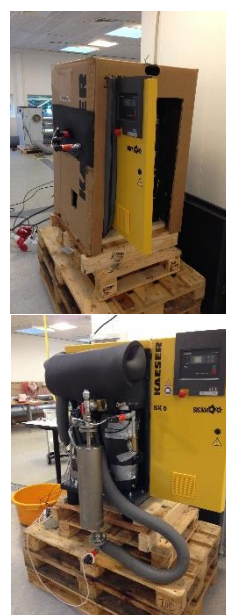
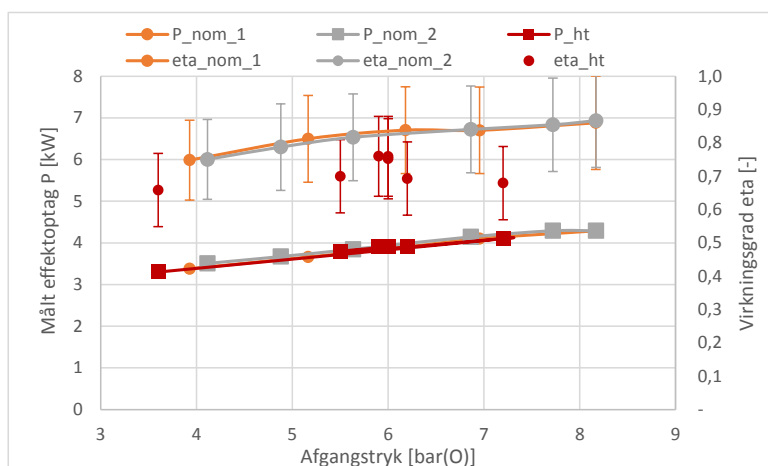
Der blev indledningsvist forudset følgende problemstillinger ved dette valg:

1. Øget termisk udvidelse af skrue og blok kunne resultere i, at skrue og blok ville sætte sig, eller at virkningsgraden ville blive reduceret som følge af større lækager / backflow.
2. Akseltætningen ville blive ødelagt som følge af væsentlig højere kompressortemperatur.
3. Dampen er korrosiv, hvilket potentielt kan ødelægge komponenter over tid.

- Det var ikke muligt, på forhånd, at fremskaffe detaljer om styring af olieflowet. Idet der skulle skiftes olie til en type, som ikke emulgerer med vand, var dette også en væsentlig problemstilling.

Målinger i nominel drift.

Der blev indledningsvist målt effektoptag og kapacitet med luft ved 20° C, den nye olie og med varierende afgangstryk. Desuden blev der udført forsøg med forvarmet indsugningsluft og afkoblet køling, hvorved kompressortemperatur steg til 120- 160° C. Den målte og beregnede sammenhæng mellem afgangstryk, effektoptag og virkningsgrad, ses af efterfølgende diagram. Ved siden af ses billeder af forsøgsopstillingen.



Figur 3.5 a). Diagrammet viser resultaterne af 3 måleserier, hvor der komprimeres luft. Serie 1-2 er målt ved nominelle temperaturer, og ht serien er målt med forvarmet indsugningsluft (43 – 117° C) og afkoblet køling, hvorved afgangstemperaturen blev 120 – 160° C. **b).** Viser billeder af forsøgsopstillingen.

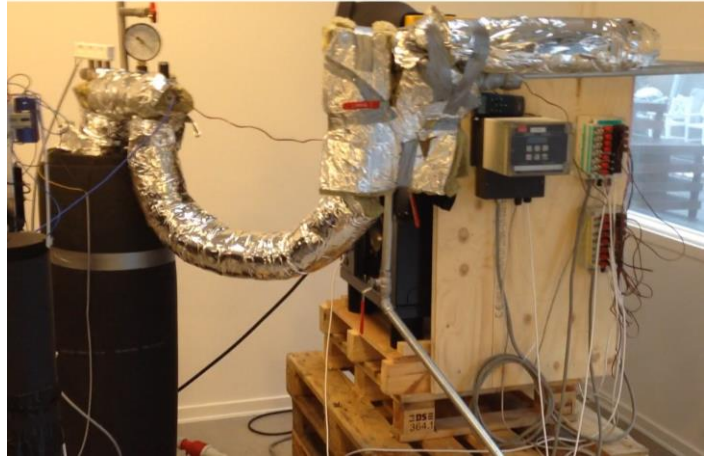
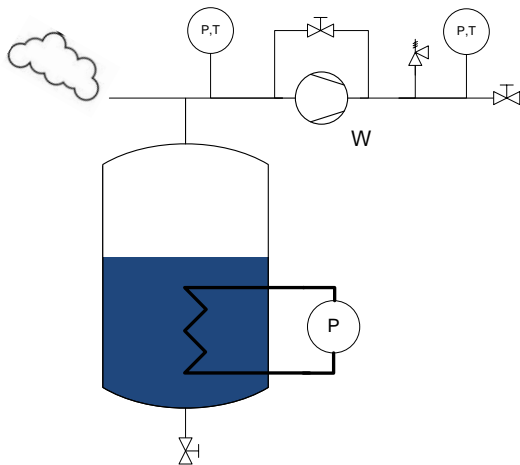
I beregningen af kompressionsvirkningsgraden er der anvendt en virkningsgrad for elmotoren på 0,858 (aflæst på mærkepladen) og en virkningsgrad for remmen på 0,96 (antaget). Massestrømmen blev beregnet på baggrund af en lufthastigheds- og temperaturmåling udført med et anemometer og med beregnet densitet. Usikkerheden på den måling er sat til 15 %, hvilket resulterer i de fejllinjer, som virkningsgraden er angivet med.

Det ses, at virkningsgraden er lidt lavere ved høj temperatur (ht værdierne) end ved nominelle temperaturer (1 og 2). Det skyldes en lidt lavere målt volumenstrøm, hvilket indikerer at lækagen / backflowet, øges ved høj temperatur. I nominel drift ses det, at virkningsgraden er lavest ved lavt afgangstryk. Det tyder på, at kompressorens optimale kompressionsforhold, er omkring 8 bar(O) eller højere, hvorved der overkomprimeres ved lavt afgangstryk.

Udover at konstatere, at virkningsgraden er tilstrækkelig god ved høj temperatur, kan det også konstateres, at de termiske udvidelser ved høj temperatur, ikke synes at være et uoverstigeligt problem. Der kunne ikke konstateres nogen mislyde, eller andre faresignaler, under forsøgene.

Indledende forsøg med damp.

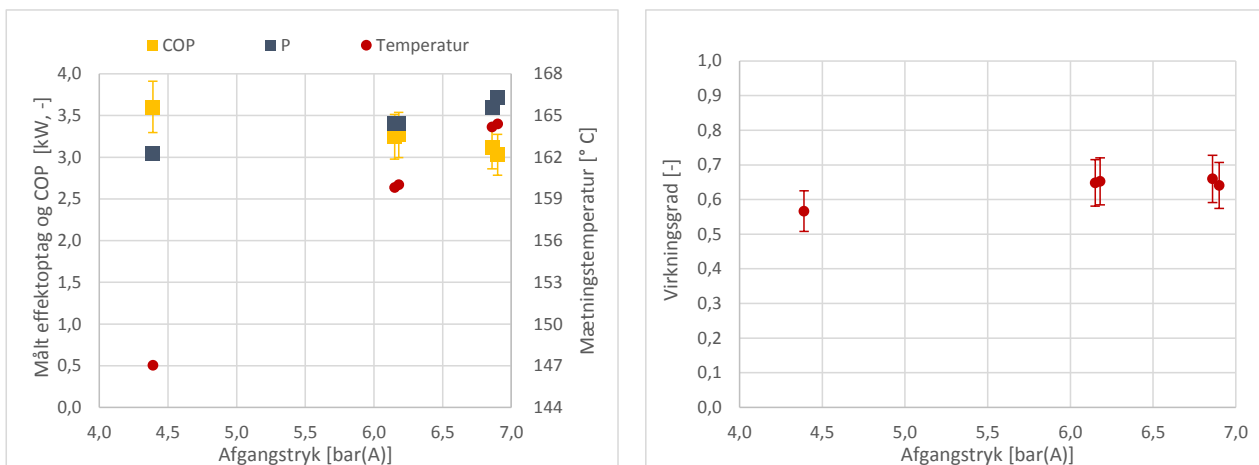
Efter de indledende forsøg med varm luft blev kompressoren tilsluttet en 12 kW dampgenerator. Se nedenstående billede og PI-diagram.



Figur 3.6 a) Forsimplet PI-diagram over forsøgsopstilling med 12 kW dampgenerator. **b)** Billede af forsøgsopstilling med dampgenerator.

Der blev målt optagen effekt på kompressoraggregatet og dampgeneratoren, tryk og temperaturer før og efter kompressoren. Massestrømmen af damp blev ikke målt, men beregnet på baggrund af effektilførslen i dampgeneratoren. Ved fuld kapacitet var bypassventilen (ventil vist over kompressoren) lukket, og dampgeneratorens effekt 12 kW. I den driftstilstand var der et meget lavt, men stadig synligt, dampflow ud til det fri i røret mellem kompressoren og dampgeneratoren (illustreret med en dampsky). Åbningen sikrede, at der ikke opstod overtryk på kompressorens sugeside.

På baggrund af målingerne er COP og virkningsgrad beregnet, og vist i diagrammerne herefter.



Figur 3.7 a) COP, kompressorens effektoptag P, samt mætningstemperatur for dampforsøgene. **b)** Kompressorens virkningsgrad for dampforsøgene.

Virkningsgraden og COP er beregnet ud fra følgende forudsætninger:

1. Akseffekten W_a er beregnet ud fra den målte optagne effekt P gange med elmotorvirkningsgraden 0,856 samt en antagen virkningsgrad for remtrækket på 0,96, altså $W_a = P \times 0,856 \times 0,96$.
2. Kompressorens volumenstrøm / kapacitet er, i beregningen af massestrømmen m , reduceret fra $V_{nom} = 36 \text{ m}^3/\text{h}$ til $29 \text{ m}^3/\text{h}$. Det svarer cirka til de volumenstrømsmålinger der blev foretaget med luft ved høj temperatur. Under alle forsøg var der 100 % kapacitet på dampkedlen, hvilket svarer til en volumenstrøm på $32,4 \text{ m}^3/\text{h}$. Der er antaget et varmetab på 1 kW fra kedlen, hvilket reducerer kedlens kapacitet til $29,7 \text{ m}^3/\text{h}$. Differensen mellem $29,7$ og $29 \text{ m}^3/\text{h}$ antages at være den massestrøm, som blev ledt ud til omgivelserne.
3. Der er udregnet en entalpiforøgelse under kompressionen på følgende måde $h_{1-2} = W_a/m$ hvorved h_2 kan bestemmes når h_1 er kendt. Ved isentropisk kompression kan h_{2s} beregnes og virkningsgraden herefter bestemmes som $\eta = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1)$
4. COPén er beregnet som $COP = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1) \times (1 - P_{tab})$, hvor h_3 er mætningstilstanden ved ren væske og ved kondenseringstrykket. P_{tab} er antaget til 5 %.

Usikkerheden på det målte effektoptag samt suge- og afgangstryk er ubetydelige i forhold til usikkerheden på massestrømmen, som der er redegjort for.

Konklusionen på forsøgene er følgende.

1. Der kunne ikke høres nogen mislyde fra kompressoren, eller konstateres andre kritiske faresignaler ved dampforsøgene.
2. COPén ligger omkring 3 - 4 i alle forsøgene, hvilket er i underkanten af, hvad der kan give en god businesscase, hvis det alene handler om reduktion af energiomkostninger.
3. Hvad kan forbedre COPén
 - a. Det er muligt at koble elmotoren direkte til kompressorens aksel, og endvidere at anvende en elmotor med en bedre virkningsgrad. Det vil kunne øge COPén med cirka 0,5.
 - b. Man må forvente et vist varmetab pga. den relativt høje temperatur, hvorved det bliver vanskeligt at reducere den til under 5 %.
 - c. Det vurderes realistisk at kondensere 20 % dampen i olien under kompression, hvorved kompressionsarbejdet kan reduceres. Det vurderes realistisk at reducere akseffekten med 10 % på den måde, hvilket også øger COPén med ca. 0,5
 - d. Herefter er det kun kompressorens virkningsgrad, der kan forbedre COPén, hvilket kræver involvering af kompressorleverandøren.

Arbejdspakke 4 – Forretningsplan.

Dette afsnit er ikke medtaget i denne version af rapporten.

Arbejdspakke 5 – Systemoptimering og test af samlet system.

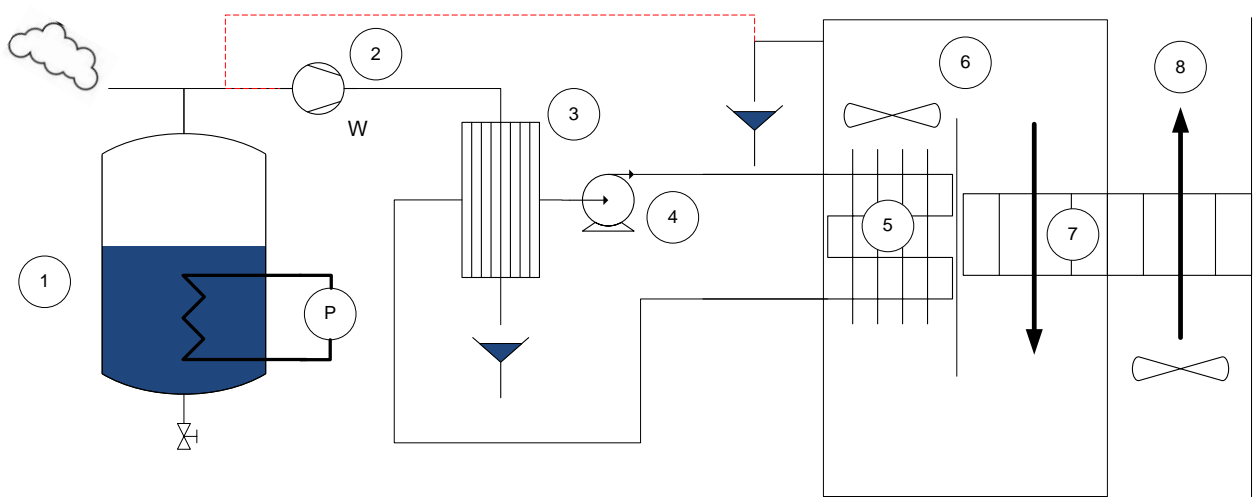
Forsøgsopstilling

Efter de indledende test af både varmepumpen og affugteren, blev der designet og fremstillet et prototype varmeafgiver- og olieseperationssystem til varmepumpen samt udarbejdet en styring. Se billeder af opstillingen herefter.



Figur 5.1 a) Billede af Kaeser kompressoraggregatet samt varmeafgiver- og olieseperationssystem. **b)** Billede der viser sammenkoblingen af varmeafgiveren og dampkredsen i affugteren.

Herunder ses et simplificeret procesdiagram over opstillingen.



Figur 5.2 Simplificeret procesdiagram over opstillingen. 1. Dampgenerator. 2. Kaeser kompressor. 3. Kondensator. 4. Hedtvandpumpe. 5. Hedtvands-/dampoverhedningsveksler. 6. Lukket damp regenereringskreds. 7. Rotor. 8. Proceskreds (affugtet luft).

I praksis blev dampudtaget fra regenereringskredsen ikke tilsluttet varmepumpen (den stiplede røde linje) på grund af diverse problemstillinger, som kan udledes af konklusionerne herefter.

Der blev gennemført en række forsøg med 100 % effekt på dampgeneratoren og beregnet energi- og massebalance på baggrund af målingerne.

De væsentligste erfaringer og konklusioner er følgende.

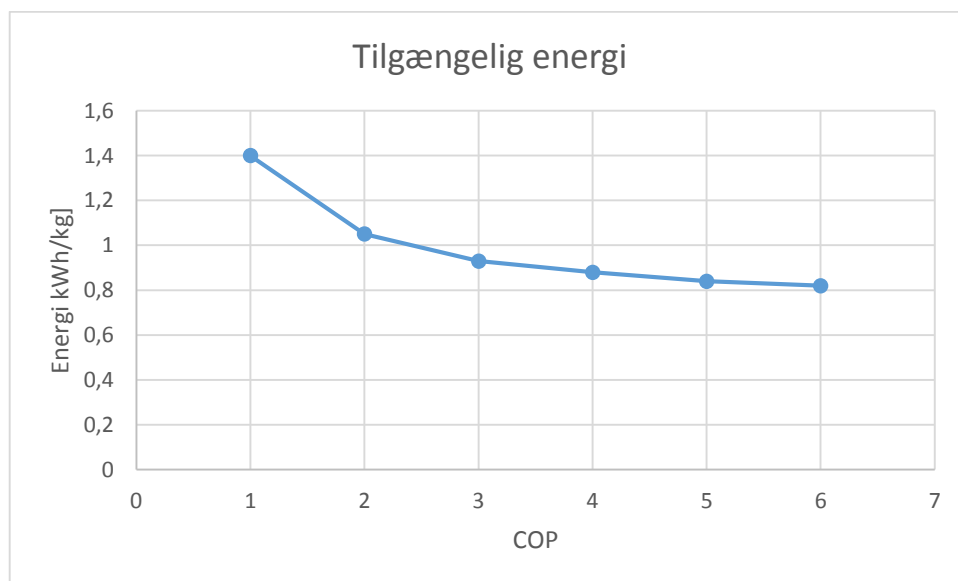
1. Kompressorens samlede driftstid med damp er ca. 70 timer. Der kan ikke konstateres nogen nedsat kapacitet eller virkningsgrad.
2. Kompressoren vurderes indtil videre at være meget robust og umiddelbart egnet til formålet rent funktionsmæssigt.
3. Det var muligt at overføre ca. 8 af 15 kW tilført effekt fra varmepumpekredsen til regenereringskredsen, hvorved regenereringstemperaturen kom op på 114° C.
4. Der blev således tabt ca. halvdelen af den tilførte effekt til omgivelserne, pga. utilstrækkelig isolering.
5. Det blev besluttet at afprøve nogle billigere komponenter og løsninger til varmeafgiver- og olieudskillerkredsen end tidligere afprøvet. Nogle af disse valg viste sig at være u hensigtsmæssige, i form af ustabil drift og funktion.
 - a. Eksempelvis kunne det konstateres, at det er nødvendigt at anvende en oliepumpe til olieflowet. Det viste sig ikke tilstrækkeligt driftssikkert blot at anvende differenstrykket over kompressoren som drivtryk til olieflowet.
 - b. Der var indkøbt diverse ventiler både til olie kredsen og til dampkredsen. Disse viste sig, for størstedelens vedkommende, at være uegnede til formålet.
 - c. Vand og olie blev ikke ordentligt separeret, hvorved der blev ledt en blanding af olie og vand ind i kompressoren.
6. Hovedkonklusionerne er
 - a. Den valgte oliesmurte kompressor vurderes indtil videre at være egnet til dampkompression.
 - b. Der skal opbygges et simpelt forsøgsanlæg, hvor der kan gennemføres langtidstest af kompressoren med damp.
 - c. Akseltætningen er indtil videre uskadt.
 - d. Varmeafgiverkredsen samt olie/vand separeringen skal optimeres.

Kobling af affugter med MVR-varmepumpen!

Som beskrevet i det forrige afsnit er meningen med det sammenkoblede system, at dampen som dannes i regenereringskredsen skal komprimeres til et højere tryk, og herved en højere kondenseringstemperatur og herved føres tilbage i processen gennem hedtvands-varmeveksleren. Den oprindelige tanke var, at systemet ville være selvforsynende med energi, og den eneste energi som skulle tilføres, ville være kompressoreffekten – ud over strøm til hjælpeudstyr mv. Typisk vil der være varmetab i termiske processer, og varmetabet vil skulle dækkes af kompressoreffekten.

I affugtningsbranchen giver det mening at se på hvor meget energi (kWh) der bruges på at fjerne et kg vand. En adsorptions proces bruger typisk mellem 1,2-1,6 kWh/kg hvor fordampningsvarmen udgør 0,7 kWh. Den resterende energi, dvs. den energi som bruges over 0,7 kWh/kg, anvendes til en øget opvarmning af procesluften (den luft som affugtes), og til en manglende afkøling af regenereringsluften. I en normal affugtningsproces vil der ske en isentalpisk affugtning, og temperaturen af luften vil stige i takt med at luften tørres – man kan sige, at processen frigiver ”kondenseringsvarmen”. Da silicagel binder vandet med en højere energi end den energi som frigives ved kondensering, og da rotoren virker som en roterende varmeveksler, vil temperaturen af procesluften stige til en højere temperatur, end hvad man ser for en isentalpisk proces – og den varme som man tilfører til regenereringen, vil delvist anvendes til affugtning samt øget opvarmning af procesluften. Såfremt man ønsker varm luft, som er tilfældet med en tørreproces, betragtes dette procestab ikke som et spild. I en normal affugtningsproces vil der også være et tab, som skyldes at luftafkastet fra regenereringen ikke er mættet med vand efter den har tørret/regeneret rotoren. I FØNIX processen er der tale om en lukket proces, og der er derfor ikke noget tab til afkast fra regenereringen.

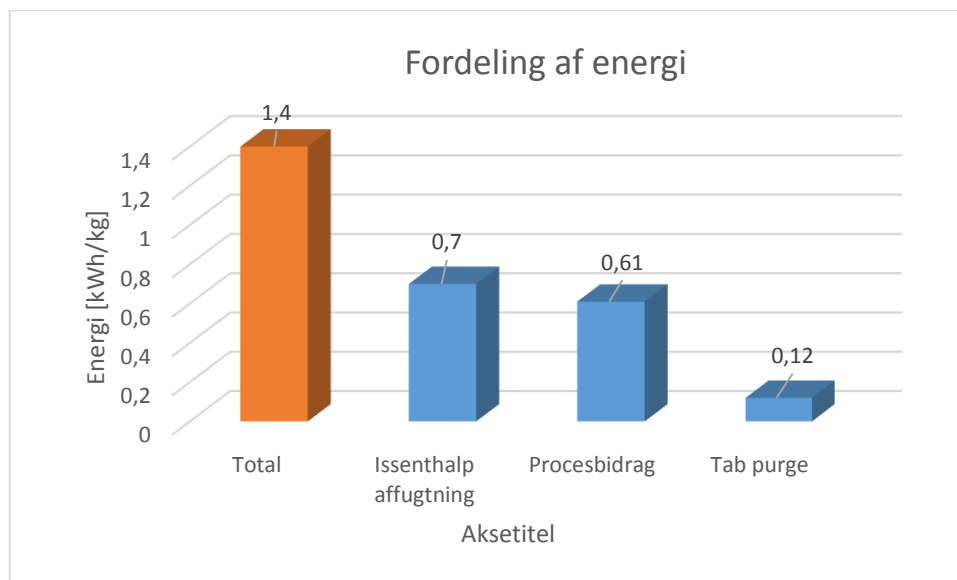
I en effektiv varmepumpe, som har en høj COP, benyttes en meget lille mængde elektricitet til at flytte en stor mængde varme. Hvis varmepumpen har en høj COP, er der stort set ikke forskel på den energi som skal afsættes på fordampere, og den som frigives ved kondensatoren. Hvis varmepumpen har en COP på 1, vil der skulle afsættes den dobbelte energi ved kondensatoren. I den følgende figur vises kondensatorenergien ved forskellige COP værdier, set i forhold til fordampningsenergien af vand på 0,7 kWh/kg



Figur 5.3. Viser sammenhængen mellem en varmepumpes COP og kondensatorenergien i enheder af kWh/kg vand fordampet

Overordnet set, har vi brug for 0,7 kWh/kg for at fordampe vand, og den resterende energi kan benyttes til at overvinde eventuelle tab i processen. Hvis målingerne i figur 2.3. omsættes til enheder af pr kg vand. Vil tallene se ud som i figur 5.3. Overordnet set benyttes der 1,4 kWh/kg, hvis der korrigeres for varmetab. Af de 1,4 går der 0,7 til vandfordampning og 0,7 til ca 0,7 til summen af procesbidraget og tab i pruge systemet. Det er tænkeligt, at det er muligt at minimere procsbidraget

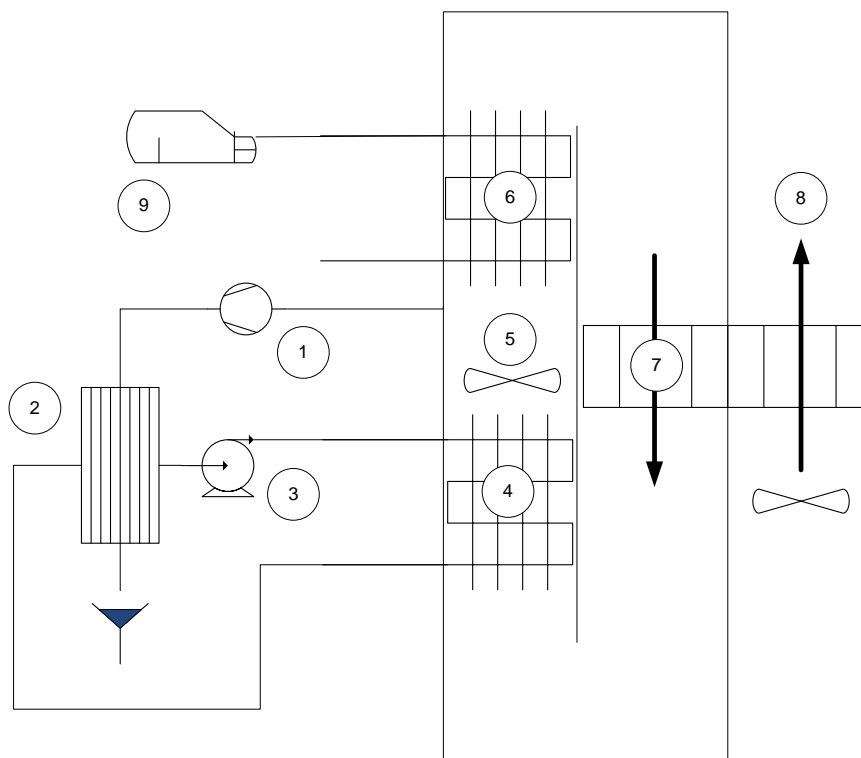
en smule, men det vurderes ikke, at det er realistisk at få dette tab minimeret til under 0,2-0,25 kWh/kg. Det er ligeledes forventeligt, at der vil være et varmetab, som ikke er medregnet. Betragtes en ny total på $0,7 + 0,25 + 0,12$ vil der skulle bruges 1,07 kWh/kg, og aflæser vi i ovenstående figur 5.3 vil det være nødvendigt at tilføre energi til systemet svarende til en varmepumpe med en "COP" på 2. Vi er naturligvis fortsat interesseret i at have en høj COP på varmepumpen, da varmetabet kan kompenseres for, ved at tilføre yderligere elvarme, eller ved benyttelse af en anden højtemperaturkilde som for eksempel gas eller damp.



Figur 5.4. Figuren viser hvorledes den energi som tilføres til affugteren (FØNIX) fordeler sig på de enkelte processer.

Det må derfor konkluderes, at en affugter kombineret med en eldrevet varmepumpe ikke er muligt som eneste energikilde til regenereringskredsen. Det er dog meget vigtigt at bemærke, at udfordringen ved systemet er, at en stor del af energien (ca. 33 %) ikke er genvindbar i form af spilddampe, men at den del som er genvindbar, kan genvindes med en høj virkningsgrad.

En løsning på ovenstående udfordring er, at skabe et hybridsystem, hvor al den damp som dannes i processen, kan genvindes og den manglede energi tilføres på anden vis. Ved at lade varmepumpen tage sig af den første opvarmning af dampen i regenereringen, vil man kunne have en lavere kondenseringstemperatur, og herved en højere COP. Den resterende opvarmning ved en højere temperatur, for eksempelvis at nå de 160°C , som er nødvendige for at få processen til køre, vil skulle ske med en anden varmekilde. Se principdiagrammet herefter.



Figur 5.5. Princip diagram hvor 1. dampkompressor, 2. kondensator, 3. hedtvandspumpe, 4. varmeveksler til afsættelse af kondenseringsvarmen, 5. dampventilator, 6. gasopvarmet varmeveksler, 7. rotor, 8. tørret procesluft, og 9. gaskedel.

Med afsæt i ovenstående vurderes det realistisk at 2/3 dele af energien (den genvundne spild damp) kan genvindes med varmepumpen og afsættes med en kondenseringstemperatur på 160° C. Det vurderes endvidere realistisk at det er muligt at realisere med en COP på 4.

Under forudsætning af, at affugterens specifikke energiforbrug, kan holdes nede på 1,4 kWh/kg, og at en state-of-the-art affugter også anvender 1,4 kWh/kg, vil man, med denne løsning, kunne reducere energiomkostningerne med ca. 17 % ved 750 kr/kWh el, og 250 kr/kWh gas, alene ved at genvinde dampene med varmepumpen.

Projektets mål var at reducere energiomkostningen med 50 % ved hjælp af varmepumpen. Det kan ikke lade sig gøre med det nuværende forhold mellem gas og el. Hvis det skal realiseres, skal forholdet ændres til 1:1, hvilket synes et stykke ude i fremtiden!

Ved udnyttelse af spildenergien til en efterfølgende procesopvarmning (jf. beskrivelsen i businesscasen) kan der genvindes op til 50 % af den tilførte energi, som tilføres til affugterens regenereringskreds.

Arbejdspakke 6 – Formidling.

Såvel MVR-varmepumpen som FØNIX affugteren er blevet præsenteret for mulige kunder og andre interessenter med tilhørende businesscases. Desuden er projektresultaterne blevet præsenteret på ”International Symposium on Advances in Refrigeration and Heat pump Technology” som blev afholdt i forbindelse med Maskinmestrenes Erhvervskonference Ajour 2015.

DTU er i færd med at udarbejde en videnskabelig artikel, der omfatter den videnskabelige del af projektet. Det er i skrivende stund ikke besluttet, hvilken konference artiklen skal målrettes.

Litteraturliste.

[0] Experimental investigation of the silica gel-water adsorption isotherm characteristics. K.C. Ng et. Al. Department of Mechanical and Production Engineering, National University of Singapore

[1] Formulation and validation of a two-dimensional steady-state model of desiccant wheels. Bellemo, Lorenzo; Elmegaard, Brian; Kærn, Martin R.; Markussen, Wiebke B.; Reinholdt, Lars O. Science and Technology for the Built Environment, Vol. 21, No. 3, 2015, p. 300-311.

[2] Limiting performance mechanisms in desiccant wheel dehumidification. Goldsworthy, Mark; White, Stephen. Applied Thermal Engineering. Vol. 44, 2012, p. 21-28.

[3] Steam Drying - Modelling and Applications. Wimmeatedt, Roland; Hager, Jorgen. Drying Technology, Vol. 14, No. 5, 1996.

Bilag

