

## Abschlußbericht

<b>Auftraggeber</b>	BMBF
<b>Bearbeiter</b>	Prof. Dr.-Ing. U. Franzke; Dipl.-Ing. M. Stangl
<b>Auftragsnummer</b>	1464
<b>Arbeitskomponente</b>	-
<b>Zur Forschungsaufgabe</b>	Optimierung der Komponenten des DEC-Klimasystems
<b>Forschungsrichtungs-Nr.</b>	12
<b>Öffentliche Handhabung</b>	Bericht                    AG Deckblatt                intern Public Relations        intern
<b>Hinweise zu anderen FB</b>	-
<b>Deskriptoren</b>	Klimaanlage; Energieverbrauch; Sorptive Luftentfeuchtung; Verdunstungskühlung; Messung; Simulation; Befeuchtung

### Kurzreferat

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden die Leistungsdaten der Komponenten Sorptionsregenerator und Befeuchter optimiert. Der notwendige Energieverbrauch zum Betreiben dieser Komponenten kann auf einem energetisch besseren Niveau zur Verfügung gestellt werden. Die Befeuchtungsleistung lässt sich bei einer Verringerung des Wasserverbrauches konstant halten.

Fachbereich Klimatechnik

Fachbereich Klimatechnik  
Bearbeiter

Prof. Dr.-Ing. Uwe Franzke

Verteiler:	Bericht	AG, 1, 4
	Deckblatt	11, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 91, 92

# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung</b>	<b>3</b>
<b>2 Sorptionsregenerator</b>	<b>5</b>
2.1 Beschreibung der Wirkungsweise	5
2.2 Anwendungsmöglichkeiten des Sorptionsregenerators	8
2.2.1 Verwendung des Sorptionsregenerators für die klassische DEC	10
2.2.2 Sorptive Entfeuchtung und Kaltwassererzeugung für Kühldecken	13
2.2.3 Sorptive Luftentfeuchtung in Kombination mit Wärmerückgewinnung und Kältemaschine mit Abwärmenutzung (DEC-Kaskade)	16
2.2.4 Verwendung des Sorptionsregenerators für technologische Entfeuchtungsaufgaben in Kombination mit Kälte-Wärme-Kopplung	19
2.2.5 Sorptive Luftentfeuchtung in der Umlufttrocknung	21
2.3 Experimentelle Untersuchungen am Sorptionsregenerator	22
2.4 Numerische Simulation des Sorptionsregenerators	41
<b>3 Untersuchungen zum Kaltdampfgenerator</b>	<b>48</b>
3.1 Beschreibung des Systems	48
3.2 Entwicklungsansätze	51
3.3 Versuchsstand und Messaufbau	51
3.4 Meßtechnik	56
3.5 Versuchsdurchführung	60
3.6 Auswertung der Versuchsreihen	68
3.7 Bewertung der Ergebnisse	85
<b>4 Zusammenfassung</b>	<b>87</b>

# 1 Einleitung

Das Wohlbefinden des Menschen in seiner Umgebung wird von einer Vielzahl von Faktoren wie Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit und -geschwindigkeit, Lärm, Beleuchtung, Farben usw. beeinflusst. Durch eine Klimatisierung kann nur ein Teilbereich dieser Faktoren aktiv verändert werden. Die thermische Behaglichkeit ist eine wesentliche Zielgröße dieser Beeinflussung und wird in DIN 1946 Teil 2 definiert:

*„Thermische Behaglichkeit ist gegeben, wenn der Mensch Lufttemperatur, Luftfeuchte, Luftbewegung und Wärmestrahlung in seiner Umgebung als optimal empfindet und weder wärmere noch kältere, weder trockenere noch feuchtere Raumluft wünscht.“*

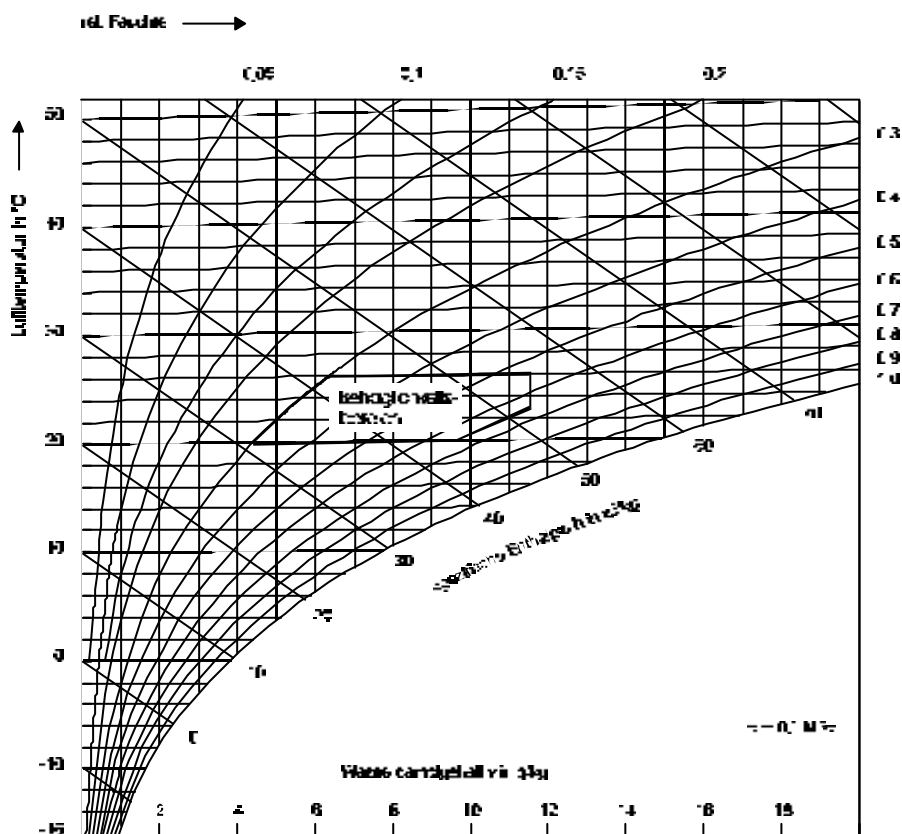


Abb. 1: Thermische Behaglichkeit im Mollier-h,x-Diagramm

Im Hinblick auf die Behaglichkeit und Unbedenklichkeit für Personen sowie auf die Zutraglichkeit für Geräte und Prozesse sind an das Klima in Räumen (Büroräume, Produktionsstätten u.ä.) zunehmend höhere Anforderungen zu stellen. Diese werden im wesentlichen durch Vorgabe bestimmter Lufttemperatur- und -feuchtwerte sowie durch die Begrenzung des Schadstoffgehaltes beschrieben.

Diese Parameter können in vielen Fällen ohne Einsatz einer raumlufttechnischen Anlage nicht eingehalten werden. Aufgrund des damit verbundenen hohen Energieeinsatzes gibt es seitens der Betreiber und Bauherren nur eine geringe Akzeptanz.

Im Rahmen des Forschungsvorhabens werden daher neue Systeme und Komponenten entwickelt, die insgesamt eine deutliche Verringerung des Primärenergieverbrauches von Klimaanlage ermöglichen.

In Abb. 2 ist das betrachtete Gerätesystem dargestellt.

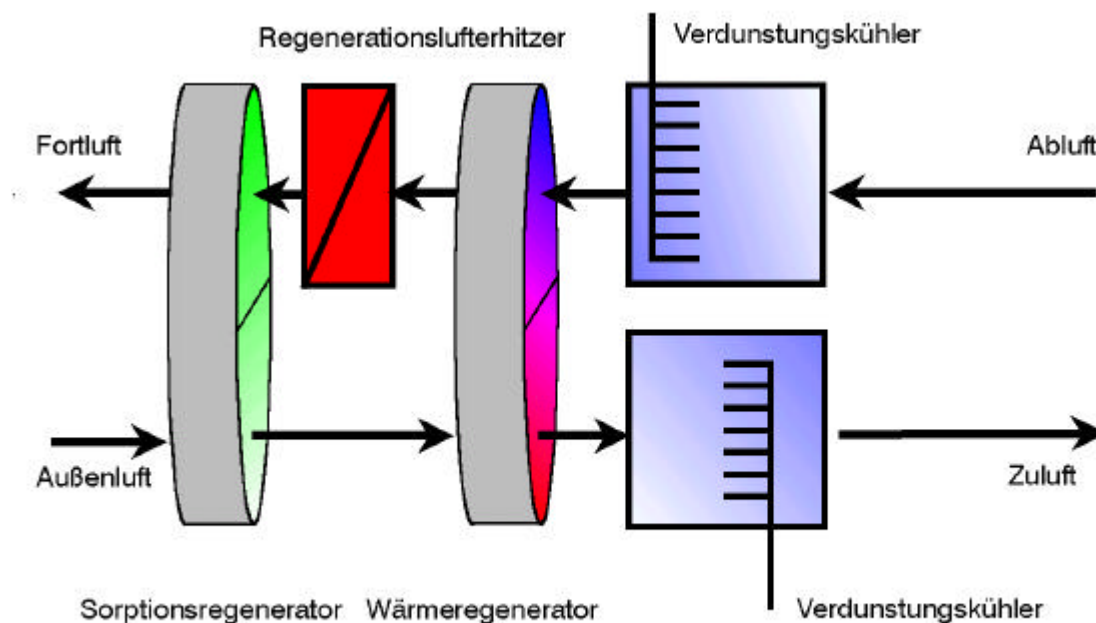


Abb. 2: DEC-Klimasystem mit den Hauptkomponenten

Eine DEC-Klimaanlage setzt sich aus verschiedenen Komponenten zusammen. Für die Funktion und den Energieverbrauch sind insbesondere die nachfolgend aufgeführten Baugruppen von Bedeutung:

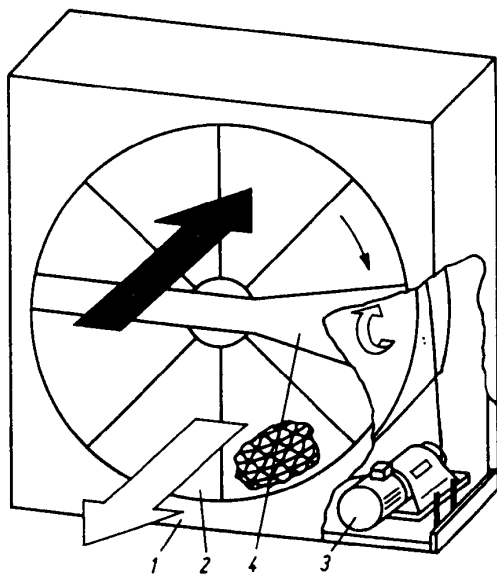
- Sorptionsregenerator,
- Wärmerückgewinnungseinrichtung
- Verdunstungskühler
- Regenerationsluftheritzer

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden die drei erst genannten Komponenten sowohl experimentell als auch theoretisch untersucht und optimiert. Als ergänzende Systemkomponente kommt die Kältemaschine hinzu, die jedoch ausschließlich bei den verfahrenstechnischen Bewertungen in das Forschungsvorhaben einbezogen wird.

## 2 Sorptionsregenerator

### 2.1 Beschreibung der Wirkungsweise

Der Sorptionsregenerator ist ein Gerät zum Wärme- und Stoffaustausch. Sorptionsregeneratoren haben im allgemeinen den gleichen Aufbau wie die seit langer Zeit bekannten Regenerativ-Wärmerückgewinner. Das Grundprinzip besteht darin, daß eine langsam rotierende Speichermasse im Gegenstrom von zwei Luftvolumenströmen durchströmt wird. Der prinzipielle Aufbau ist der Abb. 3 zu entnehmen. Abwechselnd gelangen dabei die Speichermassenteilchen durch die rotierende Bewegung von einem Luftstrom in den anderen und bewirken entsprechend dem Temperaturgefälle bzw. dem Partialdruckunterschied des Wasserdampfes eine Übertragung von Wärme und Feuchtigkeit. Die Drehzahl der Speichermasse bewegt sich entsprechend der gewählten Aufgabenstellung zwischen  $n = 10 \frac{1}{h}$  und  $n = 10 \frac{1}{min}$ .



Aufbau eines Regenerators  
mit rotierender Speichermasse;  
schematisch

1 Gehäuse; 2 Rotor;  
3 Rotorantrieb; 4 Schleuszone



Serienmäßig gefertigter  
Regenerator einer Baureihe  
Werkbild Firma Klingenburg  
GmbH Gladbeck

Abb. 3: Aufbau eines Sorptionsregenerators

Die Speichermasse hat dabei die Aufgabe, eine geordnete Luftführung in den von der Struktur bereitgestellten geraden Kanälchen zu ermöglichen. Zugleich wird damit eine große Oberfläche geschaffen, wodurch für den Wärme- und Stoffaustausch beste Bedingungen entstehen. Gut strukturierte Speichermassen besitzen innere Oberflächen von bis zu  $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ , d.h. in einem Kubikmeter Speichermasse sind bis zu  $3000 \text{ m}^2$  Übertragungsfläche vorhanden. Neben der Schaffung großer Oberflächen dient diese Struktur vor allem auch der Aufnahme der hygroskopischen Materialien; entweder durch Tränkung mit hygroskopischen Salzlösungen oder Beschichtung mit Silicagel. In Abb. 4 ist ein Ausschnitt aus der Stirnfläche eines Zellulose-Sorptionsregenerators dargestellt.

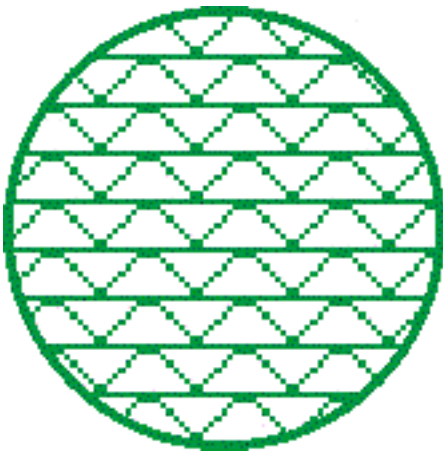


Abb. 4: Struktur der Stirnfläche einer Zellulose-Sorptionsregenerators

Prinzipiell ist kein Unterschied zu den gewickelten Aluminium-Rotoren feststellbar. Die Zellulosestruktur ist mit Lithiumchlorid getränkt und erhält dadurch die hygroskopischen Eigenschaften.

Durch die kontinuierliche Rotation wird im Fall der Luftentfeuchtung auf der einen Seite des Rotors Feuchtigkeit aufgrund einer geringeren Partialdruckdifferenz an der lithiumchloridgetränkten Oberfläche vom Luftstrom an die Speichermasse abgegeben. Durch eine Temperaturerhöhung des Regenerationsluftstromes wird zeitgleich auf der anderen Seite die von den Teilchen der Speichermasse übertragene Feuchtigkeit vom Luftstrom aufgenommen und aus dem Rotor abgeführt. Insgesamt entsteht durch die Drehbewegung ein kontinuierlicher Prozeß der Luftentfeuchtung.

Bei höheren Drehzahlen des Sorptionsregenerators kommt es aufgrund einer Verringerung der Sorptionskapazität der Speichermasse zu einer Veränderung der Betriebsweise. Während bei niedrigen Drehzahlen im Bereich von etwa  $n = 16 \frac{1}{h}$  ein Zustandsverlauf in Richtung der Isenthalpen in Form der Luftentfeuchtung zu verzeichnen ist, kommt es bei höheren Drehzahlen im Bereich von etwa  $n = 10 \frac{1}{min}$  entlang der Mischungsgeraden der beiden Eintrittszustände in den Rotor zu einer Enthalpierückgewinnung. Der prinzipielle Verlauf beider Zustandsänderungen ist der Abb. 5 zu entnehmen.

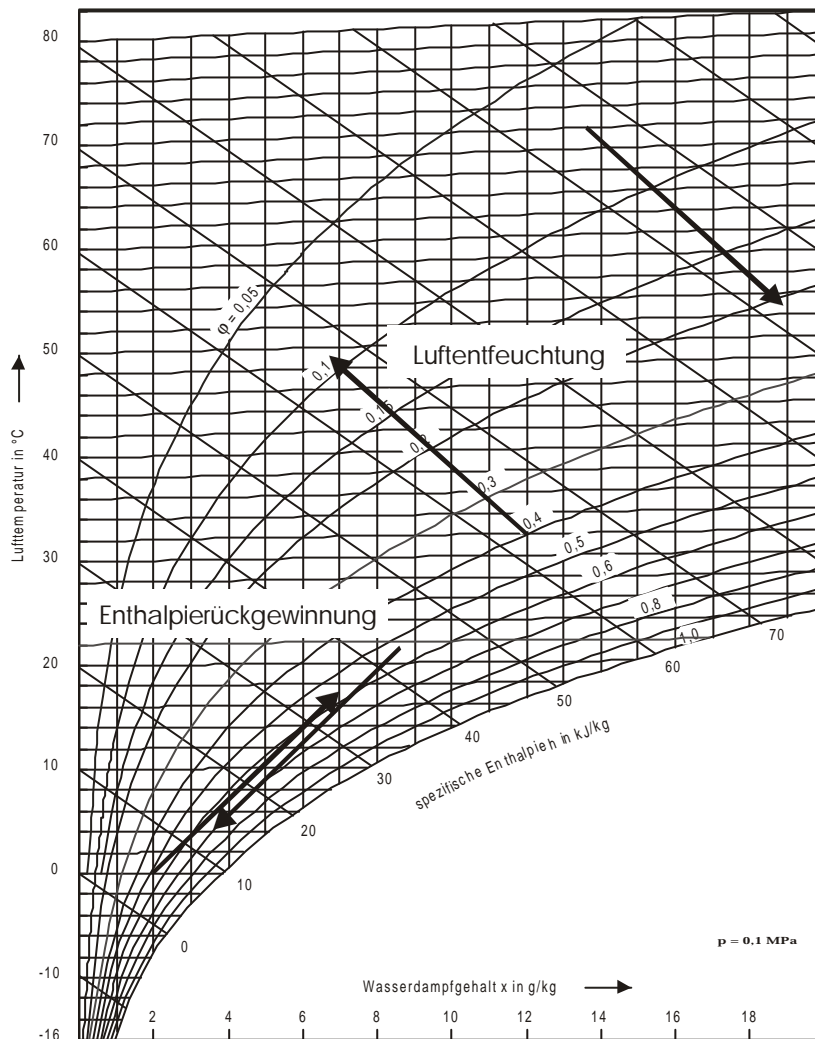


Abb. 5: Zustandsverlauf der Luft beim Durchströmen des Sorptionsregenerators

## 2.2 Anwendungsmöglichkeiten des Sorptionsregenerators

Die Anwendung des Sorptionsregenerators hängt im wesentlichen von den luftseitigen Eintrittsbedingungen ab. In Abb. 6 ist die prinzipielle Einordnung in ein Mollier-h,x-Diagramm dargestellt.



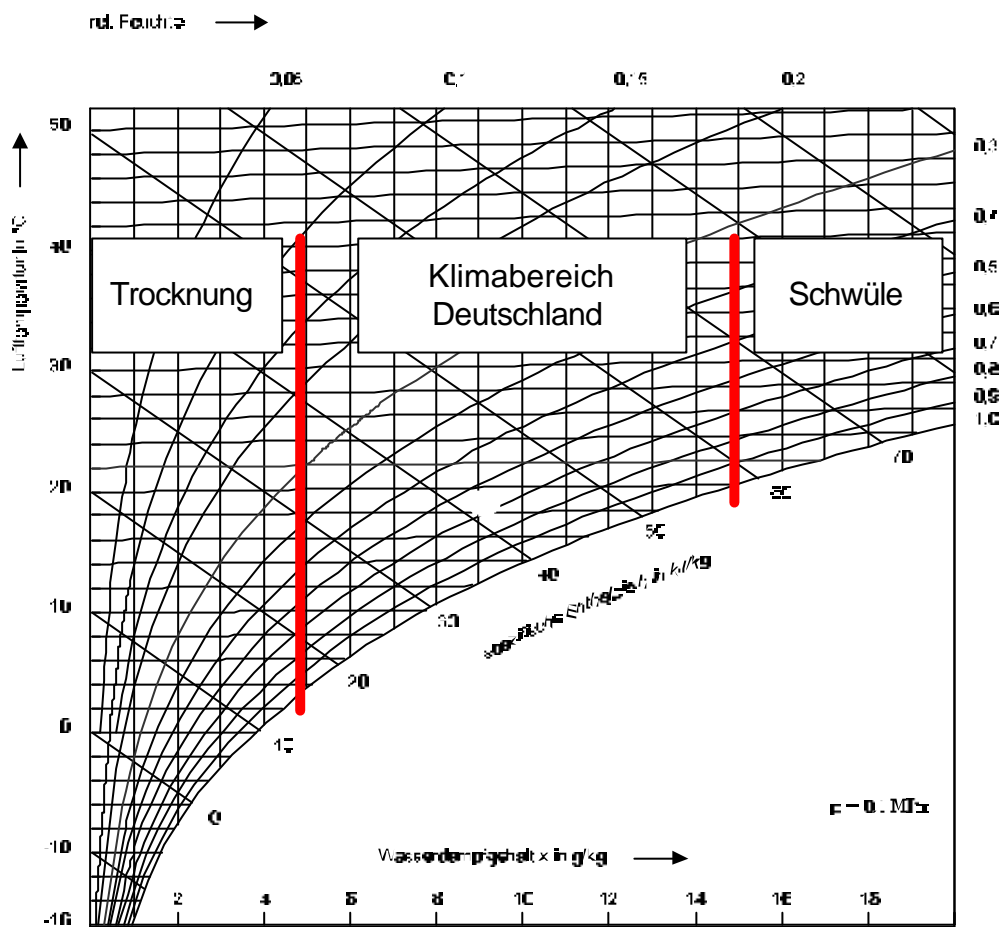


Abb. 6: Einordnung der Anwendung des Sorptionsregenerators in ein Mollier-h,x-Diagramm

Entsprechend Abb. 6 ist in 3 Bereiche zu unterscheiden. Für den Bereich der Klimatisierung in Deutschland und weite Teile von Europa ist der Feuchtebereich zwischen 5 und 15 g/kg Feuchtegehalt maßgeblich. Die Trocknung von technologischen Prozessen, wie z.B. Lagerung von Metallen, Kühllager u.a., ist unterhalb von 5 g/kg relevant. Ein Feuchtegehalt oberhalb von 15 g/kg ist im so genannten Schwülebereich zu erwarten. Dieser Bereich ist vorrangig für die Klimatisierung im asiatischen Raum von Bedeutung.

Prinzipiell sind natürlich Bereichsüberlappungen vorhanden. Eine grobe Orientierung ist mit der Abb. 6 jedoch gegeben.

Im folgenden werden beispielhafte Lösungen für die Anwendung gezeigt.

## 2.2.1 Verwendung des Sorptionsregenerators für die klassische DEC

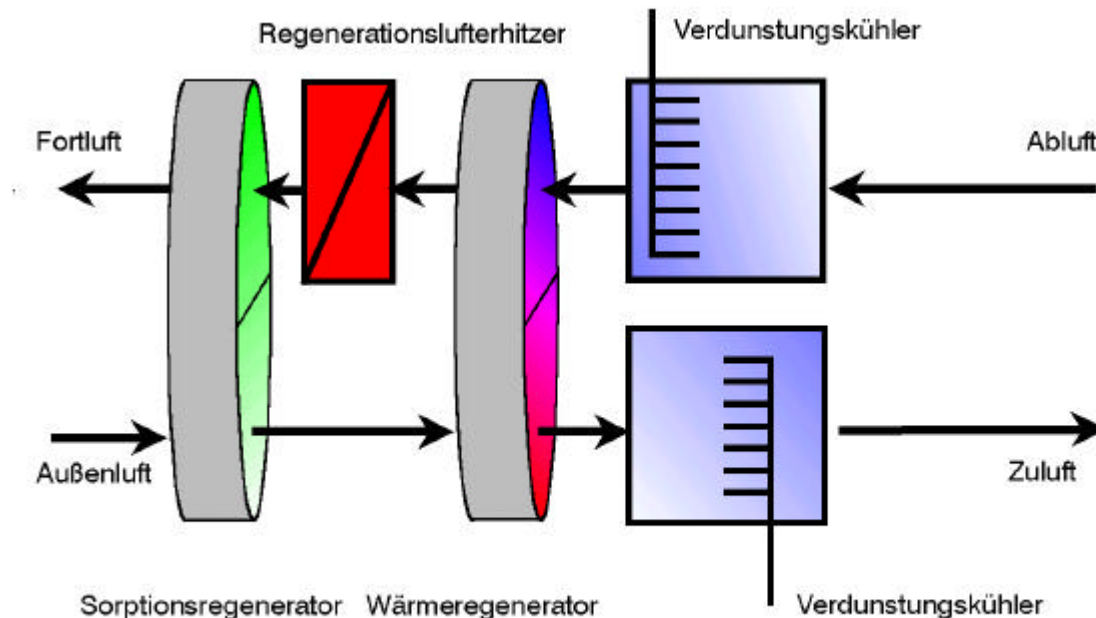


Abb. 7: Klimatisierung ohne Kältemaschine

### Vorteile:

- Verwendung von Abwärme, im Sommer ungenutzte Fernwärme oder Solarenergie
- Klimatisieren ohne Kältetechnik
- Verzicht auf einen Kühlturm
- Verringerung der elektrischen Anschlußleistung
- Einsparung an Befeuchterleistung im Winter durch Feuchterückgewinnung
- Höhere Wärmerückgewinnung im Winter
- Sorptionsregeneratoren sind üblicherweise die investitionsintensiven Komponenten; bei SECO verbessert sich dagegen das Preis- /Leistungsverhältnis
- Keine Vereisungsgefahr
- DEC-Anlagen sind reine Außenluftanlagen; sie benötigen keine Umluft

## Anlagenbeschreibung

Der Sorptionsregenerator SECO hat die Aufgabe, die Außenluft soweit zu entfeuchten, daß durch die nachgeschalteten Komponenten in Form der indirekten und direkten Verdunstungskühlung eine ausreichend große Temperaturabsenkung der Zuluft erreicht werden kann.

Bei guter Anlagenauslegung sind etwa 19 bis 20 °C als Zulufttemperatur erreichbar. Aufgrund der Ventilatoren wird zusätzlich Wärme in den Prozeß eingebracht, die bei der Festlegung der Volumenströme berücksichtigt werden muß.

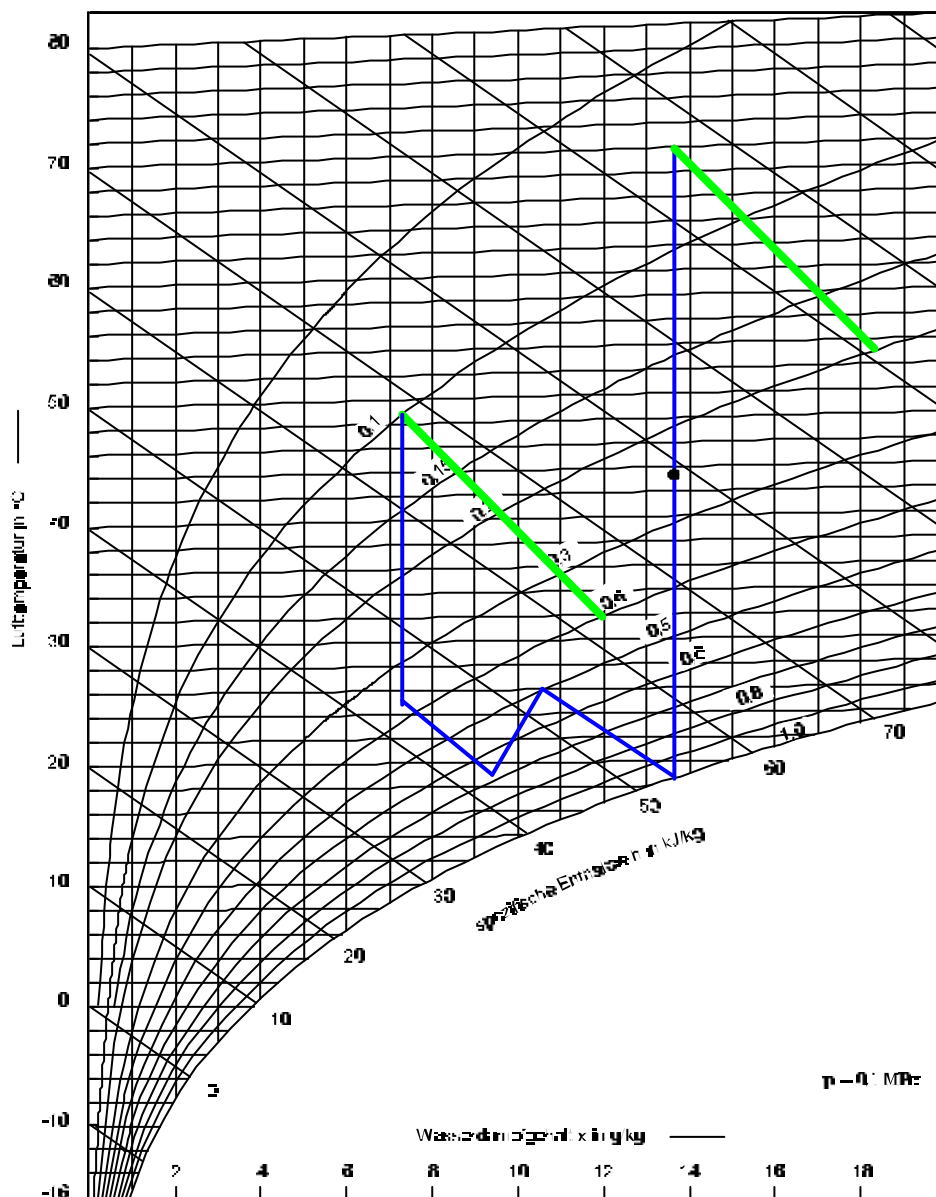


Abb. 8: Schaltschema des DEC-Prozesses bei einer Anströmgeschwindigkeit von 2m/s

Aufgrund der eingesetzten Bürstendichtung am SECO bzw. auch am Wärmeregenerator liegt die Gesamtleckage eines derartigen Klimasystems bei etwa 2 bis 3 %. Durch den Einbau von Spülzonen können die Leckagen weiter verringert werden. Einsatzfälle sind u.a.:

- Hörsaal
- Büro- und Verwaltungsgebäude
- Druckerei
- Hotels

## Kosten

Beim Einsatz dieser Technik stellt sich die Frage nach den Mehrkosten. Eine konkrete Aussage zu den Betriebskosten kann nur eine Berechnung der Wirtschaftlichkeit in Anlehnung an die VDI 2067 ergeben.

Das Verhältnis der Investitionskosten aufgrund des Wegfalls der Kältemaschine bei der konventionellen Klimaanlage und Realisierung der Entfeuchtung durch Einsatz des SECO mit anschließender Verdunstungskühlung bringt folgendes Beispiel zum Ausdruck:

Technische Daten		konventionelle Klimaanlage	SECO, WRG, Zu- und Abluftbefeuchter
Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h	10.000	10.000
Raumkühllast	kW	33,5	33,5
Kälteleistung der KKM	kW	60	0
spez. Kosten der KKM	DM/kW <sub>Kälte</sub>	850	0
Investition Kältemaschine	DM	51.000	0
Investition SECO	DM	0	11.400
Investition WRG	DM	0	5.300
Investition Kaldampf-generator	DM	0	2 x 14.000
Heizregister Regeneration	DM	0	4.000
Gesamt	DM	51.000	48.700

Die Luftzustandsdaten wurden dem zugehörigen Mollier-h,x-Diagramm entnommen. Es sind nur die Mehr- oder Minderkosten gegenüber der konventionellen Anlage zum Ansatz gebracht worden. Bei der Wärmerückgewinnung und dem SECO sind die Kosten inklusive Regler und Antrieb berücksichtigt.

Die weiterhin notwendige MSR-Technik wurde nicht berücksichtigt. Es zeigt sich jedoch, daß es bei den Investitionen keine nennenswerten Unterschiede gibt.

## 2.2.2 Sorptive Entfeuchtung und Kaltwassererzeugung für Kühldecken

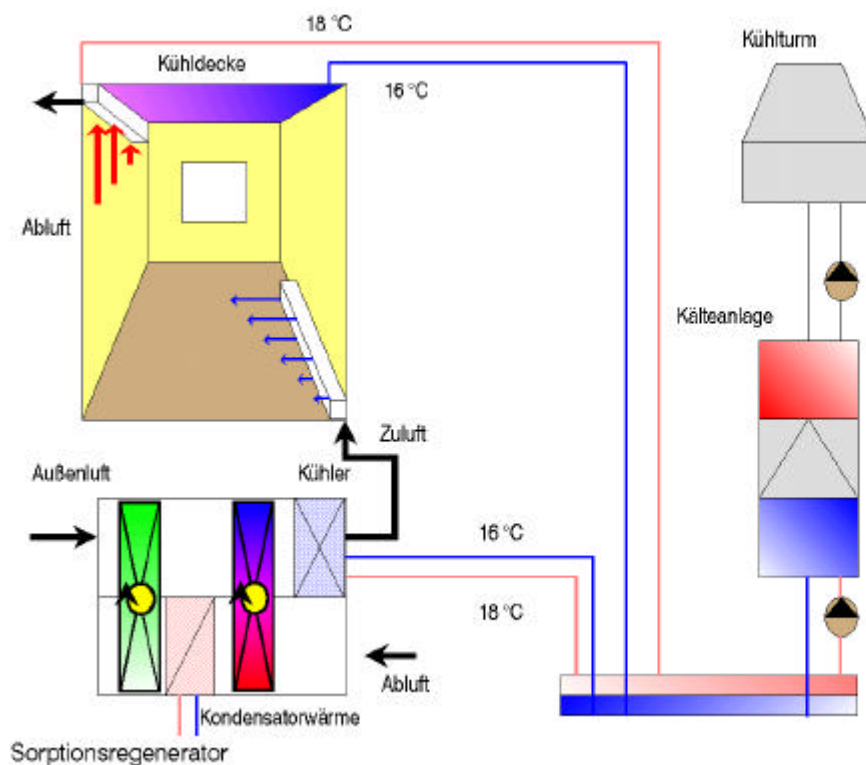


Abb. 9: Einbindung der Kaltwassererzeugung

## Ergänzende Vorteile:

- Verwendung der Kondensatorabwärme zur Regeneration
- Keine Vereisungsgefahr
- Volumenstrom kann auf den hygienisch notwendigen Außenluftanteil reduziert werden
- Leistungsziffer der Kältemaschine wird um bis zu 25 % besser
- Kälteleistung kann durch Wegfall der latenten Energie auf etwa 50 % reduziert werden

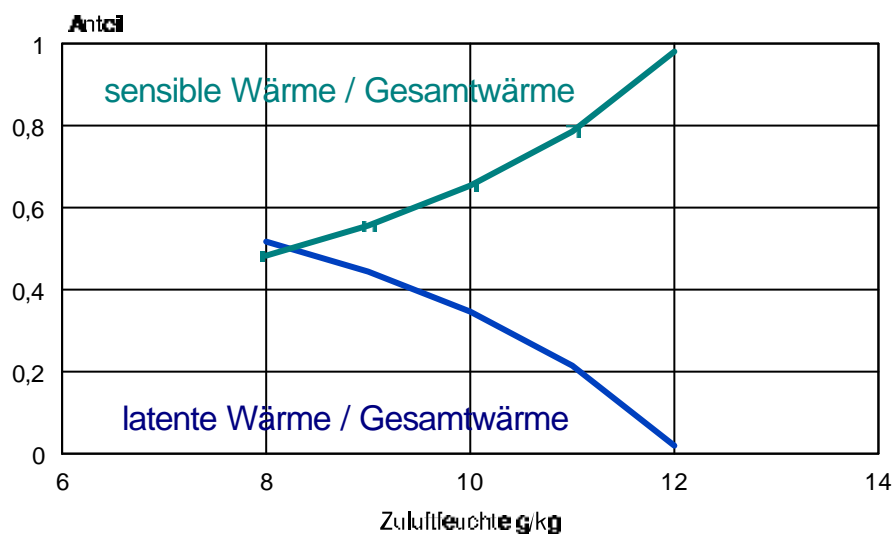


Abb. 10: Anteil der Entfeuchtungsleistung an Gesamtkälteleistung

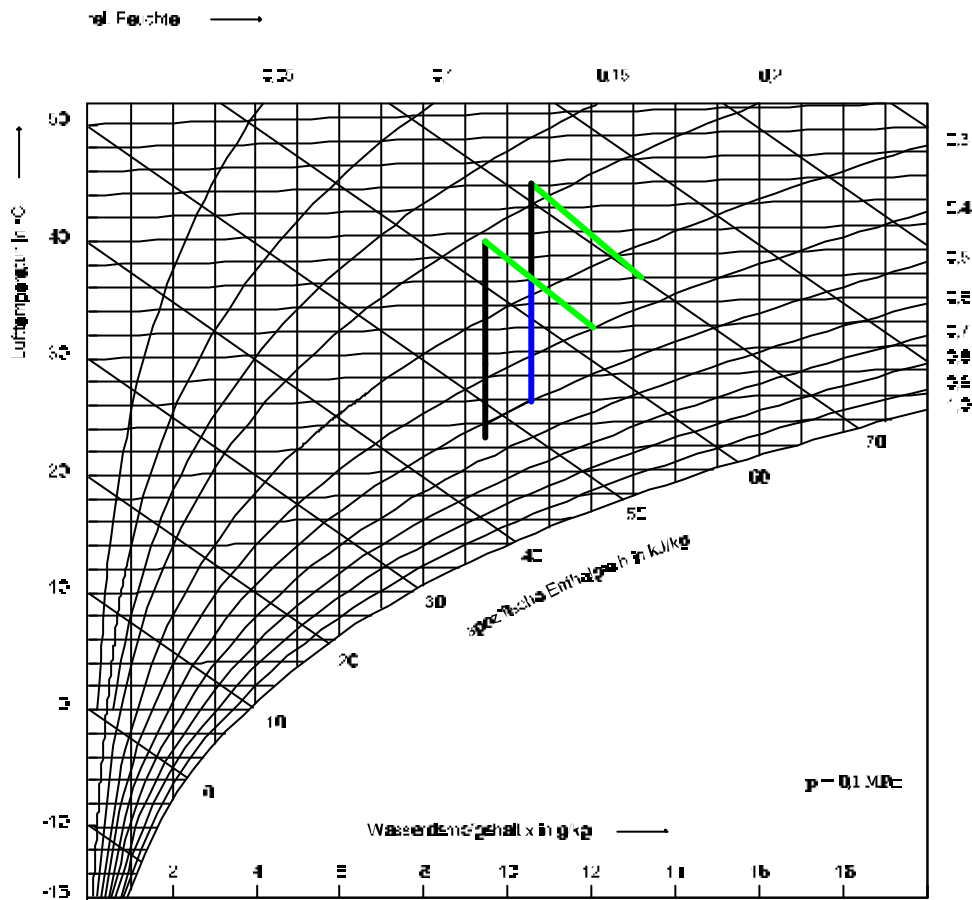


Abb. 11: Auslegung der Sorptiven Entfeuchtung bei der Kombination mit Kaltwassererzeugung für Kühldecken

Der SECO entfeuchtet die Außenluft soweit, wie für die Einhaltung der Zuluftfeuchtigkeit notwendig ist. Gegenüber der klassischen DEC-Anlage werden deutlich geringere Entfeuchtungsleistung und somit niedrigere Regenerationstemperaturen benötigt. Da die eigentliche Kühllastabfuhr aus dem Raum durch Kühldecken erfolgt, kann die Außenluft in Form von Quellluft mit relativ hohen Zulufttemperaturen eingebracht werden. Die thermische Regeneration des SECO erfolgt unter Nutzung der Kondensatorwärme aus der Kaltwassererzeugung. Durch die interne Kälte-Wärme-Kopplung wird eine wesentlich bessere Primärenergieausnutzung als bei konventionellen Klimatisierungsprozessen erreicht. Einsatzfälle sind:

- Hörsaal
- Büro- und Verwaltungsgebäude
- Hotels
- Messegelände mit zentraler Kaltwassererzeugung

### 2.2.3 Sorptive Luftentfeuchtung in Kombination mit Wärmerückgewinnung und Kältemaschine mit Abwärmenutzung (DEC-Kaskade)

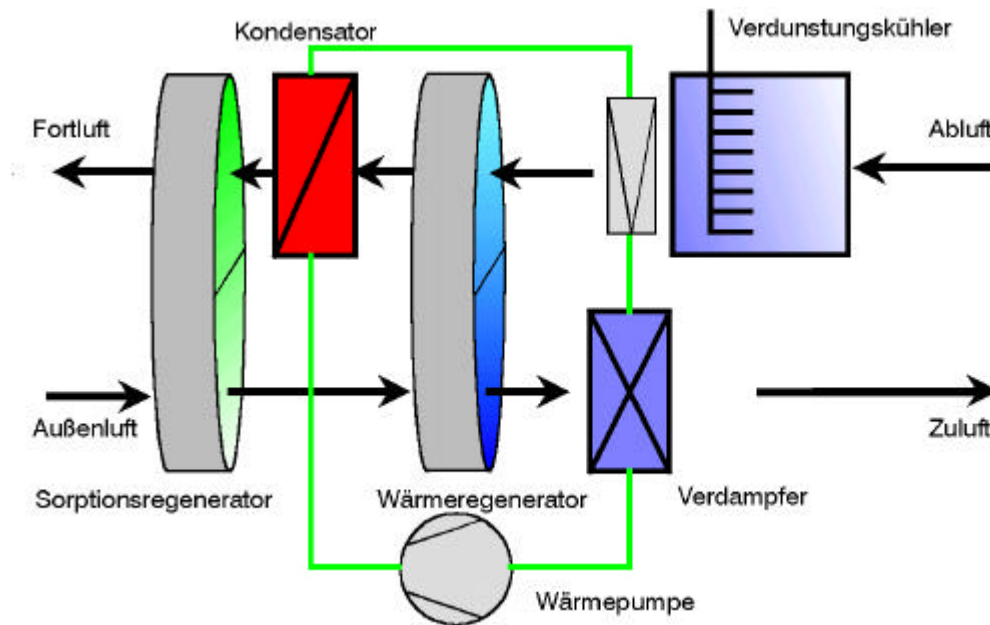


Abb.: 12: Kombination von Kältemaschine und Verdunstungskühlung

#### Weitere Vorteile:

- Kälteleistung der Wärmepumpe nur ca. 30 % bis 40 % der Gesamtkühlleistung der Kaskade
- Wegfall einer Zulufttemperaturbeschränkung durch Integration einer sensiblen Temperaturabsenkung
- Wegfall des Kühlturms
- Realisierung niedrigerer Raumluftfeuchten im Sommer zur besseren thermischen Behaglichkeit im Vergleich zur konventionellen Klimaprozessführung unter Nutzung der Luftentfeuchtung durch Taupunktunterschreitung
- Nutzung der indirekten Verdunstungskühlung in einem weiten Zeitraum des Jahres ohne zusätzliche Antriebsenergie für die Kälte-Wärme-Kopplung



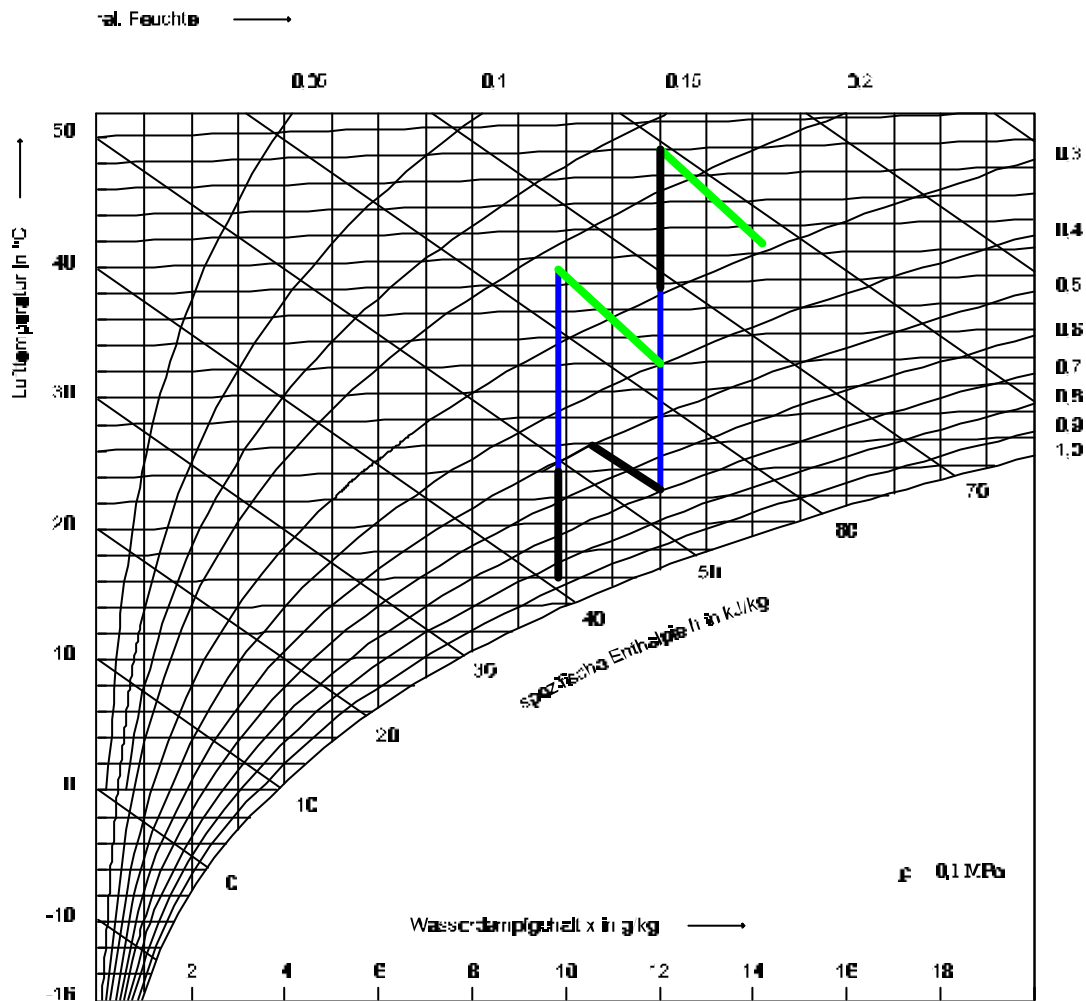


Abb. 13: Auslegung der Sorptiven Entfeuchtung bei der Kombination mit einer Wärmepumpe

Der SECO entfeuchtet die Außenluft soweit, wie für die Einhaltung der Zuluftfeuchtigkeit notwendig ist. Gegenüber der klassischen DEC-Anlage werden deutlich geringere Entfeuchtungsleistung und somit niedrigere Regenerationstemperaturen benötigt. Die sensible Kühlung der Zuluft erfolgt durch den Direktverdampfer der Wärmepumpe bis auf etwa 16 bis 18 °C. Dadurch sind in der Regel keine Leistungseinschränkungen gegenüber der konventionellen Klimatechnik vorhanden. Die thermische Regeneration des SECO erfolgt unter Nutzung der Kondensatorwärme. Durch die interne Kälte-Wärme-Kopplung wird eine wesentlich bessere Primärenergieausnutzung als bei konventionellen Klimatisierungsprozessen erreicht. Vorteilhaft ist die Nutzung der indirekten Verdunstungskühlung in den Übergangszeiten mit hohen Temperaturen und niedrigen Feuchten.

## Einsatzfälle

- Hörsaal
- Büro- und Verwaltungsgebäude
- Hotels

## Kosten

Beim Einsatz dieser Technik stellt sich die Frage nach den Mehrkosten. Eine konkrete Aussage zu den Betriebskosten kann nur eine Berechnung der Wirtschaftlichkeit in Anlehnung an die VDI 2067 ergeben.

Das Verhältnis der Investitionskosten aufgrund des Wegfalls der Entfeuchtungsaufgabe bei der konventionellen Klimaanlage und Realisierung der Entfeuchtung durch Einsatz des SECO bringt folgendes Beispiel zum Ausdruck:

Technische Daten		konventionelle Klimaanlage	SECO, WRG, Abluftbefeuchter und Kältemaschine mit Abwärmenutzung
Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h	10.000	10.000
Raumkühllast	kW	38,5	38,5
Kälteleistung der KKM	kW	60	26,5
spez. Kosten der KKM	DM/kW <sub>Kälte</sub>	850	1.000
Investition Kältemaschine	DM	51.000	26.500
Investition SECO	DM	0	11.400
Investition WRG	DM	0	5.300
Investition Kaldampf-generator	DM	0	14.000
Gesamt	DM	51.000	57.200

Die Luftzustandsdaten wurden dem zugehörigen Mollier-h,x-Diagramm entnommen. Es sind nur die Mehr- oder Minderkosten gegenüber der konventionellen Anlage zum Ansatz gebracht worden. Bei der Wärmerückgewinnung und dem SECO sind die Kosten inklusive Regler und Antrieb zum Ansatz gebracht worden.

#### 2.2.4 Verwendung des Sorptionsregenerators für technologische Entfeuchtungsaufgaben in Kombination mit Kälte-Wärme-Kopplung

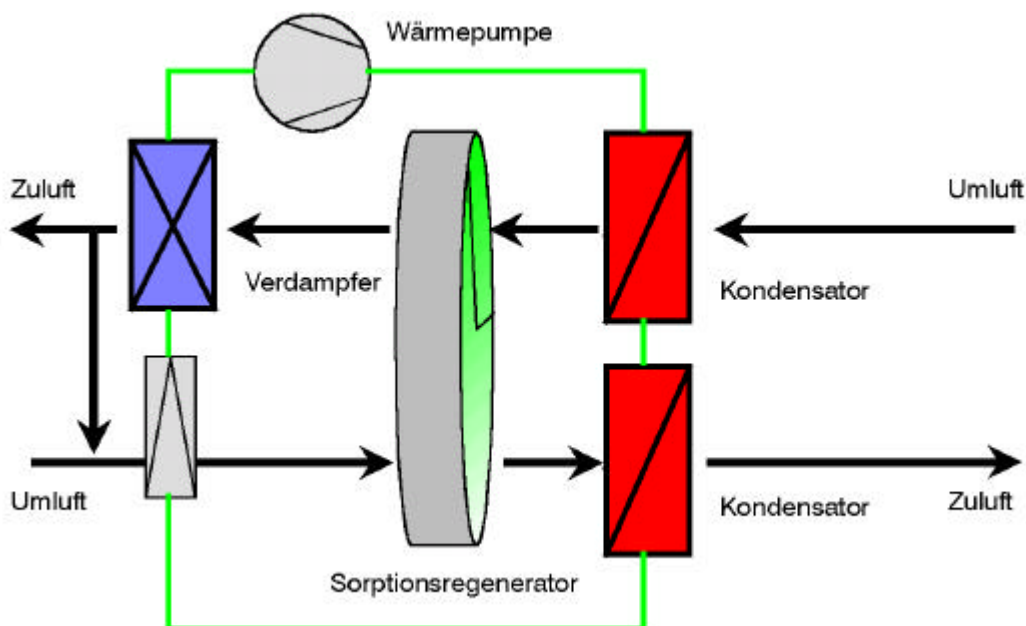


Abb. 14: Trocknung unter Nutzung einer Kältemaschine

#### Spezifische Vorteile:

- Bessere Bedingungen für die Wärmepumpe durch Verschiebung des Arbeitspunktes in den Bereich hoher relativer Luftfeuchtigkeiten und höherer Temperaturen
- Veränderung des Flächenverhältnisses von Prozeß- zu Regenerationsluft führt zu kleineren Wärmepumpen
- Steckerfertige Geräte können ohne Außenluftanschluß hergestellt werden

Der Vorteil dieser Systemlösung kann der Abb. 15 entnommen werden. Dargestellt sind Leistungsdaten unterschiedlicher Typen von Luftentfeuchtungsgeräten. Die spezifische Entfeuchtungsleistung ist bei der dargestellten Systemlösung im Vergleich zu allen anderen Lösungen deutlich höher.

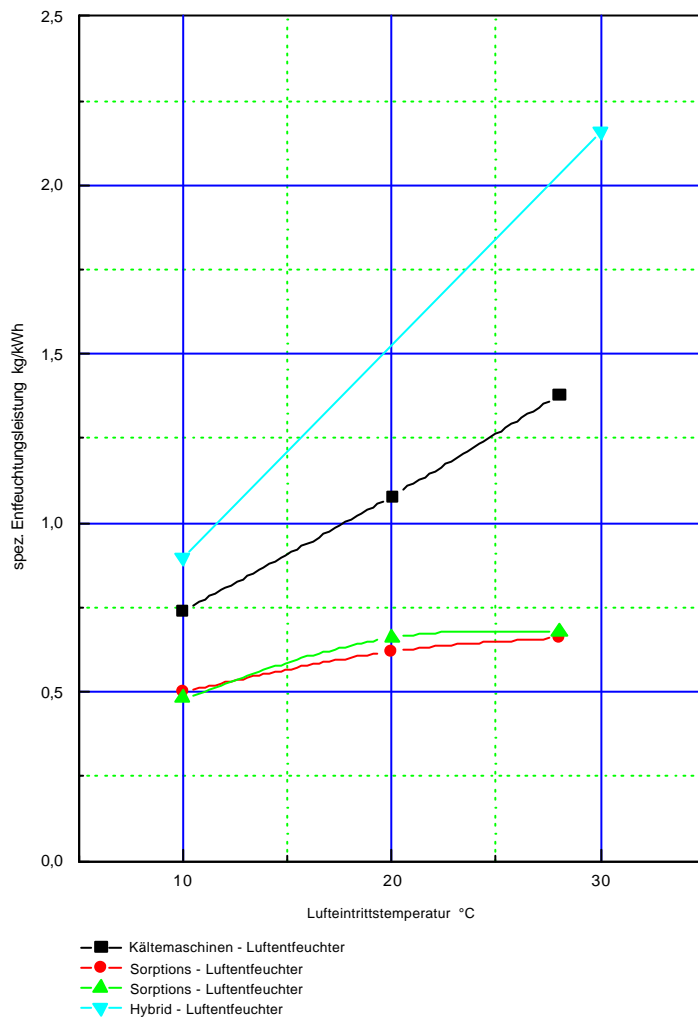


Abb. 15: Vergleich der Entfeuchtungsleistung

## Einsatzfälle

- Schwimmhallen
- Gutstrocknung
- Konservierung

## 2.2.5 Sorptive Luftentfeuchtung in der Umlufttrocknung

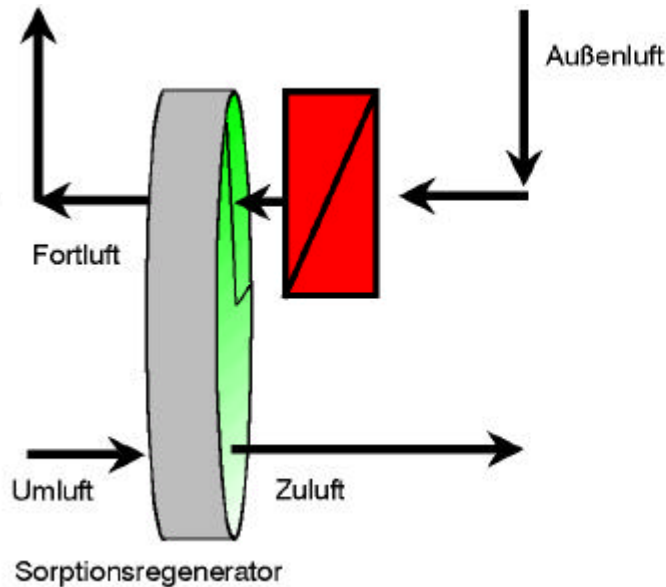


Abb. 16: Nutzung des Sorptionsregenerators zur Umlufttrocknung

### Vorteile:

- Wegfall der Außenluftentfeuchtung
- Verwendung von Abwärme, im Sommer ungenutzte Fernwärme oder Solarenergie
- Entfeuchten ohne Kältetechnik
- Verringerung der elektrischen Anschlußleistung bei Verwendung von Wärme
- gegenüber Kältemaschinen ist der Wartungsaufwand geringer

### Anlagenbeschreibung

Der SECO hat die Aufgabe, die Umluft soweit zu entfeuchten, daß sich im Zuge der Umlufführung die Raumlufffeuchte schrittweise verringert. Das Verhältnis von Umluft zu Regenerationsluft wird entsprechend den technischen Randbedingungen angepaßt. Im allgemeinen wird das Verhältnis zwischen 2 und 3 liegen. Zur Regeneration wird Außenluft verwendet, die über ein Heizregister aufgewärmt wird. Die feuchtebeladene Fortluft wird wieder an die Umgebung abgeführt.

### 2.3 Experimentelle Untersuchungen am Sorptionsregenerator

Die experimentellen Untersuchungen am Sorptionsregenerator wurden im Versuchsfeld des ILK Dresden durchgeführt.

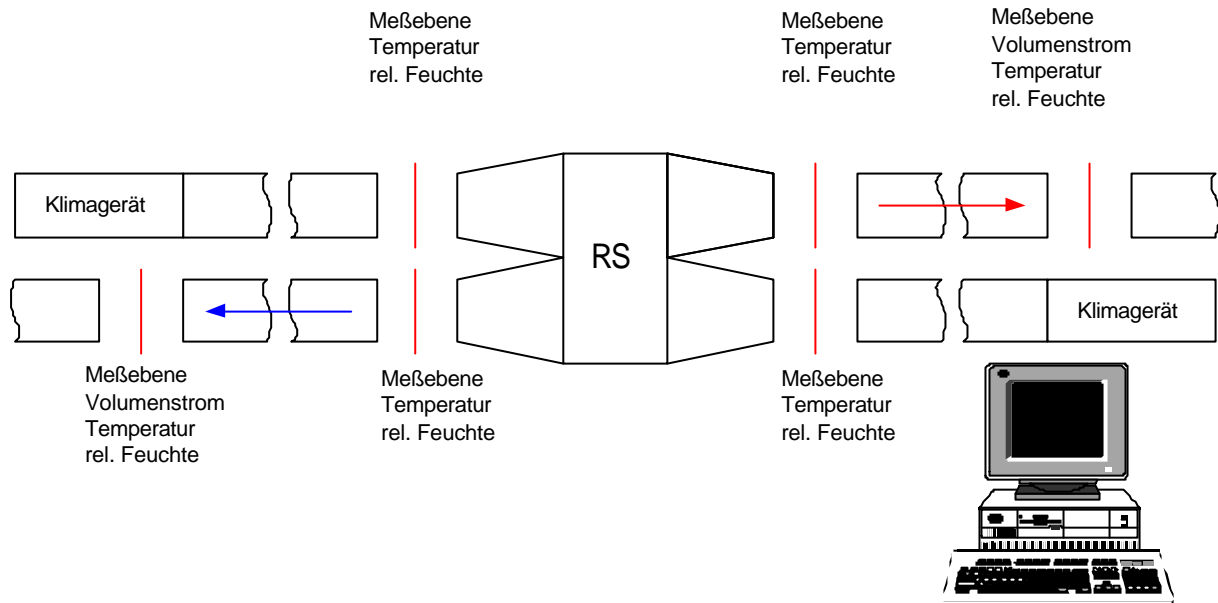


Abb. 17: Schematische Darstellung des Messaufbaus

Bei dem Regenerator handelt es sich um ein Gerät, dessen Speichermaterial aus LiCl-getränktem Zellulosepapier besteht. Das Gehäuse entspricht dem des regenerativen Wärmerückgewinners RRT 1000, mit Ausnahme der Bautiefe, die 450 mm beträgt.

Die Abb. 17 zeigt schematisch die luftseitige Einbindung des Regenerators in die Luftaufbereitungs- und Leitungsstrecken sowie die Meßwerterfassungsanlage. Die Messebenen  $M_{11}$  ...  $M_{22}$  haben die Abmessungen 460 x 615 x 100 mm; sie sind über kurze Elastik- und Übergangskanäle (wärmegeämmt, Gesamtlänge 565 mm) an den Regenerator angeschlossen.

Der Trockenluftsektor (AU/ZU) des Regenerators ist mit dem Rox-Gerät verbunden, der Regenerationsluftsektor (AB/FO) mit dem 7-Air-Gerät gekoppelt. Beide Klimageräte gewährleisten unabhängig voneinander die gewünschten Anströmgeschwindigkeiten und Eintrittszustände (Druck, Temperatur, Feuchte) der Luft für das Sorptionsmaterial. Die Luftmassenströme werden stromabwärts gemessen.

Die technischen Daten des Versorgungsgerätes sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Technische Daten der Klimaanlage

	Einheit	7 Air (Abluft)	ROX (Außenluft)
max. Zuluftvolumenstrom	m <sup>3</sup> /s	2,1	1,39
externer Druckverlust	Pa	600	600
Ventilator Drehzahl (Zuluft) stufenlos regelbar	min <sup>-1</sup>	2240	1415/690
Luftfilter		EU4	EU4
Vorheizer	KW	110 (elt)	30
Kühler (Direktverdampfer)	KW	50	45
Kühler (Pumpenkaltwassersatz)	KW	50	-
Dampfbefeuchter	kg/h	40	
Nachheizer	KW	35	76,7 (elt)
max. Abluftvolumenstrom	m <sup>3</sup> /s	2,1	2,1
Ventilator Drehzahl (Abluft)	min <sup>-1</sup>	1550	1440/710
externer Verdichtersatz mit wassergekühltem Kondensator	KW	80	-
luftgekühlter Kondensator	KW	-	65,8
Umluftfahrweise		regelbar	regelbar

Die Leistungsmessungen beinhalten die Aufnahme des spezifischen Wasserentzugs der Trockenluft und des Strömungswiderstandsbeiwertes des Regenerators bei verschiedenen Anströmgeschwindigkeiten und Regenerationstemperaturen unter stationären Betriebsbedingungen. Sie beziehen sich auf folgende Einbauverhältnisse:

- Der Rotor hat keine Spülkammer, das Anströmflächenverhältnis ist eins
- Das Speichermaterial ist unverschmutzt
- Die mittleren statischen Drücke in den beiden Regeneratorsektoren sind gleich groß
- Es liegt eine homogene Druck-, Temperatur- und Feuchteverteilung in den Eintrittsmeßquerschnitten M11 und M21 vor.

Das Meßzeitintervall für einen eingestellten Betriebs- bzw. Meßpunkt (MP) im Beharrungs-zustand beträgt 3 min; es entspricht der Zeitspanne für eine Rotorumdrehung. Die momentanen Meß- und Auswertungsgrößen werden aller 30 s gespeichert und über Excel zeitmittelwertbildend zusammengefaßt.

Die Anströmgeschwindigkeiten des Regenerators werden aus den abströmseitig gemessenen Massenströmen bestimmt:

$$w_{21} = \frac{\dot{m}_2}{3600 \cdot \rho_{21} \cdot A}$$

$$w_{11} = \frac{\dot{m}_1}{3600 \cdot \rho_{11} \cdot A}$$

mit der halben Kreisfläche des Rotors

$$A = 0,2884 \text{ m}^2$$

und dem Rotor-Außendurchmesser

$$D = 0,857 \text{ m.}$$

Für den trocken- und regenerationsluftseitigen Widerstandsbeiwert des Regenerators wird angesetzt:

$$\xi_2 = \frac{2 \cdot \Delta p_{st,2}}{\rho_{21} \cdot (w_{21})^2}$$

$$\xi_1 = \frac{2 \cdot \Delta p_{st,1}}{\rho_{11} \cdot (w_{11})^2}$$

Bei der Messdurchführung werden jeweils immer beibehalten bzw. angestrebt:

$$t_{21} = 28 \text{ °C}$$

$$x_{21} = x_{11} = 10 \text{ g/kg tr.L.}$$

$$\Delta p = 0$$

$$n = 9,86 \text{ h}^{-1}$$

Die Variationen erfolgen in folgenden Stufen:

$$w_{21} = w_{11} = 1 / 1,8 / 2,6 \text{ m/s}$$

$$t_{11} = 40 / 50 / 60 / 70 \text{ °C.}$$



Der Sorptionsregenerator ist ein Produkt der Firma Klingenburg. Die SECO-Matrix hat folgende Eigenschaften:

- Geometrie V - Welle
- Wellenlänge  $a = 4,0 \text{ mm}$
- Wellenhöhe  $b = 1,9 \text{ mm}$
- Papierstärke  $s = 100 \dots 120 \text{ } \mu\text{m} = 0,1 \dots 0,12 \text{ mm}$
- hydraulischer Durchmesser  $d_h = 1,40 \text{ mm}$
- innere Oberfläche  $\omega = 2371 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- Dichte  $\rho = 635 \text{ kg/m}^3$
- Porosität  $\psi = 0,83$

Der SECO hat einen Durchmesser von 905 mm und eine Bautiefe (Speichermasse) von 250 mm. Für die durchgeführten Untersuchungen betrug das Anströmverhältnis 1:1. Der Rotor ist in einem Gehäuse mit den Maßen 1000 x 1000 x 450 gelagert.

Der Antrieb des SECO erfolgte über einen regelbaren Antriebsmotor, mit dem eine stufenlose Drehzahlregelung mittels eines Drehzahlregelgerätes möglich war. Für die Kraftübertragung von Motor zum Rotor diente ein Keilriemen, der über eine Taper-Keilriemenscheibe lief.

Die Drehzahl des Rotors läßt sich über einen Tastenschalter am Drehzahlregelgerät einstellen. Der analoge Anzeigewert am Drehzahlregelgerät entspricht der Spannung in mV. Es ist ein Einstellbereich von 0...10 mV möglich. Es wurden 3 Meßreihen aufgenommen und ihre Mittelwerte in Tabelle 2 eingetragen.

Tabelle 2: Drehzahlwerte des RS3

Spannung in mV	Drehzahl in 1/min	Drehzahl in 1/h
0	0	0
1,3	0	0
1,4	0,22	13,2
1,5	0,22	13,2
1,6	0,22	13,2
1,69	0,37	22,4
1,7	0,42	25,2
2	0,95	57
3	2,4	144
4	3,8	228
5	5,26	315,6
6	6,67	400,2
7	8,12	487,2
8	9,68	580,8
8,5	10,4	621
9	11,2	672
9,5	12	720
9,9	12,5	750

### Meßgrößen

Für die Untersuchungen am SECO waren sowohl im Luftentfeuchterbetrieb als auch in der Funktion eines Enthalpierückgewinners folgende Meßgrößen interessant:

- Temperatur
- absolute Feuchte
- statischer und barometrischer Druck
- Massenstrom bzw. Volumenstrom

### Temperaturmessung

Zur Messung der Lufttemperatur werden Widerstandsthermometer Pt100 der Fehlerklasse A eingesetzt. Eine Temperaturänderung bewirkt eine Widerstandsänderung. Unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen beträgt die zu erwartende maximale Messgenauigkeit  $\Delta t = \pm 0,05 \text{ K}$ .

### Feuchtemessung

Die Messung der relativen Feuchte der Luft an den Blenden und in den Meßrahmen erfolgt durch kapazitive Feuchtefühler vom Typ HMM 20 D bzw. HMM 30 DX der Fa. Vaisala. Aus der gemessenen relativen Feuchte und der zugehörigen gemessenen Temperatur wird die absolute Feuchte berechnet.

Für beide Feuchtesensorentypen wird nach Herstellerangaben die Meßgenauigkeit bei 20 °C im Bereich von 0 bis 90 % r. F. mit  $\pm 2 \%$  r. F. und im Bereich 90 bis 100 % r. F. mit  $\pm 3 \%$  angegeben.

Daraus ergaben sich zu große Ungenauigkeiten in Bezug auf die Ermittlung des absoluten Wasserdampfgehaltes. Die Berechnung des Feuchtegehaltes  $x$  hängt dabei von der Umrechnung in  $\varphi$  [%], dem Temperaturkoeffizienten und dem Feuchte- und Temperatur-Profil im Meßrahmen ab. Außerdem wird die Meßunsicherheit der relativen Feuchtefühler bei hohen Temperaturen, wie etwa im Regenerationssektor des Regenerators deutlich größer. Aus diesem Grund wurde je eine Taupunktsonde MTR 02/S der Fa. IL METRONIK an den Ein- und Austrittsseiten des SECO angeordnet. Die zwei Taupunktfühler an den Einritten sind jeweils in den Meßrahmen 21 und 11 angebracht, während die zwei anderen Taupunktfühler an den Austritten sich jeweils 5 m von den Meßrahmen entfernt an den Blenden befinden. Die Meßgenauigkeit der Fühler beträgt laut Lieferfirma ca.  $\Delta t_{\text{Tau}} = 0,3 \text{ K}$ .

Die Taupunktfühler messen die Taupunkttemperatur der Luft an der zu messenden Stelle. Mit der Taupunkttemperatur läßt sich der Feuchtegehalt sofort ermitteln. Da die Taupunktfühler einen Arbeitsbereich bis etwa 50 °C besitzen, würde bei Überschreitung dieses Bereiches eine Fehlfunktion der Fühler eintreten. Deshalb sind ca. 1 m lange Plastik-Leitungen von kleinen Luftentnahmeöffnungen an den Meßrahmen bzw. Blenden zu den Fühlern geführt, um die kleine abgezweigte Luftmenge für den Arbeitsbereich der Fühler ausreichend herunterzukühlen. Diese kleine Luftmenge wird mittels eines Gebläses durch Ansaugung zu den jeweiligen Fühlern gebracht.

### **Druckmessung**

Der barometrische Druck wird an einem Barogeber der Fa. Thies-Clima, der sich in der Versuchshalle des ILK befindet, abgelesen und als Eingabewert in das Meßprogramm eingegeben. Die Meßgenauigkeit liegt bei  $\pm 30$  Pa.

Der statische Überdruck in den Meßrahmen wird mittels Druckentnahmeöffnungen an den Meßrahmen, welche zu Ringleitungen verschalten sind, gemessen. Die Ausgänge der Ringleitungen führen zu einem Differenzdrucktransmitter der Fa. Dresser, der mit einem Fehlerzertifikat von 0,5 % geführt wird.

Der anliegende Wirkdruck an den Blenden und der dazugehörige statische Druck wird ebenfalls über den Differenzdrucktransmitter ermittelt, wobei der Fehler hierfür mit 0,25 % angegeben ist.

### **Luftvolumenstrommessung**

Die Luftvolumenstrommessung erfolgt an den Blendenmessstrecken. Sie wurde nach DIN 1952 für einen Rohrdurchmesser  $D_{Bl} = 400$  mm beider Blenden sowie den Bohrungsdurchmesser der Blendenscheiben  $d_{Bl} = 240$  mm und damit für ein Durchmesser Verhältnis  $\beta = 0,6$  ausgelegt.

### **Meßwerterfassung**

Die verwendete Meßwerterfassungsanlage besteht aus:

- 4 Meßkarten der Fa. INDEL AG zur Meßdatenerfassung und -speicherung der Meßwerte von den Meßgeräten
- Personalcomputer zur Bedienung, Überwachung und Auswertung
- Software zur Kommunikation zwischen Bediener, PC und Meßkarten

Die 4 Meßkarten enthalten 2 Pt100-Karten zur Erfassung der Temperaturmesswerte von den Pt100-Temperaturfühlern und 2 ADC-Karten zur Erfassung der Feuchte- und Druckmeßwerte von den Feuchtefühlern und Drucksensoren. Die Karten sind in einem Schaltschrank eingebaut. Die Meßkarten sind über eine Schnittstellenkarte im PC mit ihm verbunden und somit ist eine Kommunikation zwischen diesen beiden Komponenten gewährleistet.

Als Software wird das Meßprogramm INview 3.1 verwendet, welches unter MS-WINDOWS läuft. Hier lassen sich die Meßwerte visuell in gewünschter Form darstellen und jederzeit speichern und ausdrucken. Mit der Überführung der Meßwerte in eine LOG-Datei kann man diese mit MS-EXCEL oder anderen Programmen weiterverarbeiten und auswerten.

### Fehlerabschätzung

Die Einzelmeßfehler der notwendigen Größen sind in Tabelle 3 aufgelistet.

Tabelle 3: Fehler der Meß- und Kenngrößen

Meß- bzw. Kenngröße	Kurzzeichen	Wert
Bohrungsdurchmesser d. Blende	$\Delta D_{BI}$	$\pm 0,05$ mm
innerer Rohrdurchmesser an d. Blende	$\Delta d_{BI}$	$\pm 0,05$ mm
Statischer Druck an d. Blende (Meßgerät)	$\Delta p_{st,BI}$	$\pm 6,25$ Pa
Wirkdruck an d. Blende (Meßgerät)	$\Delta(\Delta p_w)$	$\pm 2,5$ Pa
barometrischer Druck (Meßgerät)	$\Delta p_B$	$\pm 30$ Pa
relative Feuchte (Vaisala)	$\Delta \varphi_{BI}$	$\pm 2$ %
Taupunkttemperatur (MTR 02/S)	$\Delta t_{Tau}$	$\pm 0,3$ K
Temperatur (Pt 100)	$\Delta t$	$\pm 0,05$ K

Mit der allgemeinen Gleichung ergibt sich der absolute Fehler für die Berechnung des Enthalpierückgewinnungsgrades  $\Delta\Phi_{h,2}$ :

$$\Delta\Phi_{h,2} = \sqrt{\left(\frac{1}{\dot{m}_2} \cdot \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{21}} \cdot \Delta\dot{m}_1\right)^2 + \left(-\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2^2} \cdot \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{21}} \cdot \Delta\dot{m}_2\right)^2 + \left(-\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \cdot \frac{1}{h_{11} - h_{21}} \cdot \Delta h_{12}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \cdot \frac{h_{11} - h_{12}}{(h_{11} - h_{21})^2} \cdot \Delta h_{21}\right)^2 + \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \cdot \frac{h_{12} - h_{21}}{(h_{11} - h_{21})^2} \cdot \Delta h_{11}\right)^2}$$

Unter Nutzung der Einzelfehler kann der absolute Fehler vom Enthalpierückgewinnungsgrad  $\Delta\Phi_{h,2}$  ermittelt werden.

$$\Delta\Phi_{h,2} = 1,62 \%$$

Der relative Fehler des Enthalpieübertragungsgrades  $\Delta\Phi_{h,2}$  ergibt sich aus:

$$\frac{\Delta\Phi_{h,2}}{\Phi_{h,2}} = \frac{1,62\%}{78,6\%} = 0,021 = 2,1\%$$

Der Gesamtfehler liegt mit 2,1 % im Rahmen der Zulässigkeit. Einen wesentlichen Einfluss auf den Gesamtfehler haben die Einzelfehler der Enthalpien, welche sich aus den Messunsicherheiten der Taupunkttemperaturfühler ergeben. Die angesetzte Messunsicherheit von  $\Delta t_{\text{Tau}} = 0,3 \text{ K}$  beeinflusst den Gesamtfehler sehr stark. Bei kleineren  $\Delta t$ , wie etwa bei den der Pt 100-Fühler würde der Gesamtfehler deutlich gesenkt werden. Für diese Art Fühler ist jedoch jeweils ein relativer Feuchtefühler für die Bestimmung der absoluten Feuchte notwendig. In Folge ist keine Verringerung des Messfehlers zu erwarten. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen sind für den Entfeuchtungsfall in den Abb. 18 bis 22 dargestellt.

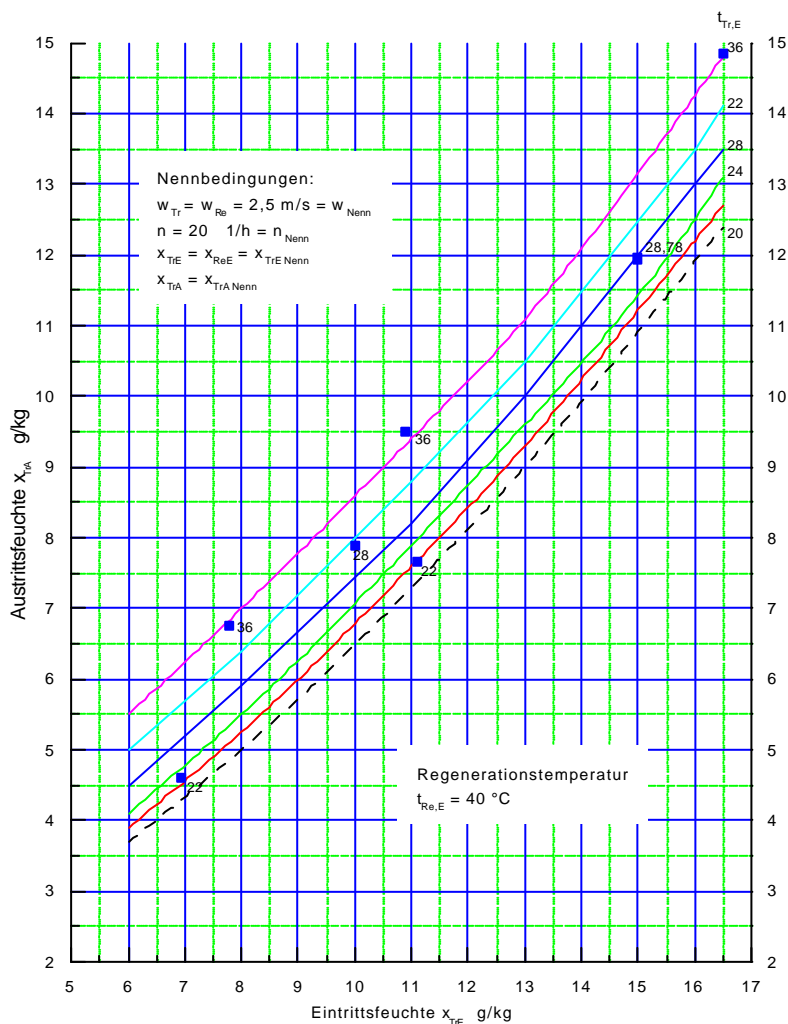
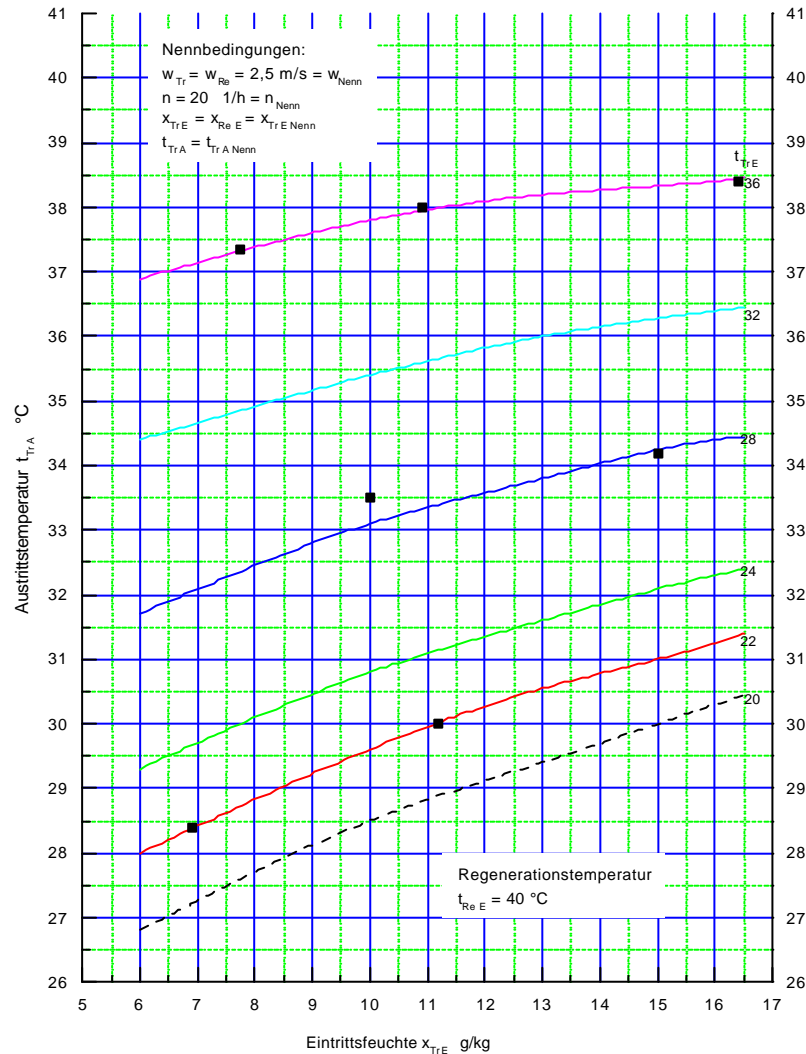


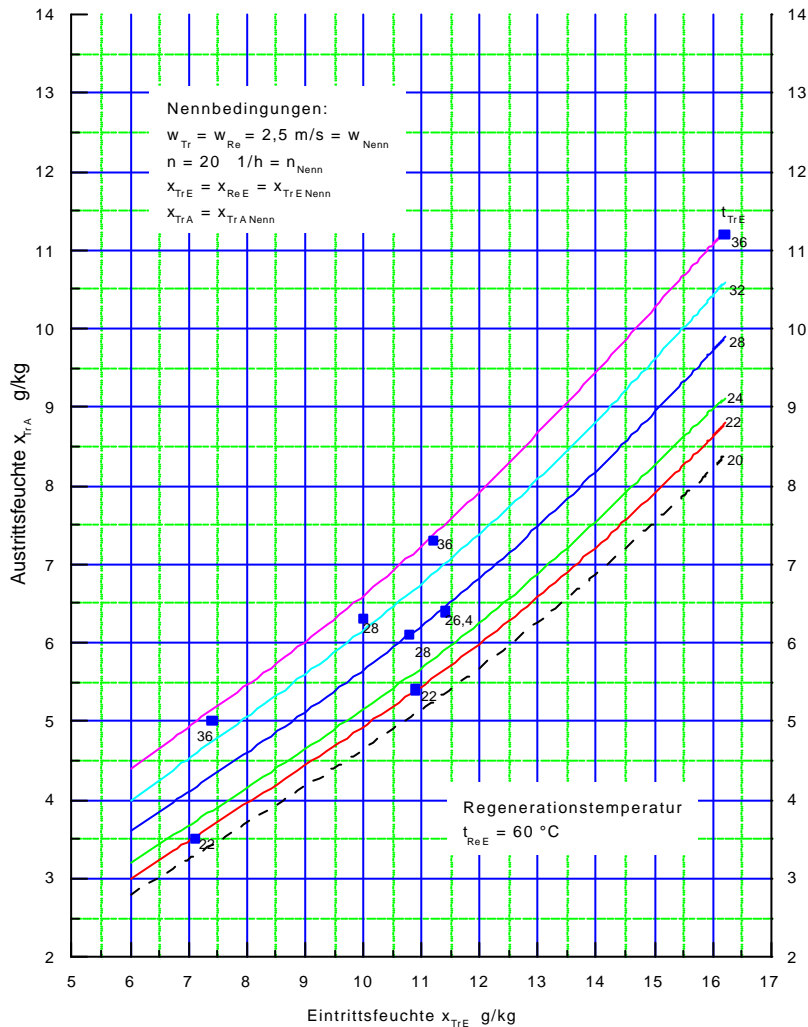
Abb. 18: Austrittsfeuchte bei 40 °C Regenerationstemperatur



Kennfeld  $t_{TrA} = f(x_{TrE}, t_{TrE})$  bei  $t_{ReE} = 40 \text{ °C}$  und Nennbedingungen

Abb. 19: Austrittstemperatur bei 40 °C Regenerationstemperatur

In den Abb. 18 und 19 wird sichtbar, dass es bereits mit extrem niedrigen Regenerationstemperaturen möglich ist, eine Entfeuchtung der Luft in der Größenordnung von 1 bis 2 g/kg zu erreichen. Je nach meteorologischen Randbedingungen kann das bereits ausreichend sein. Eine Steigerung der Entfeuchtungsleistung kann durch Erhöhung der Regenerationstemperatur erreicht werden. Die experimentellen Daten für 60 °C Regenerationstemperaturen belegen diese Aussage, siehe Abb. 20 und 21.



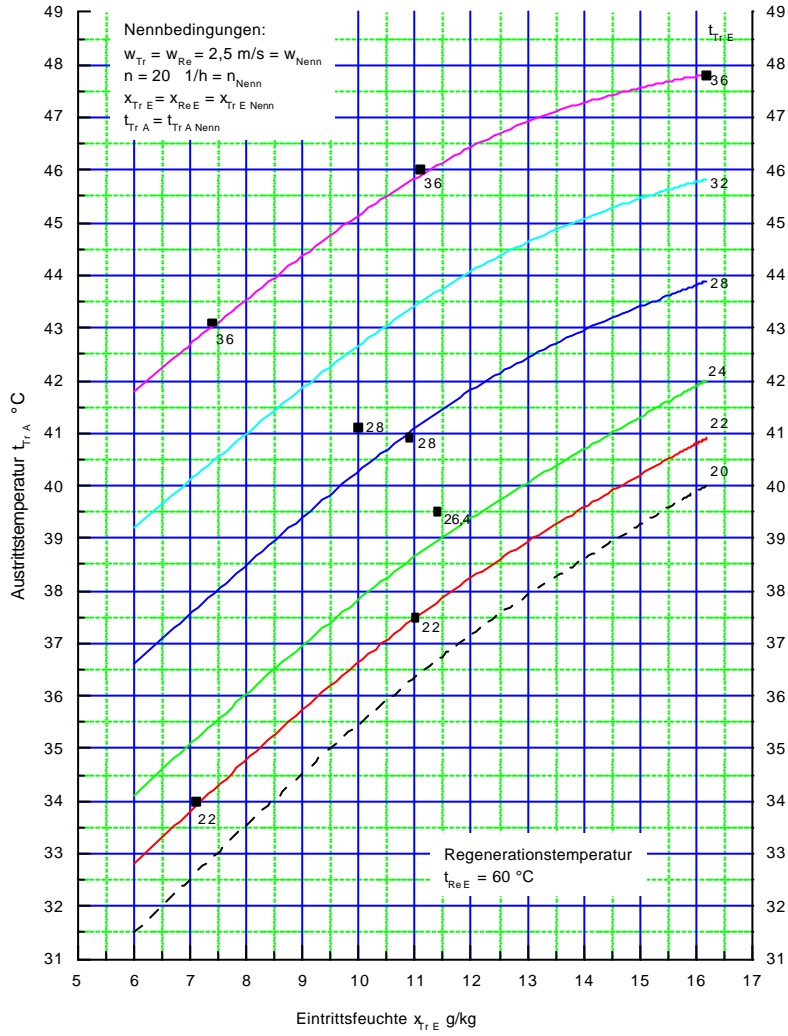
Kennfeld  $x_{T,A} = f(x_{T,E}, t_{Tr,E})$  bei  $t_{Re,E} = 60 \text{ °C}$  und Nennbedingungen

Abb. 20: Austrittsfuchte bei 60 °C Regenerationstemperatur

Die Austrittsfuchte ist im Vergleich zu einer Regenerationstemperatur von 40 °C deutlich höher. Die Luft kann je nach Bedingung um 3 bis 4 g/kg entfeuchtet werden. Für die meisten climatechnischen Anwendungen eine ausreichende Größenordnung. Weitere Steigerungen der Entfeuchtungsleistung sind durch noch höhere Regenerationstemperaturen möglich.

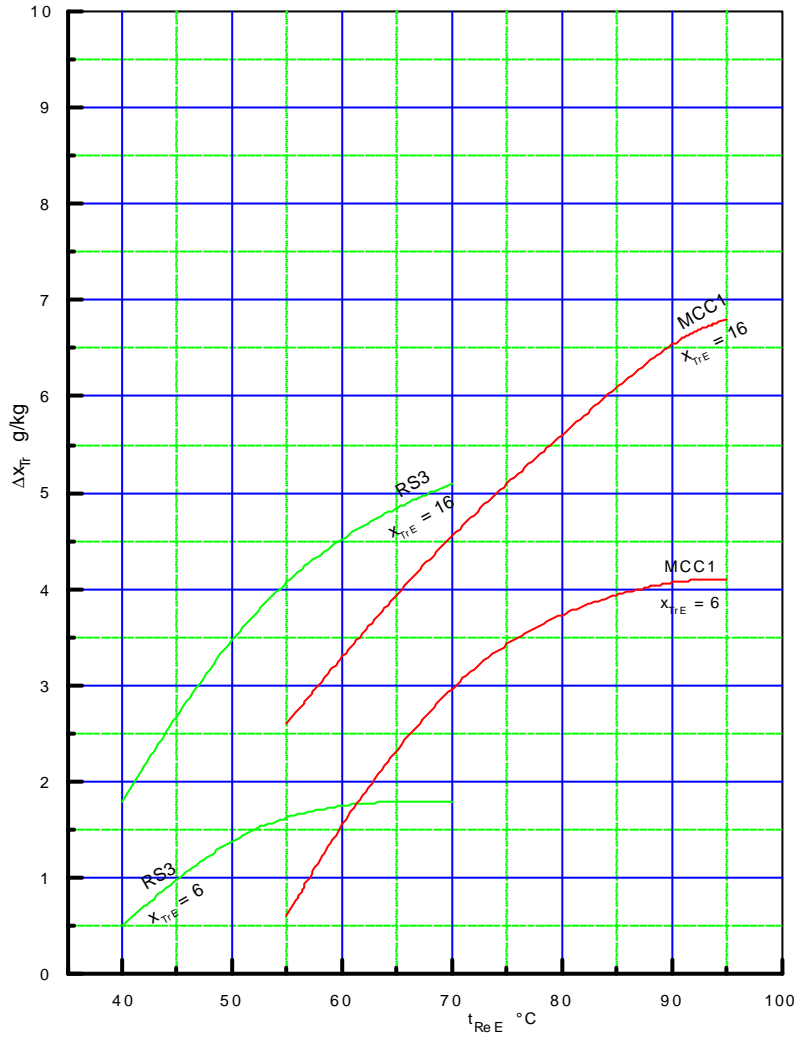
Für den SECO ergibt sich jedoch im Bereich von maximal 70 °C eine Leistungsbeschränkung, siehe Abb. 22.





Kennfeld  $t_{Tr,A} = f(x_{Tr,E}; t_{Tr,E})$  bei  $t_{Re,E} = 60 \text{ °C}$  und Nennbedingungen

Abb. 21: Austrittstemperatur bei 60 °C Regenerationstemperatur



Vergleich der Entfeuchtungsleistung bei  $t_{TfE} = 36$  °C

Abb. 22: Abhängigkeit der Entfeuchtungsleistung von der Regenerationstemperatur

Dargestellt ist der Vergleich für eine Außenlufttemperatur von 36 °C. Für vergleichbare Entfeuchtungsleistungen wird beim SECO, der mit LiCl getränkt ist, eine niedrigere Regenerationstemperatur erforderlich, als bei einem Silicagel-Rotor.

Zur Verdeutlichung der thermischen Verhältnisse hinter einem in Funktion befindlichen Rotor und den daraus resultierenden meß- und regelungstechnischen Problemen wurden von der trockenluftabströmseitigen Stirnseite des Rotors Thermografieaufnahmen aufgenommen, siehe Abb. 23. Es zeigt sich eine schrittweise Abnahme der Temperatur in Kreissegmenten. Parallel dazu wurden Luftaustrittstemperaturen gemessen und mit dem entwickelten Programm KINET nachgerechnet. Der Vergleich ist in Abb. 24 dargestellt.

Die durchgezogene Linie stellt die Berechnungsergebnisse dar; die Punkte wurden aus Querschnittsmessungen über dem Rotorumfang ermittelt. Es wird deutlich, daß die numerische Simulation ein geeignetes Mittel ist, um die Wärme- und Stoffaustauschvorgänge in Sorptionsregeneratoren optimieren zu können.

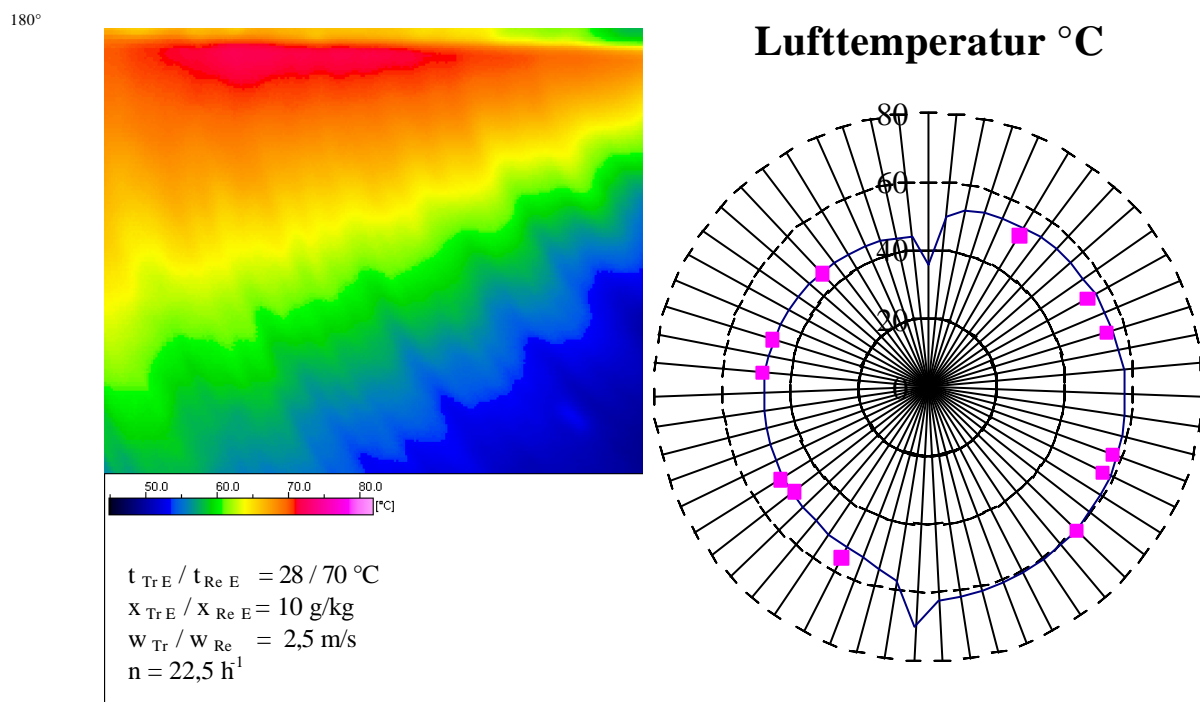


Abb. 23: Thermografieaufnahme

Abb. 24: Vergleich von Rechnung und Simulation

Prinzipiell können mit einem Sorptionsregenerator 2 verschiedene Betriebsweisen realisiert werden:

- Luftentfeuchtung im Sommer
- Enthalpierückgewinnung im Winter

Beide Betriebsfälle sind für die energetische Effizienz des SGK-Verfahrens von gleichrangiger Bedeutung. Zustandsänderungen für den Entfeuchtungsfall werden häufig in erster Näherung isenthalp angesetzt.

Prinzipiell ist jedoch festzustellen, daß folgende Einflüsse eine deutliche Abweichung bewirken:

1. Verdampfungswärme (bewirkt die isenthalpe Zustandsänderung)
2. Sorptionswärme (siehe Abb. 25, hängt von der Beladung der Speichermasse ab)
3. Schleppwärme (hängt von der Regenerationstemperatur, der Wärmekapazität, Drehzahl und der Speichermasse sowie von Leckagen ab)

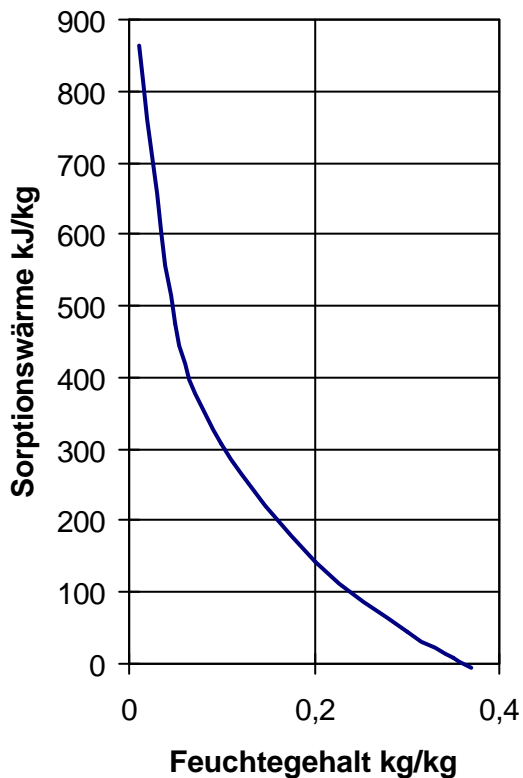


Abb. 25: Darstellung der Sorptionswärme (am Beispiel LiCl)

Bei gleichen Randbedingungen entsprechend Pkt. 1 und 3 verbleibt ein beachtlicher Einfluß durch die Sorptionswärme, wie die Abb. 26 zeigt.

Neben den Meßergebnissen sind auch die Berechnungsergebnisse eingetragen. Die schwarze Linie stellt die Meßergebnisse dar. Die rote Linie ist aus den Rechenergebnissen des Programms KINET entstanden.

Es zeigt sich insgesamt eine ausreichende Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung, wobei bei den niedrigen Eintrittsfeuchten offensichtlich eine Behinderung des Stofftransportes in der Messung zu verzeichnen ist. Das Rechenprogramm bestimmt eine etwas zu große Entfeuchtungsleistung. Die Ursache liegt scheinbar in der Modellannahme, daß der Stofftransport durch die luftseitigen Transportwiderstände bestimmt wird.

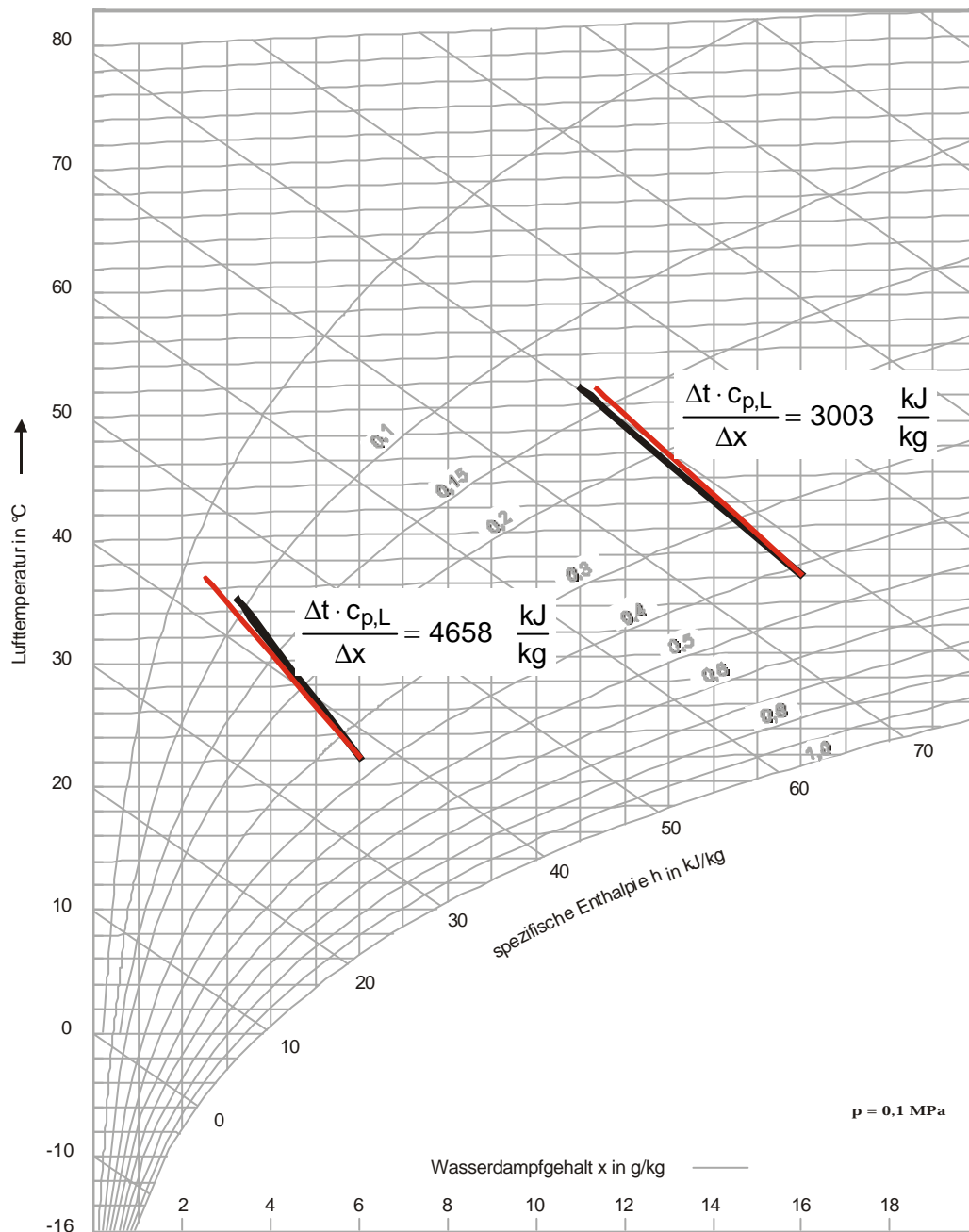


Abb. 26: Meß- und Rechenergebnisse im Entfeuchtungsfall

Für die Enthalprierückgewinnung wurden ebenfalls ein Vergleich zwischen Messung und Rechnung durchgeführt. In Abb. 27 ist der Enthalpieübertragungsgrad sowohl für beide Volumenströme als auch für den Vergleich zwischen Messung und Rechnung dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung, wobei bei einer Anströmgeschwindigkeit von 3 m/s als Maximalwert etwa 76 % erreicht werden.

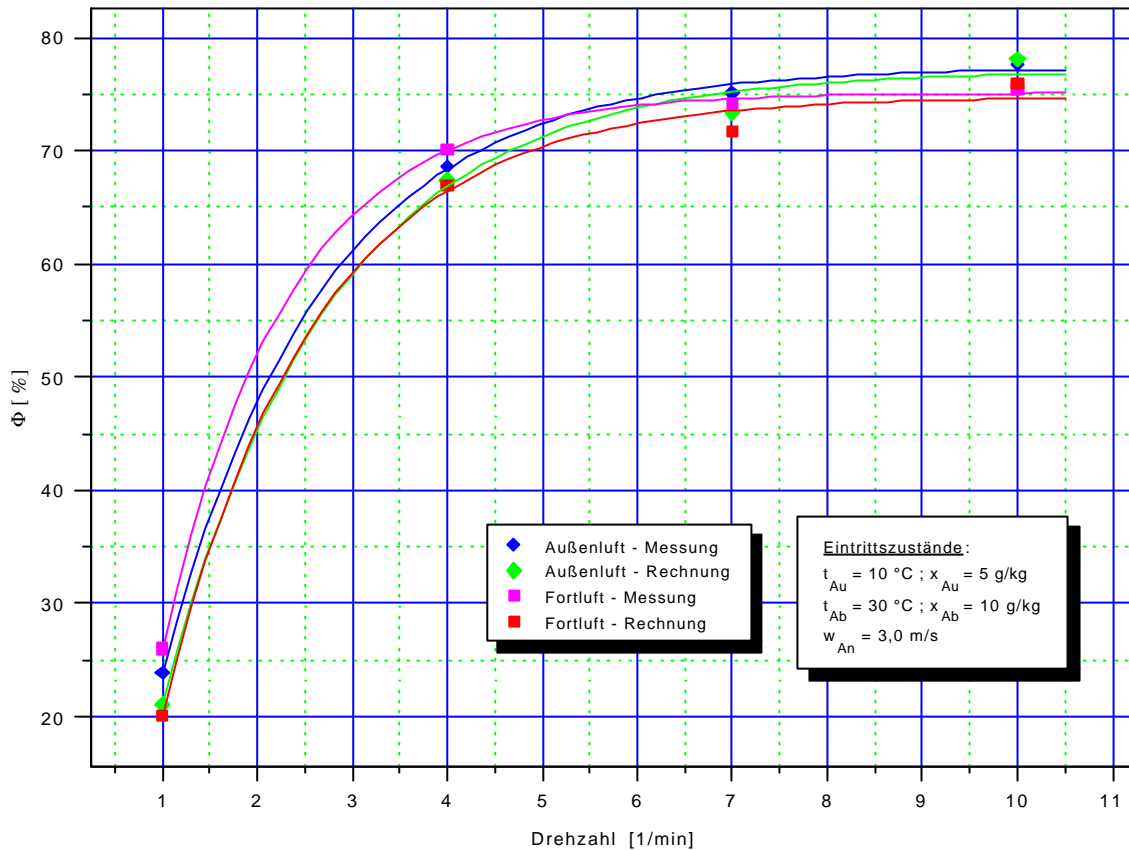


Abb. 27: Ergebnisse als Enthalpierückgewinner

Neben der Abhängigkeit des Enthalpieübertragungsgrades von der Drehzahl bzw. Anströmgeschwindigkeit ist vor allem auch der Einfluß der Neigung der Mischgeraden der Eintrittszustände von Interesse. Entsprechend Abb. 28 wurden dazu Messungen in Abhängigkeit der Lage der Eintrittszustände vorgenommen. Es ergab sich ein Enthalpieübertragungsgrad in der Größenordnung von 80 % bei einer Anströmgeschwindigkeit von 2,5 m/s. Über den gesamten gemessenen Bereich der Eintrittsfeuchte war bei konstanter Anströmgeschwindigkeit kein Einfluß auf den Enthalpieübertragungsgrad festzustellen.

Das heißt, Enthalpieübertragungsgrad, Rückwärmzahl (Temperaturübertragungsgrad) und Rückfeuchtezahl (Feuchteübertragungsgrad) waren gleich; unabhängig von der Neigung der Mischgeraden im  $h,x$ -Diagramm.

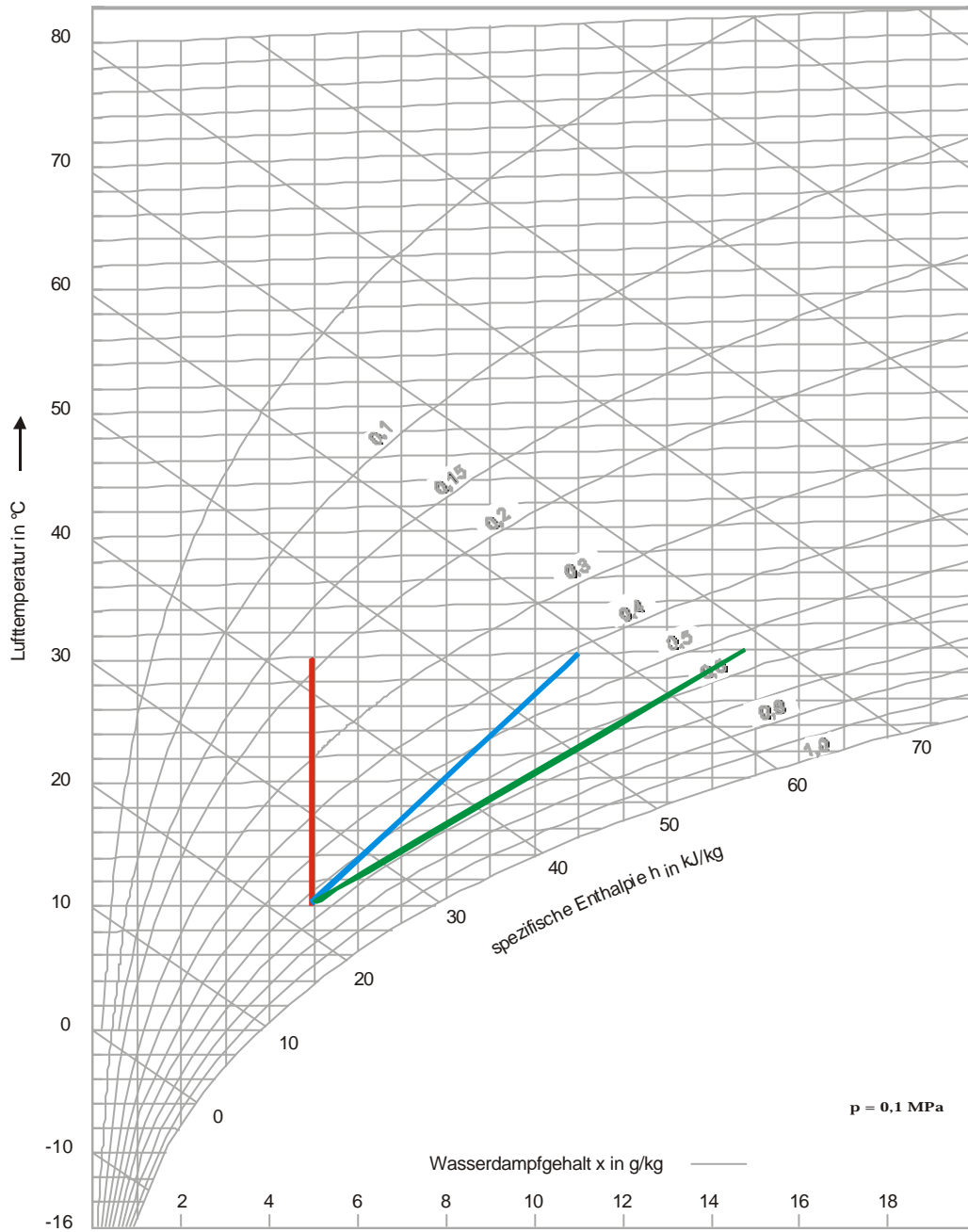


Abb. 28: Variation der Eintrittszustände



## 2.4 Numerische Simulation des Sorptionsregenerators

Die Auslegung von Sorptionsregeneratoren ist aufgrund des gekoppelten Wärme- und Stoffaustausches unter den konkreten Einsatzbedingungen der luftseitigen Randbedingungen durchzuführen. Dabei sollte nach Möglichkeit auf experimentelle Meßergebnisse zurückgegriffen werden. Nur dadurch eine Gewährleistung für die ermittelten Leistungsparameter gegeben werden. Aufgrund der Vielzahl möglicher Kombinationen von Temperatur, Feuchtigkeit und Geschwindigkeit ist es jedoch sinnvoll, auch auf theoretische Auslegungsberechnungen zurückzugreifen.

Die numerische Berechnung hat als Basis die Massen- und Energiebilanzen an einem Volumenelement, siehe Abb. 29 und 30.

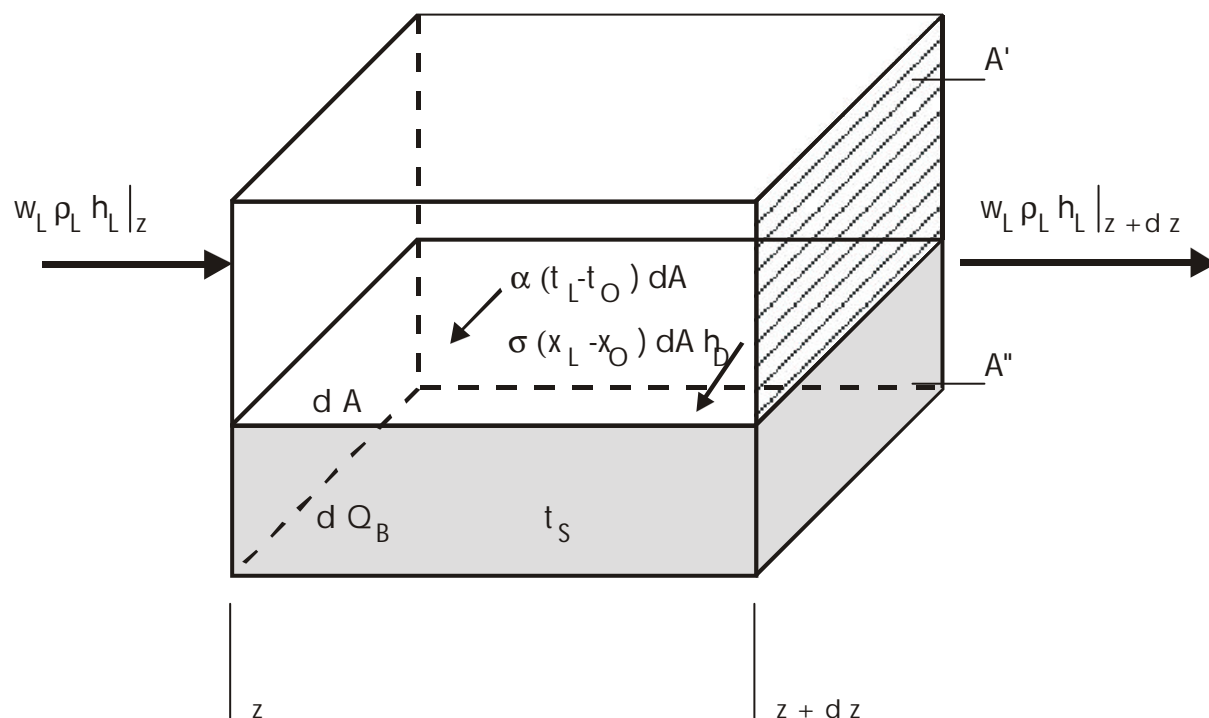


Abb. 29: Volumenelement eines Sorptionsregenerators zur Aufstellung der Energiebilanz

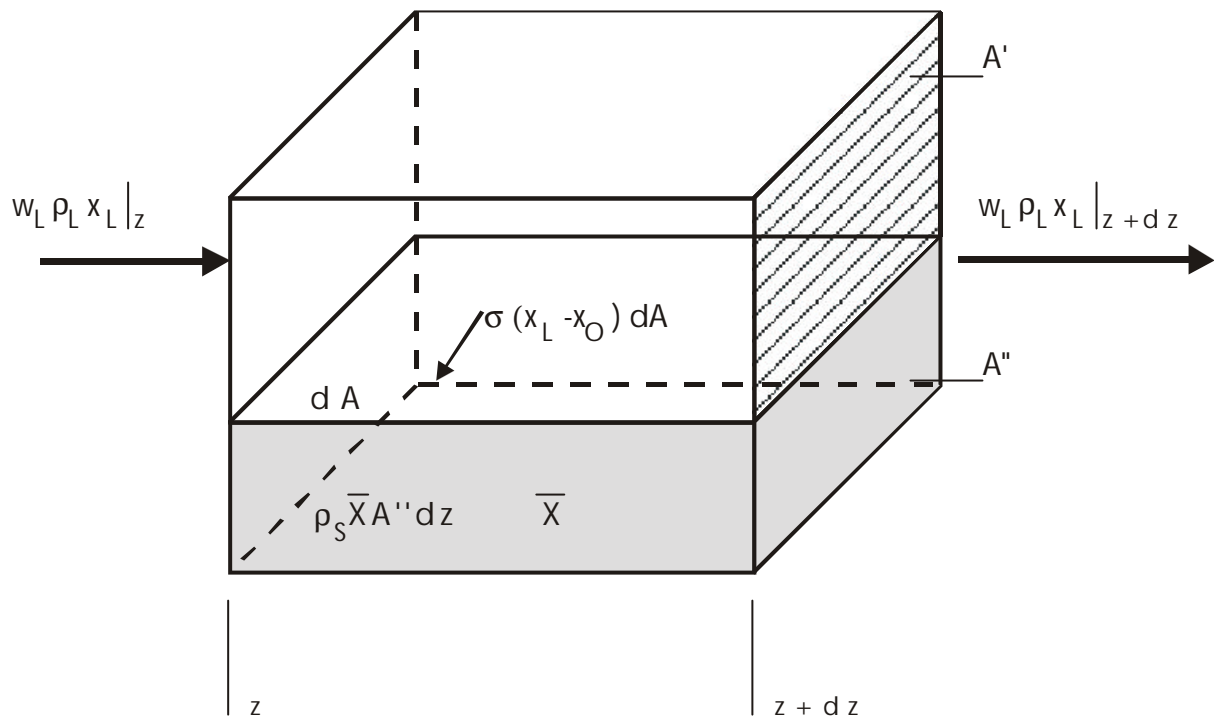


Abb. 30: Volumenelement eines Sorptionsregenerators zur Aufstellung der Massenbilanz

Dabei können diese Bilanzen sowohl für das Speichermaterial als auch für die Luft aufgestellt werden. Folgende Randbedingungen sind dabei zu beachten:

- Der Widerstand des Wärme- und Stofftransportes wird wesentlich durch die luftseitigen Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten bestimmt.
- Diffusion und Wärmeleitung in axialer Richtung sind zu vernachlässigen.
- Das Speichermaterial ist bezüglich der thermodynamischen Eigenschaften homogen.
- Die Matrix des Speichermaterials wird bestehend aus kleinen parallelen Kanälen angenommen, dabei ist keine radiale Verteilung der Temperatur und Feuchtigkeit vorhanden.
- Es wird eine eindimensionale Betrachtung durchgeführt.
- Die feuchte Luft wird als ideale Mischung angesehen.
- Schleuszonen finden innerhalb der Berechnung keine Berücksichtigung.
- Der Feuchtetransport ist proportional dem Gradienten der absoluten Luftfeuchtigkeit.

Die dargestellte Massenbilanz eines differentiell kleinen Massestückes ergibt:

- für die Luft:

$$\begin{aligned} r_L \cdot x_L \cdot A' \cdot dz|_{t+\Delta t} - r_L \cdot x_L \cdot A' \cdot dz|_t = \\ w_L \cdot A' \cdot dt \cdot \left[ r_L \cdot x_L|_z - r_L \cdot x_L|_{z+\Delta z} \right] - s \cdot (x_L - x_O) \cdot dA \cdot dt \end{aligned} \quad (1)$$

- für das Speichermaterial:

$$r_S \cdot \bar{X} \cdot A'' \cdot dz|_{t+\Delta t} - r_S \cdot \bar{X} \cdot A'' \cdot dz|_t = s(x_L - x_O) \cdot dA \cdot dt \quad (2)$$

Analog dazu ergibt sich die Energiebilanz:

- für die Luft:

$$\begin{aligned} r_L \cdot h_L \cdot A' \cdot dz|_{t+\Delta t} - r_L \cdot h_L \cdot A' \cdot dz|_t = w_L \cdot A' \cdot dz \left[ r_L \cdot h_L|_z - r_L \cdot h_L|_{z+\Delta z} \right] \\ - a(t_L - t_O) dA \cdot dt - s(x_L - x_O) dA \cdot h_D \cdot dt \end{aligned} \quad (3)$$

- für das Speichermaterial:

$$\begin{aligned} r_S \cdot t_S \cdot A'' \cdot dz(c_S + \bar{X} \cdot c_W)|_{t+\Delta t} - r_S \cdot t_S \cdot A'' \cdot dz(c_S + \bar{X} \cdot c_W)|_t = \\ a(t_L - t_O) \cdot dA \cdot dt + s(x_L - x_O) \cdot dA \cdot h_D \cdot dt + d\dot{Q}_B \cdot dt \end{aligned} \quad (4)$$

mit

$$d\dot{Q}_B = r_S \frac{d\bar{X}}{dt} \cdot h_B \cdot A'' \cdot dz \quad (5)$$

Unter Verwendung der Abb. 29 ergibt sich weiterhin:

$$V_{Leer} = A' \cdot dz \quad (6)$$

sowie

$$V_{ges.} = (A' + A'') \cdot dz \quad (7)$$

Unter Verwendung der Definition der Porosität lassen sich folgende Größen charakterisieren:

$$y = \frac{V_{Leer}}{V_{ges.}} = \frac{A'}{(A' + A'')} \quad (8)$$

$$w = \frac{A_{Aus}}{(A' + A'') \cdot L} \quad (9)$$

$$d_h = \frac{4 \cdot A_{Aus}}{U} = \frac{4 \cdot y}{w} \quad (10)$$

Ausgehend von den dargestellten Massen- und Energiebilanzen kann nachfolgend das Gleichungssystem unter Nutzung eines Differenzenverfahrens aufgestellt werden. Für die Massenbilanz ergibt sich:

$$-y \cdot r_L \cdot \frac{dx_L}{dt} - w_L \cdot r_L \cdot \frac{dx_L}{dz} = s(x_L - x_O) \quad (11)$$

und

$$(1-y) \cdot r_S \cdot \frac{d\bar{X}}{dt} = s \cdot w(x_L - x_O) \quad (12)$$

Für die Energiebilanz ergeben sich unter den gleichen Voraussetzungen folgende Gleichungen:

$$-y \cdot r_L \cdot c_{p,L} \cdot \frac{dt_L}{dt} - w_L \cdot r_L \cdot c_{p,L} \cdot \frac{dt_L}{dz} = a \cdot w \cdot (t_L - t_O) \quad (13)$$

$$(1-y) \cdot r_S \cdot (c_S + \bar{X} \cdot c_W) \cdot \frac{dt_S}{dt} = a \cdot w \cdot (t_L - t_O) + (1-y) \cdot r_S \cdot \frac{d\bar{X}}{dt} \cdot h_B \quad (14)$$

Aufgrund der angenommenen stationären Strömung gilt weiterhin:

$$\frac{dx_L}{dt} = 0 \quad (15)$$

und

$$\frac{dt_L}{dt} = 0 \quad (16)$$

Dadurch entstehen die folgenden vier Differentialgleichungen:

$$\frac{d\bar{X}}{dt} = \frac{s \cdot w}{(1-y) \cdot r_S} (x_L - x_O) \quad (17)$$

$$\frac{dx_L}{dz} = \frac{s \cdot w}{r_L \cdot w_L} (x_L - x_O) \quad (18)$$

$$\frac{dt_L}{dz} = \frac{a \cdot w}{r_L \cdot c_{p,L} \cdot w_L} (t_L - t_O) \quad (19)$$

$$\frac{dt_S}{dt} = \frac{a \cdot w}{(c_S + \bar{X} \cdot c_W) \cdot r_S \cdot (1-y)} (t_L - t_O) + \frac{h_B}{(c_S + \bar{X} \cdot c_W)} \frac{d\bar{X}}{dt} \quad (20)$$

Die Gleichungen (17) bis (20) stellen die Transport- und Bilanzgleichungen für den Wärme- und Stofftransport in strukturierten Speichermaterialien dar. Sie müssen unter folgenden Randbedingungen gelöst werden:

- Die Feuchtigkeit des Speichermaterials ist über die Sorptionsisotherme mit der Temperatur und der Oberflächenfeuchtigkeit verbunden, es gilt:  $X = X(x_O, t_S)$ .
- Die Eintrittszustände der Luft sind in jeder Teilperiode ebenso wie die Drehzahl konstant.
- Bei der Simulation eines rotierenden Speichermaterials werden die Austrittszustände der Luft im stationären Beharrungszustand ermittelt.
- Die Temperatur- und Beladungsverläufe im Speichermaterial am Ende einer Teilperiode sind die Anfangszustände für die neue Teilperiode.

Das Programm KINET wurde speziell für lithiumchloridetränkte Speichermaterialien entwickelt. In dem Rechenprogramm wird eine analytische Beschreibung der Sorptionsisotherme von Lithiumchlorid verwendet. Eine derartige Vorgehensweise ist unter der Annahme eines inerten Speichermaterials und dominierender Sorptionseigenschaften der Salzlösung zulässig. Die Umrechnung der Sorptionseigenschaften erfolgt mit einem Tränkungsgrad entsprechend Gleichung (21).

$$X_{Rotor} = \frac{m_{H_2O}}{m_{Zellulose} + m_{LiCl}} = \frac{\frac{m_{H_2O}}{m_{LiCl}}}{1 + \frac{m_{Zellulose}}{m_{LiCl}}}$$

$$X_{Rotor} = \frac{X_{LiCl}}{1 + \frac{1}{X_{Tr\u00e4nkung}}} \quad (21)$$

Der Tränkungsgrad  $X_{Tr\u00e4nkung}$  h\u00e4ngt wesentlich von den Eigenschaften der aufnehmenden Speichermasse ab. \u00dcblicherweise werden Tr\u00e4nkungsgrade bis etwa 10 % realisiert.

In Abb. 31 ist die Beschreibung der verwendeten Sorptionsisotherme dargestellt.

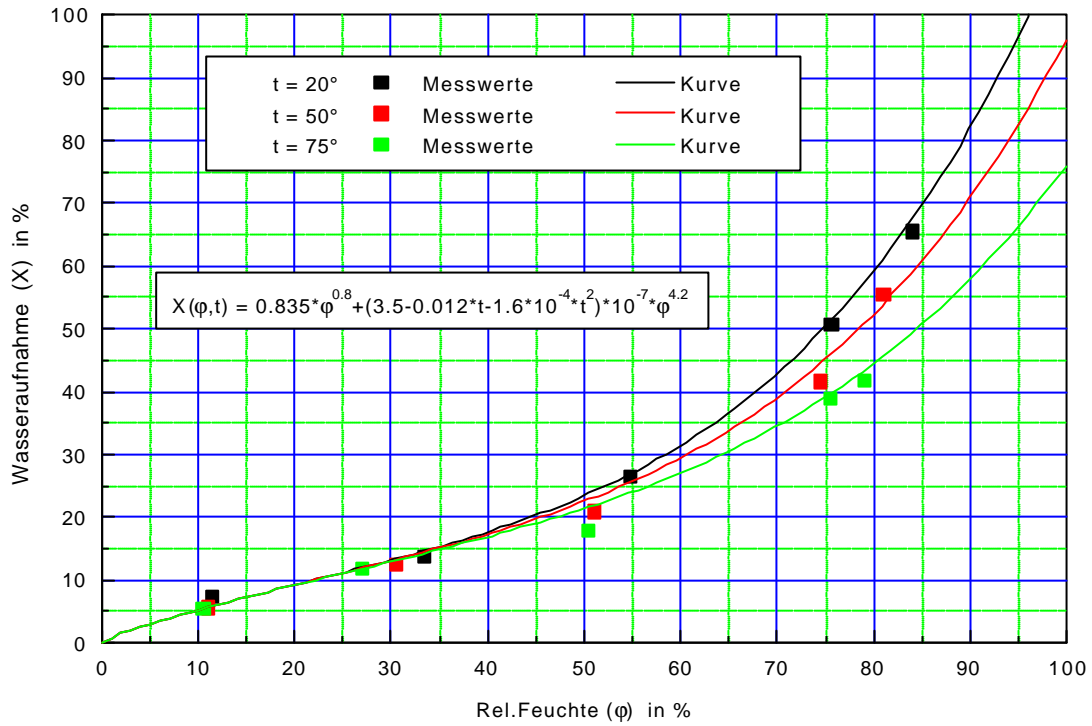


Abb. 31: Sorptionsisotherme des LiCl-getränkten Speichermaterials

## 3 Untersuchungen zum Kaltdampfgenerator

### 3.1 Beschreibung des Systems

Der Kaltdampfgenerator ist ein Hochdruckdüsenzerstäuber. Das Wasser wird dabei mit bis zu 150 bar zerstäubt. Die Schwierigkeit dieser Form der Luftbefeuchtung besteht darin, daß die Wassertröpfchen sehr klein sind und in Folge mit dem Luftstrom schweben. Aufgrund ihrer geringen Trägheit sind die Tröpfchen teilweise noch nicht verdampft, wenn sie den Kaltdampfgenerator verlassen. Der Tropfenabscheider, beim Kaltdampfgenerator Sattdampftrockner genannt, ist für die feinsten Tropfen im Prinzip wirkungslos. Es können nur eventuell vorhandene größere Tropfen abgeschieden werden. Die Gefahr besteht, daß bei keiner ausreichend langen Vermischungsstrecke unverdampftes Wasser an lufttechnischen Bauteilen abgeschieden wird. Dieser Umstand ist besonders beim Kaltdampfgenerator gegeben, da Luftzustände im Bereich der Sättigung realisierbar sind.

Ein Ansatzpunkt zur Entwicklung der GKG-typischen Resonanzräume war die Erkenntnis, daß die Verdunstung von Wasser durch Schwingungen in der Luft verstärkt wird. Die in den Experimenten noch durch Lautsprecher erzeugten Schwingungen ( $< 30$  Hz) werden im GKG durch Überströmung der unterschiedlich großen Resonanzräume erreicht. Im Infraschallgenerator wird die in das Gerät eintretende Luft in Schwingungen versetzt. Über die nachgeschaltete Hochdruckdüse wird das Wasser mit einem Druck von bis zu 150 bar in den Luftstrom eingedüst. Maximal werden pro Düse 9-10 l/h Wasser benötigt. Aufgrund der speziellen Düsenform und der angewendeten hohen Drücke wird ein sehr feines Wassernebel-Luftgemisch erreicht, welches durch den nachgeschalteten Dissipator im gesamten Luftstrom verteilt wird. In den 5 Kammern des Resonanzüberlagerers erfolgt durch die erzeugten Schwingungen eine intensive Durchmischung des Gemisches. Dort und im nachfolgendem Reaktionsraum wird das Wasser bis zur Sättigungsgrenze kalt verdampft, die dafür benötigte Wärme wird der durchströmenden Luft entzogen. Eventuell noch in der Kernströmung vorhandene größer Tropfen werden vom Naßdampfeliminator abgesondert. Um einen trockenen Kaltdampf zu erzeugen, wird im am Ende des Gerätes angeordneten Sattdampftrockner der überflüssige nichtverdunstete nasse Nebel abgeschieden.



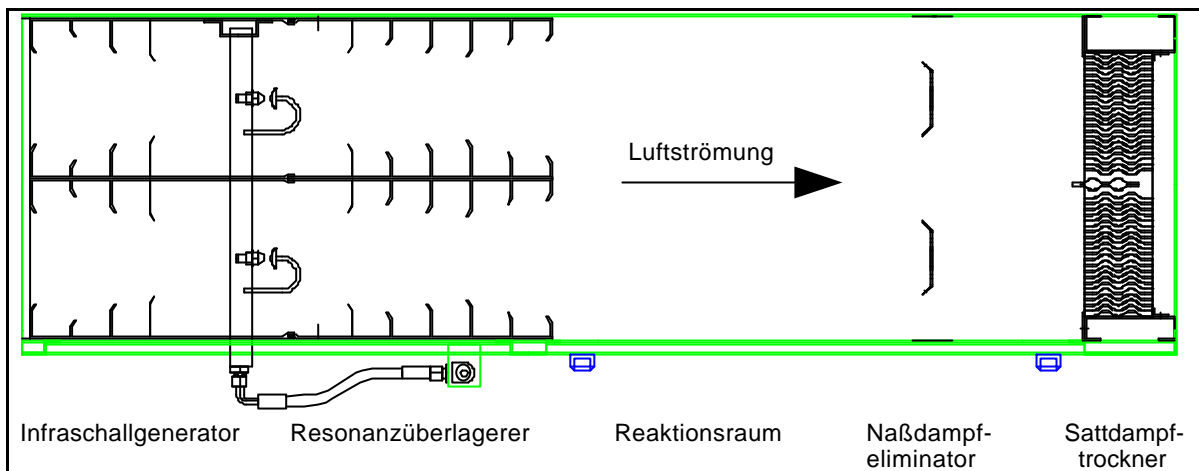


Abb. 32: Schema des Gasser-Kaltdampf-Generators

Eine Besonderheit des GKG ist die Möglichkeit, eine Übersättigung der Luft zu erreichen. Diese kann je nach Eintrittszustand und Durchströmgeschwindigkeit max.  $\Delta x = 3 \text{ g/kg}$  betragen. Der dabei austretende Nebel ist trocken und hat die Eigenschaft, nachfolgende Einbauten nicht zu benetzen. Eine saugende Anordnung des Ventilators hinter dem GKG ist bei Anwendung der Übersättigung jedoch nicht möglich, da aufgrund der Druckänderungen im Ventilator sich der Nebel niederschlägt.

Für die indirekte Verdunstungskühlung bringt die Anwendung der Übersättigung den Vorteil, daß im nachgeschalteten Wärmeaustauscher eine Nachverdunstung der feinen den Nebel bildenden Wassertröpfchen stattfindet. Durch diese Nachverdunstung kann bei einer Übersättigung um  $\Delta x = 3 \text{ g/kg}$  eine Wärmemenge aufgenommen werden, die einer Abkühlung des warmen Luftstromes um etwa  $7,5 \text{ K}$  (bei einem Massenstromverhältnis = 1) entspricht, ohne das sich die Temperatur des übersättigten Luftstromes erhöht. Dadurch kann im Wärmerückgewinner eine größere Wärmemenge ausgetauscht werden, d.h. die Warmluft stärker abgekühlt werden.

Abhängig ist die Befeuchtungsleistung des GKG von der Drehzahl der Pumpe und dem daraus resultierenden Pumpendruck. Der Befeuchtungsgrad und damit die Austrittstemperatur kann über einen großen Bereich bis zur Sättigung geregelt werden. Ein speziell für den GKG entwickelter Frequenzumformer ermöglicht eine Feuchteregelung der aus dem GKG austretenden Luft, es ist jedoch auch eine Regelung des Befeuchtungsgrades über Regelsignale ( $0 - 10 \text{ V}$ ;  $4 - 20 \text{ mA}$ ) einer übergeordneten Regelung der Gesamtanlage möglich.

Aufgrund des geringen Druckverlustes (siehe Abb. 33) im GKG sind bei druckseitiger Anordnung des Ventilators Anströmgeschwindigkeiten bis 6,0 m/s möglich. Die maximale Befeuchtungsleistung eines Gerätes beträgt, abhängig vom Eintrittszustand der Luft, etwa 400 kg/h.

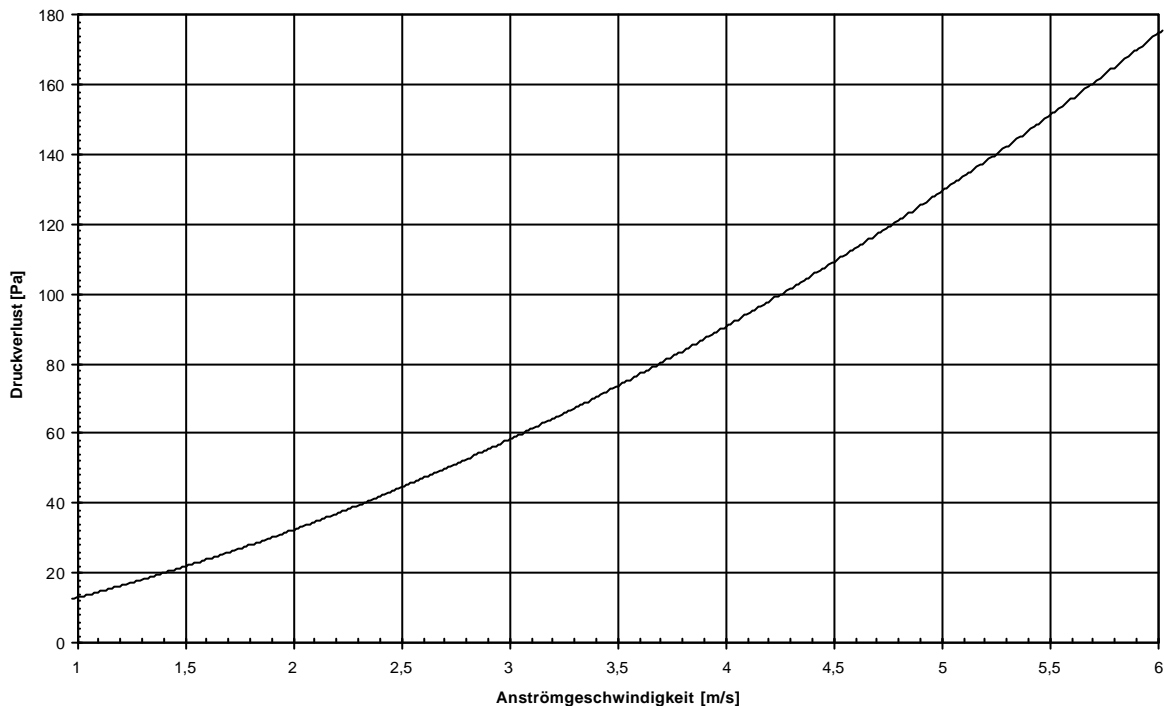


Abb. 33: Druckverlust des GKG

Für den Betrieb des GKG wird wasserseitig eine maximale Härte von 5°dH gefordert, wobei der Karbonathärteanteil niedrig sein sollte. Der elektrische Leitwert des Frischwassers darf 480  $\mu\text{S}/\text{cm}$  nicht überschreiten. Werden diese Werte überschritten, dann ist für einen störungsfreien Betrieb des GKG eine Wasseraufbereitung erforderlich.

Der Kaltdampfgenerator arbeitet nicht nach dem Umlaufwasserprinzip wie ein herkömmlicher Luftwäscher. Aus hygienischen Gründen läuft das nicht verdunstete Wasser in die Kanalisation ab. Die Menge des ablaufenden Wassers soll im Bezug zur Gesamtmenge 50 Prozent betragen. Wie sich bereits bei ersten Messungen zeigte, war die Ablaufwassermenge teilweise bedeutend größer und damit nicht zufriedenstellend.

### **3.2 Entwicklungsansätze**

Im Optimierungsprozess soll eine neu entwickelte Düse, die preisgünstig ist und eine höhere Unempfindlichkeit gegen Verschmutzung besitzt, mit der ursprünglichen „Gasser-Düse“ verglichen werden. Aufgrund der größeren Düsenbohrung wird davon ausgegangen, daß sich das Tropfenspektrum des versprühten Wassers in Richtung größerer Wassertröpfchen bewegt. Das hat den Vorteil, daß die Wasserteilchen träger werden und mit der vorbeiströmenden Luft in Relativgeschwindigkeit stehen. Nichtverdampfte Teilchen können am Tropfenabscheider besser abgeschieden werden. Dabei ist zu untersuchen, ob die gleiche Verdunstungsleistung erreicht wird.

Um den Befeuchtungsgrad zu steigern, sind den Zerstäubungsdüsen sogenannte Dissipatoren bzw. Deflektoren nachgeschaltet, die eine bessere Homogenisierung des Wassernebel-Luft-Gemisches bewirken. Von großer Bedeutung ist dabei die richtige Wahl des Abstandes zwischen Düse und Dissipator, was für die neue Düse zu untersuchen ist. Ferner soll ein Vergleich zwei verschiedener Dissipator-Konturen durchgeführt, dem kugelabschnittähnlichen Gasser-Dissipator und einem zylinderabschnittförmigen Dissipator, der neuerdings vom Gerätehersteller eingesetzt wird.

Ein weiterer Wunsch ist die Verringerung der Baulänge des Kaltdampfgenerators. Es gilt zu untersuchen, ob durch Veränderung der Konstruktion die Länge zu reduzieren ist. In diesen Zusammenhang sind auch Untersuchungen anzustellen, welchen Einfluß die Einbauten Infraschallgenerator sowie Resonanzüberlagerer auf die Befeuchtungsleistung des Kaltdampfgenerators haben.

### **3.3 Versuchsstand und Messaufbau**

#### **Luftseitiger Anschluß des Kaltdampfgenerators**

Der Kaltdampfgenerator wird über Rechteckkanäle der Abmessungen 560 x 355, welche dem Ein- und Austrittsmaß des Gerätes entsprechen, an den Wolf-Klimablock angeschlossen. Dadurch ist eine Verbindung zur zentralen Luftaufbereitung geschaffen, die über das 7-Air Gerät erfolgt. Es lassen sich damit zu einem konstante Eingangsbedingungen der Luft für den Kaltdampfgenerator schaffen und zum anderen besteht die Möglichkeit der Variation verschiedener Luftzustände.

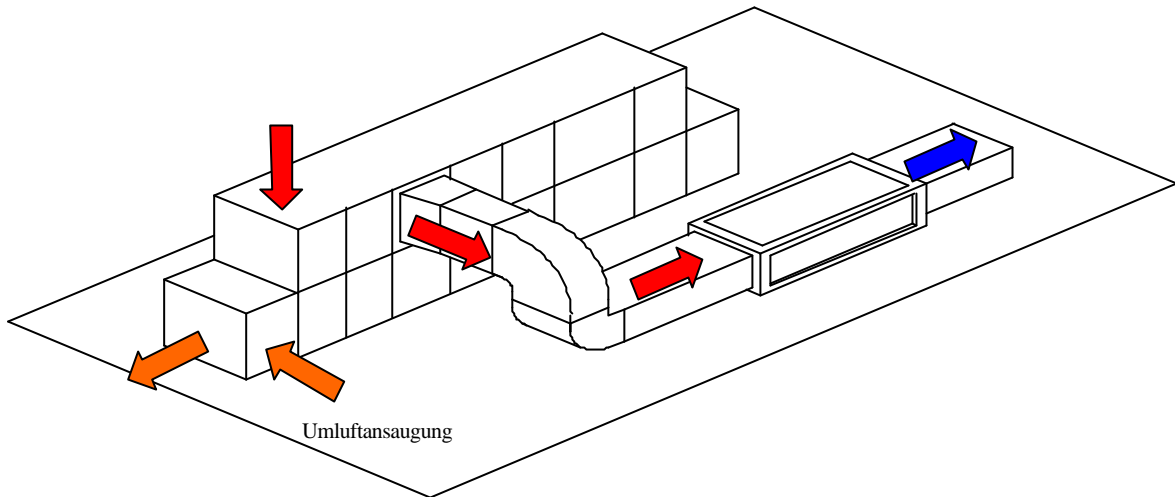


Abb. 34: Anschluß des Kaltdampfgenerators an Luftaufbereitung

### Geschwindigkeitsprofil im Anströmkanal

Um ausgeglichene strömungstechnische Vorgänge im GKG zu erreichen ist ein gleichmäßiges Geschwindigkeitsprofil im Anströmkanal notwendig. Um diese Bedingungen zu erfüllen, wurden in der Anströmstrecke 3 Lochbleche mit Versperrungsfaktor  $\Phi=0,6$  sowie ein Gleichrichter eingebaut.

Die Lochbleche sind aus strömungstechnischen Überlegungen heraus wie folgt angeordnet: Das erste Blech in Strömungsrichtung befindet sich zwischen den 2 Bögen im Anströmkanal, weitere zwei sind am Anfang des Kanals vorm Kaltdampfgenerator im Abstand von 100 mm in Reihe angebracht. Ziel des Lochblecheinbaus ist, das Geschwindigkeitsprofil des Luftstromes zu vergleichmäßigen.

Als weiterer Einbau im Anströmkanal ist ein Gleichrichter angebracht. Dieser wurde in einen Blechrahmen geklebt und an der Kanalwand verschraubt. Der Gleichrichter hat die Aufgabe, den Quergeschwindigkeitsanteil an der Gesamtgeschwindigkeit längs der Kanalachse zu minimieren. Außerdem wird durch den Gleichrichter die Turbulenz der Strömung verringert.

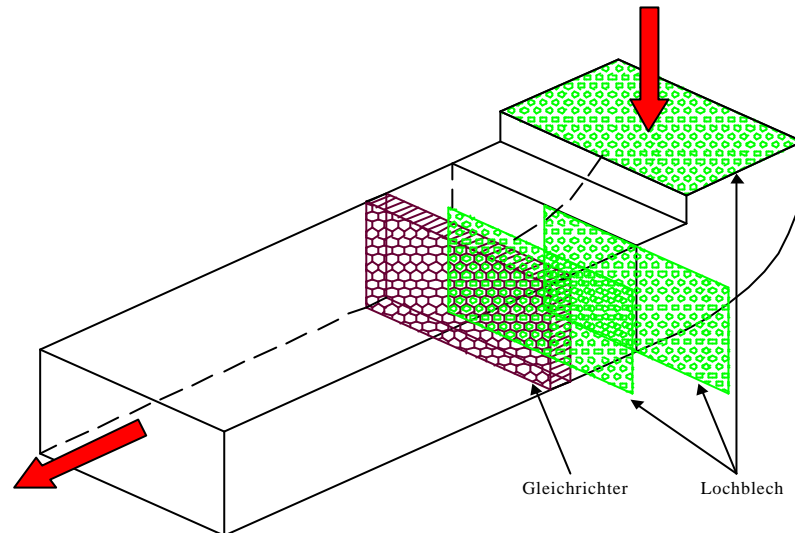


Abb. 35: Einbauten zur Vergleichmäßigung des Strömungsprofils

Um den Erfolg der Optimierungsmaßnahmen zu bestätigen, wurden Geschwindigkeitsprofile am Ende des Anströmkanales bei kleinstmöglichem, mittlerem und größtmöglichem Luftmassenstrom gemessen. Dazu wurde der Ausströmquerschnitt in 24 flächengleiche Rechtecke unterteilt, in dessen Schwerpunkten die Geschwindigkeitsmessung erfolgte. Die Messungen wurden jeweils ohne Befeuchtungsbeaufschlagung durchgeführt.

Aus den 24 Meßpunkten je Meßreihe wurde der Mittelwert gebildet und dann mit den maximalen und minimalen gemessenen Werten verglichen. Die Abweichungen waren nicht größer als 5%, zum überwiegenden Teil lagen sie innerhalb  $\pm 3\%$  um den Mittelwert. Die errechneten mittleren Geschwindigkeiten wurden gleichzeitig herangezogen, die Luftmassenstromanzeige der Meßblende in der Zuluftleitung des 7-Air-Gerätes zu überprüfen. Es konnte in jedem Geschwindigkeitsbereich eine gute Übereinstimmung festgestellt werden. Die prozentualen Abweichungen sind Tabelle 4 zu entnehmen.

Tabelle 4: Vergleich der Luftmassenströme

mittlere Geschwindigkeit [m/s]	Luftmassenstrom Druckmeßblende [kg/s]	Luftmassenstrom errechnet [kg/s]	Abweichung [%]
1,96	0,45	0,46	2,2
3,18	0,76	0,75	1,3
6,23	1,51	1,49	1,3

Durch die Vergleichsbetrachtung ist sichergestellt, daß der Luftmassenstrom relativ genau bestimmt ist.

### Turbulenz im Anströmkanal

Im Kaltdampfgenerator ist ein Grund für die intensive Verdampfung des Wassers zu sehen, daß die Luft aufgrund der Bauart starke Verwirbelungen aufweist, also stark turbulent ist.

Um die Verstärkung dieser Turbulenz durch eine bereits zu große turbulente Anströmung auszuschließen, wurde der Turbulenzgrad am Ende des Anströmkanales gemessen. Damit sollte ausgeschlossen werden, daß unrealistische, den Verdampfungsprozeß begünstigende Bedingungen geschaffen werden.

Der Turbulenzgrad ist wie folgt definiert:

$$T = \frac{s_v}{w_m} \cdot 100 \quad [\%]$$

mit 
$$w_m = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n w_i \quad [\text{m/s}]$$

und 
$$s_v = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum (w_i - \bar{w})^2} \quad [\text{m/s}]$$

Dabei bedeuten:

T Turbulenzgrad

$s_v$  Standardabweichung der Momentanwerte der  
Luftgeschwindigkeit

$\bar{w}$  mittlere Luftgeschwindigkeit (zeitlicher Mittelwert)

n Anzahl der Meßpunkte

$w_i$  Momentanwerte der Luftgeschwindigkeit

Die Turbulenzgrade wurden wiederum bei verschiedenen Anströmgeschwindigkeiten in 24 Punkten im Kanalquerschnitt gemessen. Es wurde festgestellt, daß die Strömung durchweg sehr niederturbulent war und kaum Turbulenzgrade von größer als 2 % auftraten. Damit kann ausgeschlossen werden, daß irrealen Bedingungen seitens der Luftströmung im Kaltdampfgenerator vorliegen.

### **Abströmkanal**

Der Abströmkanal des Kaltdampfgenerators hat auch das Maß 560 x 355 und ist 800 mm lang. An ihm sind die Meßsensoren für die Bestimmung des Luftaustrittszustandes untergebracht. Das sind zum einen zwei Taupunktsonden, weiterhin ist je Taupunktsonde ein Pt100-Temperaturfühler angebracht. Am Ende des Abströmkanales strömt die Luft frei in die Versuchshalle aus.

### **Wasserseitiger Anschluß des Kaltdampfgenerators**

Als Sprühwasser wird Trinkwasser aus dem öffentlichen Netz verwendet. Das geschieht zum einen aus Kostengründen, andererseits können die Düsen bei den versuchsbedingt auftretenden Austauschvorgängen gereinigt werden. Es muß darauf hingewiesen werden, daß im Betriebsfall als Luftbefeuchter unbedingt mit vollentsalztem Wasser gearbeitet werden muß. Ansonsten sind, je nach Wasserqualität, versetzte Düsen aufgrund von Inkrustierung binnen kurzer Zeit zu erwarten.

Das Wasser wird mittels einer frequenzsteuerbaren Hochdruckpumpe im GKG versprüht. Nicht verdampftes Wasser wird abgeführt. Die ablaufende Wassermenge wird stichprobenweise ermittelt und mit den luftseitig errechneten Werten verglichen.

In der Pumpeneinheit wird das Wasser in zwei liegenden, in Reihe angeordneten Filterpatronen gefiltert. Die Filterpatronen sind aus über Kreuz gewickelten Baumwollfäden gefertigt, mittlere Spaltweite ist 1 µm.

### 3.4 Meßtechnik

#### Meßkonzept

Primäre Aufgabe der Messungen ist, den Luftaustrittszustand aus dem Kaltdampfgenerator zu bestimmen. Das Meßtechnikkonzept ist so aufgebaut, daß die Bestimmung des Luftaustrittszustandes über die Ermittlung der Taupunkttemperatur erfolgt. Diese wird mit zwei Taupunktsensoren bestimmt, deren Meßwerte gemittelt werden. Wichtigste zu ermittelnde Größe ist dabei die absolute Feuchte  $x_{L,AUS}$  des Luftaustrittszustandes.

Fühler für relative Feuchte konnten im gegebenen Fall nicht verwendet werden. Luftzustände mit relativen Feuchten von mehr als 90 % sind damit nicht ausreichend genau bestimmbar. Mit dem Kaltdampfgenerator sind Zustände übersättigter Luft erzeugbar. Diese können nicht durch die relative Feuchte wiedergegeben werden, da sie für den herrschende Zustand nicht repräsentativ ist.

Bei allen Messungen werden die gleichen Lufteintrittszustände zum Kaltdampfgenerator gefahren. Die Bestimmung erfolgt über die Erfassung von relativer Feuchte und Lufttemperatur. Vergleicht man den Luftaustrittszustand mit dem der eintretenden Luft, so lassen sich Aussagen über das Betriebsverhalten treffen.

In Abb. 36 ist der zu erwartende Verlauf des Befeuchtungsvorganges im Mollier-h,x-Diagramm dargestellt.



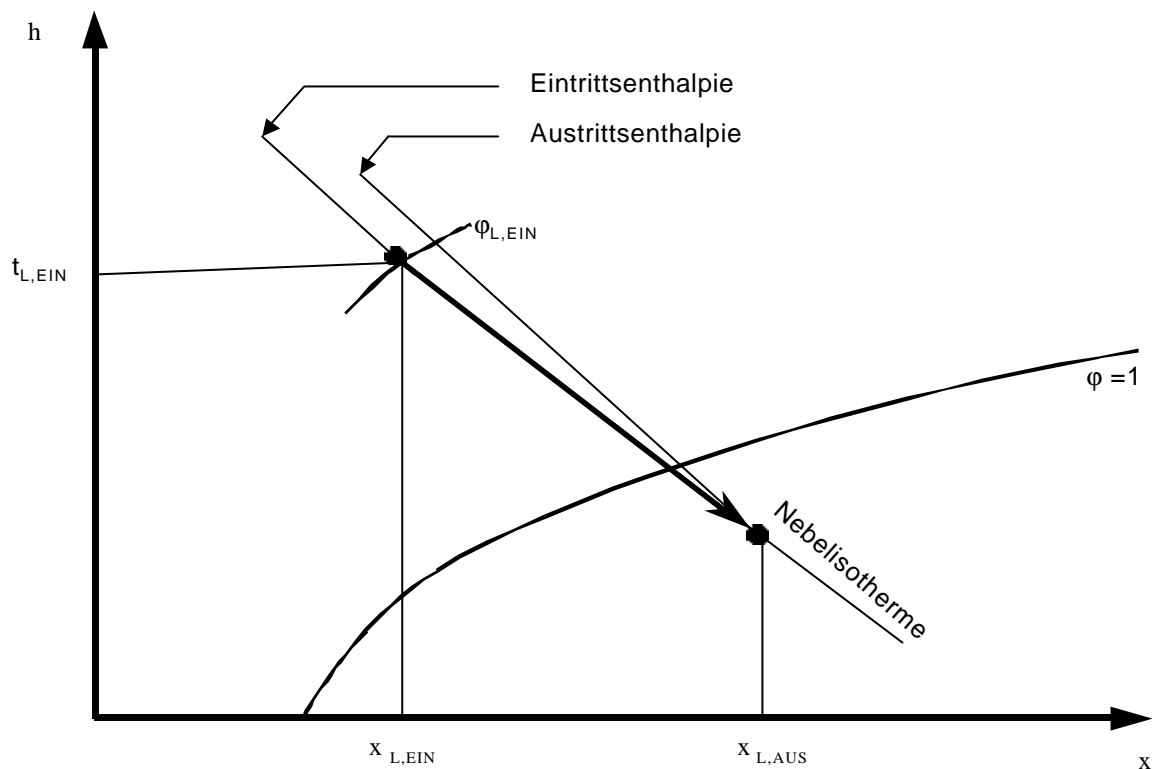


Abb. 36: Prozessverlauf im Mollier-h,x-Diagramm

## Meßgrößen

### Temperatur

Zur Messung der Wasser- und Lufttemperaturen werden Pt100-Meßfühler verwendet. Bei diesem Temperaturmeßverfahren wird sich der zunehmende elektrische Widerstand des Metalles (Platin) bei steigender Temperatur zunutze gemacht. Bei 0 °C ist der elektrische Widerstand 100  $\Omega$  und nimmt bei Temperaturerhöhung mit guter Linearität zu.

Im konkreten Fall werden folgende Temperaturen am GKG gemessen:

- Wassereintrittstemperatur
- Lufteintrittstemperatur
- Luftaustrittstemperatur

Zur Messung der Luftaustrittstemperatur sind zwei Fühler angeordnet, aus deren Meßergebnissen der Mittelwert gebildet wird. Die Luftaustrittstemperatur wird zwar erfaßt, aber nicht zur Berechnung verwendet. Im Bereich der Sättigung betauen die Sensoren und liefern ungenaue Meßwerte.

### **Taupunkttemperatur**

Wie oben bereits erwähnt wurde, kann im Versuchsfall der Zustand der Übersättigung oder hoher relativer Feuchte auftreten. Betauen des Sensors für relative Feuchte würde die Feuchtemessung beeinträchtigen oder unmöglich machen.

Deshalb wird im Fall des Kaltdampfgeneratorversuchsstandes die modifizierte Taupunktsonde MTR 2.4/S der Firma IL METRONIK Sensortechnik verwendet. Bei diesem Gerät ist auf dem Sensorkopf eine Schutzkappe aus Sinterwerkstoff angebracht. Unter dieser Schutzkappe befindet sich der eigentliche Sensor. Der Sensor wird durch eine im Sondenkopf integrierte Heizung stets trocken gehalten, wobei sich ein Mikroklima in unmittelbarer Nähe des Sensors ausbildet. Durch die Temperaturanhebung ist eine Versottung des Sensors ausgeschlossen. Der Taupunkt der Luft bleibt von der Temperaturänderung durch den Heizeffekt unberührt. Die Taupunkttemperatur wird direkt im Sensor gemessen und in auswertbarer Form ausgegeben.

Die Taupunkttemperatur wird mit 2 Taupunktsensoren im Abströmkanal gemessen. Ihre Meßwerte werden als Mittelwert ausgegeben. Die Anordnung im Kanal erfolgte nach Auswertung einer Testmeßreihe. Es hatte sich herausgestellt, daß Differenzen der Taupunkttemperatur über den Kanalquerschnitt vorzufinden sind. Die Sensoren wurden so montiert, daß die mittlere Taupunkttemperatur repräsentiert wird.

### **Relative Feuchte**

Sensoren für die Messung der relativen Feuchte sind im Anströmkanal und im Abströmkanal angebracht. Da im Abströmkanal Sättigung bzw. Übersättigung auftreten kann werden die Meßwerte dieses Sensors nicht zur Auswertung herangezogen, sondern dienen nur als Orientierungspunkt für den Zustand des Luftaustrittes.

Der Lufteintrittszustand hingegen liegt bei den durchzuführenden Untersuchungen immer im Meßbereich des Sensors (0...90%r.F.). Bei Tests ohne Befeuchtung, also bei gleichen Zuständen vor und nach dem Generator, wurden die über die zwei verschiedene Verfahren errechneten

absoluten Feuchten verglichen. Es zeigte sich Übereinstimmung in der ersten Nachkommastelle bei Meßwertangabe in g/kg.

Als Feuchtesensoren kommen solche vom Typ HMM 20D der Firma Vaisala zum Einsatz. Der Effekt der Messung beruht auf der Änderung der Kapazität des Sensors. Diese ist der relativen Luftfeuchtigkeit proportional.

### **Sprühwassermenge/-druck**

Die dem Kaltdampfgenerator von der Pumpe zugefügte Sprühwassermenge wird mit dem magnetisch-induktiven Durchflußmesser 5080K der Firma Krohne gemessen. Das Gerät ist unmittelbar vor der Pumpe angebracht.

Der Sprühwasserdruck wird von einem vom GKG-Hersteller gelieferten Manometer gemessen, welches druckseitig auf der Pumpeinheit montiert ist.

### **Luftmassenstrom**

Der Luftmassenstrom wird über die Zuluft-Blendenmeßstrecke des 7-Air-Klimagerätes ermittelt. Das Meßprinzip beruht auf einem im durchströmten Rohr eingebauten Widerstand in Form einer Blende. Dieser Widerstand erzeugt eine Differenz der statischen Drücke vor und nach der Blende. Aus der Druckdifferenz wird der Luftmassenstrom errechnet. Die Blenden entsprechen DIN 1952, nach deren Vorgabe auch der Massenstrom berechnet wird.

Der barometrische Luftdruck wird mittels des Barogebers PTB 100 der Firma Vaisala gemessen. Dieses Gerät gehört zur Klasse der Hochpräzisionsmeßtechnik. Als Sensor dient ein kapazitiv messender Einkristall.

Die Zusammenstellung aller Meßgrößen ist der Tabelle 5 zu entnehmen. Dargestellt sind die Meßgröße und die Messstelle, so dass eine eindeutige Zuordnung gegeben ist.

Tabelle 5: Meßstellenplan

Meßgröße	Symbol	Nummer	Meßsensor	Meßstelle
Temperatur	$t_{L,EIN}$	01	Pt 100	Befeuchtereintritt
	$t_{L,AUS 1}$	02	Pt 100	Befeuchteraustritt
	$t_{L,AUS 2}$	03	Pt 100	Befeuchteraustritt
Taupunkt- temperatur	$t_{T,AUS 1}$	04	Taupunktsonde	Befeuchteraustritt
	$t_{T,AUS 2}$	05	MTR2.4/S	Befeuchteraustritt
relative Feuchte	$\varphi_{L,EIN}$	11	HMM 20 D	Befeuchtereintritt
	$\varphi_{L,AUS}$	12	(Vaisala)	Befeuchteraustritt
Wassertemperatur	$t_W$	21	Pt 100	vor Düsen
Sprühwasserdruck	$p_{W,Spr}$	31	Manometer	vor Pumpeinheit
Sprühwassermenge	$m_{W,Spr}$	41	Durchflußmesser 5080 K (Krohne)	vor Pumpeinheit
Luftdruck	$p_{baro}$	51	Barogebner PTB 100	Versuchshalle
Luftmassenstrom	$m_L$	61	Druckmeßblende nach DIN 1952	Zuluft

### Meßwerterfassung

Zur Meßwerterfassung wurde die Software MEDANA der Firma Delphin Prozeßtechnik verwendet. Sämtliche oben aufgeführten Größen außer Luftmenge und Sprühwasserdruck werden damit erfaßt. Die Meßwerte werden graphisch auf dem PC dargestellt und auf Festplatte gespeichert. Die Versuchsdaten können im ASCII-Format exportiert und mit Microsoft Excel ausgewertet werden.

### 3.5 Versuchsdurchführung

Um grundlegende Aussagen über das Betriebsverhalten des Kaltdampfgenerators treffen zu können, wurden umfangreiche Voruntersuchungen am Gerät durchgeführt.

Die Experimente fanden bei stets gleichen Lufteintrittszuständen bezüglich Temperatur und relativer Feuchte statt. Im Originalzustand ist der Kaltdampfgenerator mit der Düse der Bezeichnung „GA 10“ bestückt. Es wurden mit dieser Düse die ersten Versuche (Messungen 1-16) durchgeführt. Dabei wurden bei gleichen Lufteintrittszuständen unterschiedliche Luftmassenströme mit verschiedenen Sprühwasserdrücken kombiniert.

Der Zuluftzustand zum Kaltdampfgenerator wurde in Anlehnung an den sommerlichen Abluftzustand der Raumluft gewählt. Die Parameter der ersten Messungen sind der Tabelle 6 zu entnehmen.

Tabelle 6: Luftzustände der Voruntersuchungen mit Düse GA 10

Messung	Eintritts- temperatur [°C]	relative Feuchte [%]	Anströmge- schwindigkeit [m/s]	Sprühwasser- druck [bar]
1	24	50	1,5	45
2	24	50	1,5	80
3	24	50	1,5	115
4	24	50	1,5	150
5	24	50	2,5	45
6	24	50	2,5	80
7	24	50	2,5	115
8	24	50	2,5	150
9	24	50	3,5	45
10	24	50	3,5	80
11	24	50	3,5	115
12	24	50	3,5	150
13	24	50	4,5	45
14	24	50	4,5	80
15	24	50	4,5	115
16	24	50	4,5	150

Der Kaltdampfgenerator im Versuchstand hat 6 Düsen. Unterteilt man den Innenquerschnitt des Gerätes in 6 flächengleiche Rechtecke, ergibt sich jeweils eine Querschnittsfläche von 0,042 m<sup>2</sup> und wird als Anströmfläche bezeichnet. Im Versuch wurden vier verschiedene Anströmgeschwindigkeiten gewählt. Dabei handelt es sich um mittlere Anströmgeschwindigkeiten, da aufgrund der Strömungswiderstände im Kaltdampfgenerator Geschwindigkeitsprofile ausgebildet werden. Aus Anströmfläche und gewünschter Luftgeschwindigkeit wurden die einzustellenden Luftmassenströme errechnet.

Für die nächste Versuchsreihe wurden die Düsen GA 10 durch andere, in letzter Zeit durch die Firma Klingenburg verwendeten Düsen ersetzt. Die Bezeichnung der Düse ist KL 11. Mit dieser Düse wurden weitere 16 Versuchsreihen mit den gleichen Parametern wie oben genannt durchgeführt.

Die Daten sind in Tabelle 7 zusammengestellt.

Tabelle 7: Luftzustände der Voruntersuchungen mit Düse KL 11

Messung	Eintritts- temperatur [°C]	relative Feuchte [%]	Anström- geschwindigkeit [m/s]	Sprühwasser- druck [bar]
17	24	50	1,5	45
18	24	50	1,5	80
19	24	50	1,5	115
20	24	50	1,5	150
21	24	50	2,5	45
22	24	50	2,5	80
23	24	50	2,5	115
24	24	50	2,5	150
25	24	50	3,5	45
26	24	50	3,5	80
27	24	50	3,5	115
28	24	50	3,5	150
29	24	50	4,5	45
30	24	50	4,5	80
31	24	50	4,5	115
32	24	50	4,5	150

### Variation des Pumpendruckes

Da der Pumpendruck von 150 bar der maximal mögliche war, bei 45 bar aber noch nicht der niedrigste mögliche vorlag, wurden mit beiden Düsen nochmals Versuche im unteren Lastbereich durchgeführt. Dabei wurden die Sprühwasserdrücke 15 bar und 30 bar mit den 4 Anströmgeschwindigkeiten variiert.

Tabelle 8: Luftzustände für Düse GA 10 bei niedrigem Pumpendruck

Messung	Eintritts- temperatur [°C]	relative Feuchte [%]	Anström- geschwindigkeit [m/s]	Sprühwasser- druck [bar]
33	24	50	1,5	15
34	24	50	1,5	30
35	24	50	2,5	15
36	24	50	2,5	30
37	24	50	3,5	15
38	24	50	3,5	30
39	24	50	4,5	15
40	24	50	4,5	30

Tabelle 9: Luftzustände für Düse KL 11 bei niedrigem Pumpendruck

Messung	Eintritts- temperatur [°C]	relative Feuchte [%]	Anström- geschwindigkeit [m/s]	Sprühwasser- druck [bar]
41	24	50	1,5	15
42	24	50	1,5	30
43	24	50	2,5	15
44	24	50	2,5	30
45	24	50	3,5	15
46	24	50	3,5	30
47	24	50	4,5	15
48	24	50	4,5	30

### Variation des Turbulenzgrades

Zu Beginn der Voruntersuchungen erfolgte eine Bestimmung des Turbulenzgrades der Luft an verschiedenen Punkten im Kaltdampfgenerator. Ziel war, die Wirkung der Einbauten Infrashallgenerator und Resonanzüberlagerer zu bestätigen. Aus meßtechnischen Gründen mußte dabei auf Wasserbeaufschlagung der Luft verzichtet werden.

Die Messungen wurden zunächst mit einer Hitzdrahtsonde der Firma TSI, Modell 8465, mit Stabsensor durchgeführt. Da der Hitzdraht aufgrund seines Durchmessers eine hohe Ansprechzeit hat, bestand nicht ausreichend Sicherheit, die hochfrequenten Anteile der Turbulenz aufzulösen. Deshalb wurde die gesamte Versuchsreihe mit dem DISA-Hitzdrahtanemometer 55-M-System mit HDA 55P11-Sonde durchgeführt, was aufwendiges kalibrieren bedeutete. Diese Sonde hat einen Durchmesser von nur 5 µm und damit sehr kleine Ansprechzeiten. Es wurde an 18 verschiedenen Punkten im Kaltdampfgenerator Messungen durchgeführt. Gemessen wurde unmittelbar vor jeder Düse, nach dem Resonanzüberlagerer und vor dem Sattdampfeliminator, jeweils in Strömungsrichtung betrachtet.

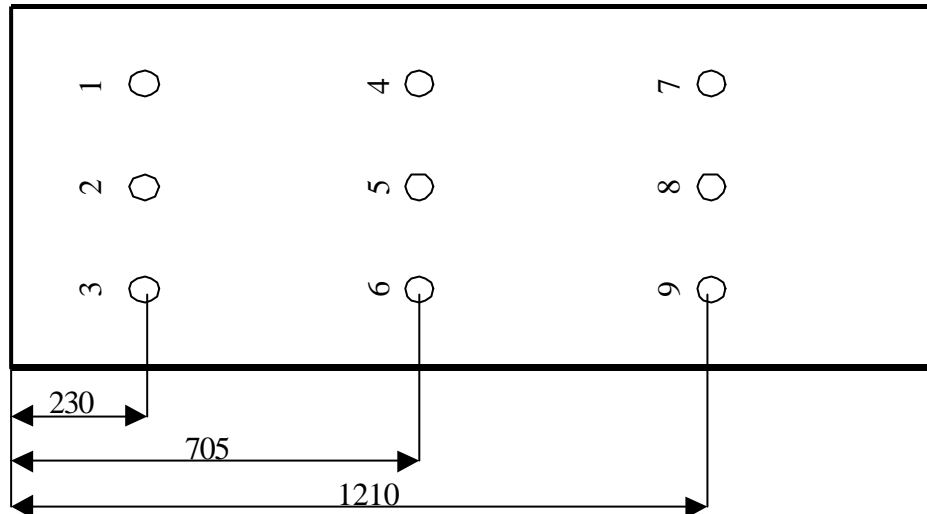


Abb. 37: Anordnung der Meßpunkte für die Bestimmung des Turbulenzgrades

Tabelle 10: Meßreihen zur Bestimmung des Turbulenzgrades

Messung	Meßpunkt	Meßebe	Messung	Meßpunkt	Meßebe
49	1	1	58	1	2
50	2	1	59	2	2
51	3	1	60	3	2
52	4	1	61	4	2
53	5	1	62	5	2
54	6	1	63	6	2
55	7	1	64	7	2
56	8	1	65	8	2
57	9	1	66	9	2

### Variation des Abstandes Dissipator-Düse

Als Meßebe 1 wird die Höhe des oberen Düsenstockes bezeichnet, Ebene 2 die Höhe des unteren Düsenstockes. Schon während der ersten Versuche mit der Düse KL 11 wurde festgestellt, daß sich der Sprühwinkel von dem der Düse GA 10 stark unterscheidet. Der Sprühwinkel der Düse KL 11 ist bedeutend kleiner. Dadurch verkleinert sich auch der Durchmesser des Sprühkegels beim Aufprall auf den Dissipator. Das Sprühwasser prallt fast als Vollstrahl auf und zerstäubt sehr schlecht. Das Wasser tropft zum Großteil auf den Generatorboden ab.



Tabelle 11 Luftzustände bei verschiedenen Dissipatorabständen

Messung	Temperatur	relative Luftfeuchte	Anströmgeschwindigkeit	Sprühwasserdruck	Dissipatorabstand
	[°C]	[%]	[m/s]	[bar]	[mm]
67	24	50	4,5	30	ohne
68	24	50	4,5	60	ohne
69	24	50	4,5	90	ohne
70	24	50	4,5	120	ohne
71	24	50	4,5	150	ohne
72	24	50	4,5	30	8
73	24	50	4,5	60	8
74	24	50	4,5	90	8
75	24	50	4,5	120	8
76	24	50	4,5	150	8
77	24	50	4,5	30	18
78	24	50	4,5	60	18
79	24	50	4,5	90	18
80	24	50	4,5	120	18
81	24	50	4,5	150	18
82	24	50	4,5	30	23
83	24	50	4,5	60	23
84	24	50	4,5	90	23
85	24	50	4,5	120	23
86	24	50	4,5	150	23
87	24	50	4,5	30	28
88	24	50	4,5	60	28
89	24	50	4,5	90	28
90	24	50	4,5	120	28
91	24	50	4,5	150	28
92	24	50	4,5	30	33
93	24	50	4,5	60	33
94	24	50	4,5	90	33
95	24	50	4,5	120	33
96	24	50	4,5	150	33
97	24	50	4,5	30	38
98	24	50	4,5	60	38
99	24	50	4,5	90	38
100	24	50	4,5	120	38
101	24	50	4,5	150	38
102	24	50	4,5	30	43
103	24	50	4,5	60	43
104	24	50	4,5	90	43
105	24	50	4,5	120	43
106	24	50	4,5	150	43
103	24	50	4,5	60	43
104	24	50	4,5	90	43
105	24	50	4,5	120	43
106	24	50	4,5	150	43

Aus diesem Grund wurden nunmehr die Abstände zwischen Dissipator und Düse schrittweise vergrößert. Der ursprüngliche Abstand war 8 mm. Als erster neuer Abstand wurde 18 mm gewählt, weil bei diesem optisch dem Sprühkegeldurchmesser am Dissipator dem der Düse GA 10 bei 8 mm Abstand entsprach. Die Messungen wurden bei Anströmgeschwindigkeiten von 4,5 m/s durchgeführt. Diese Geschwindigkeit entspricht einem üblichen Auslegungszustand. Um das Spektrum des Pumpendruckes zu erweitern, wurden je Dissipatorabstand 5 verschiedene Sprühwasserdrücke gewählt.

Während der Versuche kam es zu Verstopfungen der Düse GA 10, obwohl das Wasser vor Eintritt in die Hochdruckpumpe gefiltert worden war und selbst an der Düse zusätzliche Siebe angebracht worden waren. Hier zeigt sich bereits eine Problematik der Hochdruckverdüsung. Da die Bohrungen sehr klein sind, geht von den Wasserbestandteilen Verstopfungs- und Inkrustierungsgefahr aus. Die Betriebssicherheit war wenig zufriedenstellend.

Während der Versuche wurde die Luftaufbereitung meistens im Umluftbetrieb mit Luft aus der Versuchshalle gefahren. Außenluftbetrieb in der Übergangszeit hätte einen zu hohen energetischen Luftaufbereitungsaufwand verursacht, um eine relative Feuchte von 50% zu realisieren. Durch die thermische Trägheit des Klimablocks ergaben sich große Einstellzeiten, die im Bereich von 1 bis 3 h lagen. Nach Erreichen des gewünschten Luftzustandes auf einem konstanten Niveau erfolgte die Messung über einen Zeitraum von 4 Minuten. Die Meßwerte wurden alle 15 Sekunden abgespeichert.

Eine schematische Darstellung aller experimentell untersuchten Düsen zeigt die Abb. 38.

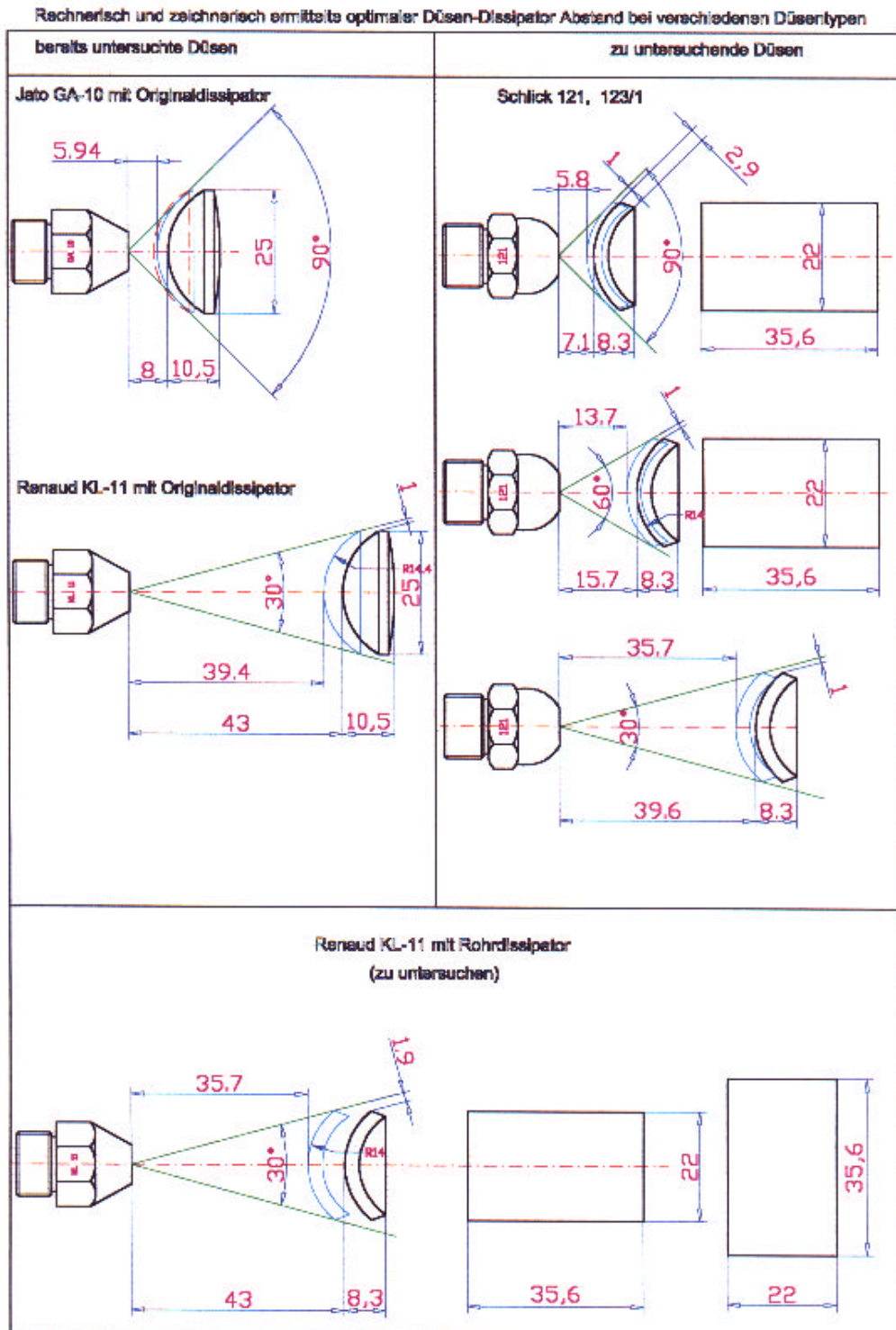


Abb. 38: Schematische Darstellung der untersuchten Düsen

### 3.6 Auswertung der Versuchsreihen

#### Voruntersuchungen Düse GA10

Die Düse Ga 10 ist vom Konstrukteur des Kaltdampfgenerators ausgewählt worden. Sie ist in der Lage, das Wasser sehr fein zu zerstäuben. Man kann beobachten, daß beim Versprühen ohne Luftdurchgang die Teilchen sich schwebend ausbreiten. Der Abstand Düse-Dissipator ist 8 mm.

Tabelle 12: Meßergebnisse der Versuche 1 - 16

Meßreihe	$\eta_B$ [-]	$m_{W,Spr}$ [kg/h]	$m_{W,Ab}$ [kg/h]	$\varepsilon_B$ [-]
1	1,27	31,72	26,12	0,18
2	1,35	42,98	37,09	0,14
3	1,41	53,15	46,94	0,12
4	1,43	61,40	55,00	0,10
5	1,12	32,48	23,89	0,26
6	1,24	44,37	35,11	0,21
7	1,34	54,90	44,77	0,18
8	1,34	63,85	53,59	0,16
9	0,96	29,87	19,13	0,36
10	1,07	40,79	29,26	0,28
11	1,19	48,61	35,42	0,27
12	1,23	55,57	42,31	0,24
13	0,79	29,80	19,04	0,36
14	0,93	40,59	27,84	0,31
15	1,04	48,97	34,97	0,29
16	1,09	55,45	40,45	0,27

Es zeigt sich auf den ersten Blick, daß das Befeuchtungsverhältnis, wie es vom Hersteller angegeben ist, nicht erreicht wird. Sicherlich ist ein Grund darin zu sehen, daß bei den Voruntersuchungen auch kleine Luftmassenströme gefahren wurden, die nicht der Anzahl der Düsen entsprechen. Als Faustformel gelten 900 Kubikmeter Luft je Stunde und Düse. Bei niedrigen Luftmassenströmen wurde die Luft stark übersättigt.

Das Befeuchtungsverhältnis ist als das Verhältnis der von der Luft aufgenommenen Wassermenge zur gesamten versprühten Wassermenge definiert.

$$\mathbf{e}_B = \frac{\dot{m}_{w,Bef}}{\dot{m}_{w,Spr}}$$

im Unterschied zum gebräuchlichen Befeuchtungsgrad

$$\mathbf{h}_B = \frac{x_{L,Aus} - x_{L,Ein}}{x_{KG} - x_{L,Ein}}$$

mit

$x_{L,Ein}$  Eintrittsfeuchte

$x_{L,Aus}$  Austrittsfeuchte

$x_{KG}$  Kühlgrenzfeuchte

der Luft in g/kg oder kg/kg.

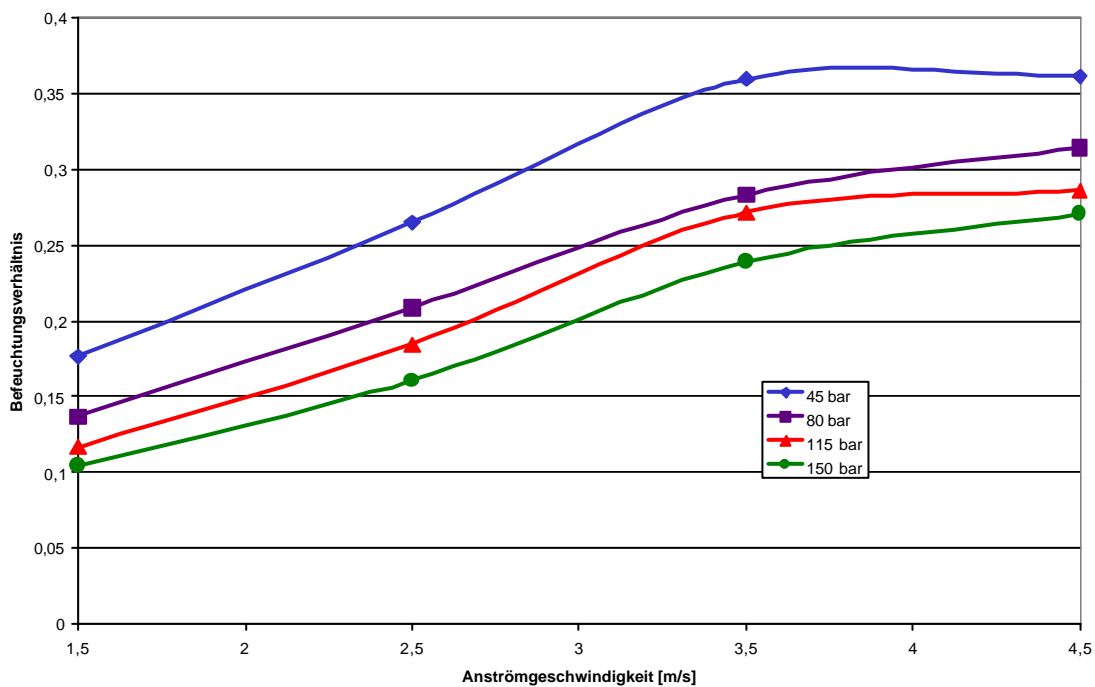


Abb. 39: Befeuchtungsverhältnis

Man sieht, daß sich mit zunehmender Anströmgeschwindigkeit und damit Luftmassenstrom das Befeuchtungsverhältnis, siehe Abb. 39, verbessert. Das erklärt sich damit, daß die größere Luftmenge bei gleicher Sprühwassermenge ein größeres Potential zur Wasserverdunstung hat.

Die Sprühwassermenge ist vom Pumpendruck abhängig. Mit steigendem Pumpendruck erhöht sich diese. Mit der Erhöhung des Pumpendruckes verschlechtert sich das Befeuchtungsverhältnis wieder, obwohl bei hohem Druck eine bessere Verstäubung des Wassers zu vermuten ist. Grund ist die erhöhte Wassermenge, die anteilig schlechter verdunstet wird.

Bei den gefahrenen Versuchen lag der beste erreichte Wert für das Befeuchtungsverhältnis mit 0,36 bei maximalem Luftvolumenstrom und minimalem Pumpendruck. Das bedeutet, daß im günstigsten Fall ungefähr 64% des versprühten Wassers verlorenging.

In Abb. 40 ist der Befeuchtungsgrad als Maß für den Austrittsluftzustand in Abhängigkeit von Wasserdruck und Anströmgeschwindigkeit aufgezeichnet.

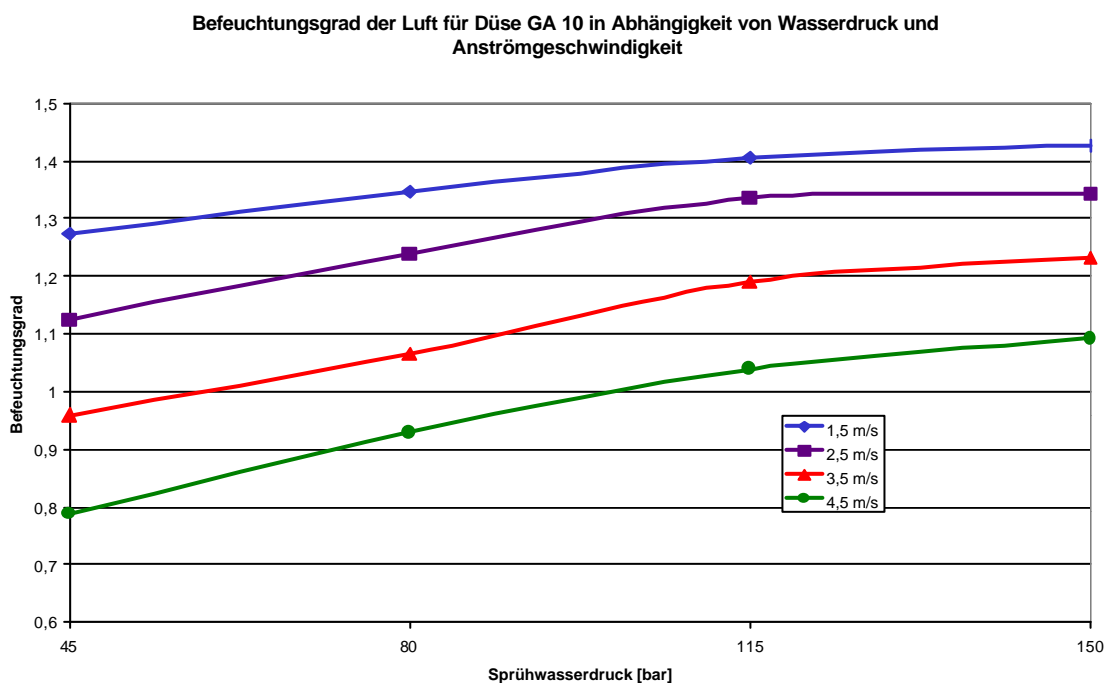


Abb. 40: Befeuchtungsgrad

Man kann erkennen, daß bei maximalem Luftvolumenstrom und kleinstem Wasserdruck der Befeuchtungsgrad am geringsten ist. Bei gerade diesem Betriebsfall ist aber wie schon festgestellt wurde das Befeuchtungsverhältnis  $\varepsilon_B$  am größten. Mit Verringerung des Luftmassenstromes ist eine größere Aufsättigung zu erzielen. Dieser Sachverhalt geht aus obigen Diagramm hervor. Allerdings verschlechtert sich dann das Befeuchtungsverhältnis wie in Abb. 41 zu sehen ist. Die Werte entsprechen denen bei 4,5 m/s Anströmgeschwindigkeit.

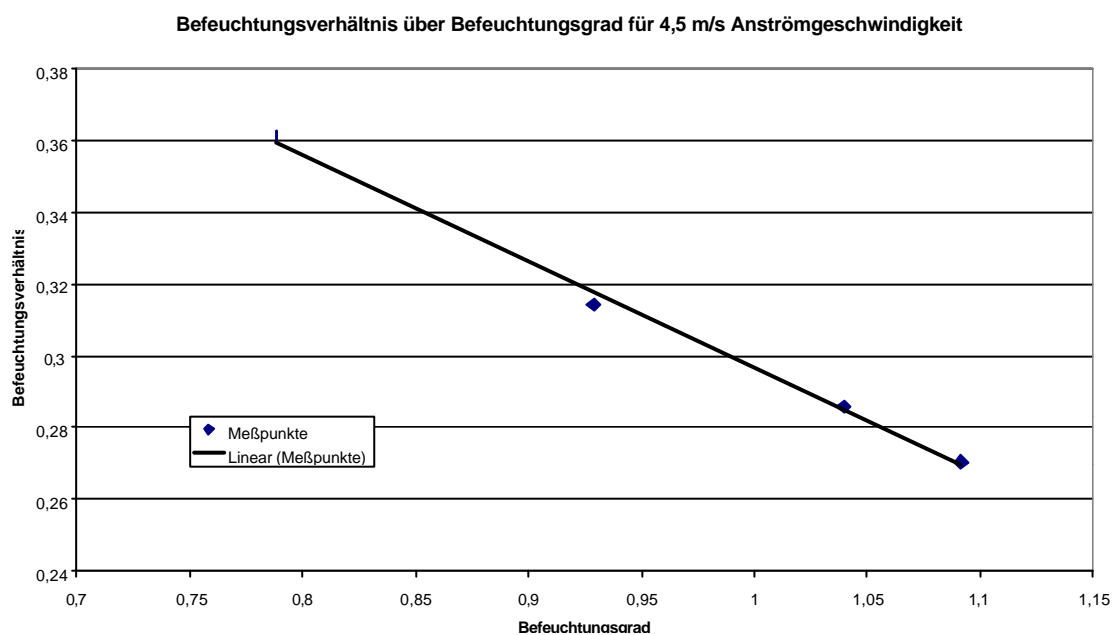


Abb. 41: Befeuchtungsverhältnis

Der hohe erzielbare Befeuchtungsgrad der als herausragende Eigenschaft des Kaltdampf-generators herausgestellt wird, wird nur mit einem immensen Einsatz von Wasser erzielt.

### Voruntersuchungen Düse KL11

Die Düse KL 11 unterscheidet sich von der Düse GA 10 durch einen bedeutend spitzeren Winkel des Sprühkegels. Auch konnte nicht die gute Zerstäubung des Wassers beobachtet werden. Es wird bei weitem nicht der Nebel-effekt erzielt, wie er bei der „Gasser-Düse“ auftritt. Offensichtlich erzeugt die Düse größere Wassertröpfchen.

Als ein Mangel der Düse muß angesehen werden, daß sich der Sprühkegel nicht konzentrisch, sondern schief zur Längsachse des Befeuchters ausbreitet. Diese Erscheinung wurde bei allen Düsen in unterschiedlichem Ausmaß beobachtet. Das bedeutet, daß nach einem Düsenwechsel der Dissipator, falls überhaupt möglich, neu justiert werden muß. Außerdem strömt das Sprühwasser nicht mittig in den Resonanzüberlagerer ein, was die Verdampfung beeinträchtigen kann. In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse der Voruntersuchungen mit der Düse KL 11 bei ursprünglichen Dissipatorabstand von 8 mm aufgezeigt.

Tabelle 13: Meßergebnisse der Versuch 17 - 32

M e ß r e i h e	$\eta_B [-]$	$m_{W, Spr} [kg/h]$	$m_{W, Ab} [kg/h]$	$\varepsilon_B [-]$
<b>17</b>	0,98	36,48	32,08	0,12
<b>18</b>	1,10	48,03	42,90	0,11
<b>19</b>	1,19	57,88	52,69	0,09
<b>20</b>	1,21	65,34	60,11	0,08
<b>21</b>	0,76	37,31	31,40	0,16
<b>22</b>	0,90	48,75	41,70	0,14
<b>23</b>	0,99	58,47	51,05	0,13
<b>24</b>	1,00	66,53	58,40	0,12
<b>25</b>	0,64	36,99	30,11	0,19
<b>26</b>	0,74	48,33	40,42	0,16
<b>27</b>	0,83	57,96	48,91	0,16
<b>28</b>	0,90	66,23	56,35	0,15
<b>29</b>	0,55	37,18	29,71	0,20
<b>30</b>	0,64	48,57	39,77	0,18
<b>31</b>	0,70	58,15	48,55	0,17
<b>32</b>	0,77	66,18	55,72	0,16

Das Befeuchtungsverhältnis ist ungünstigerweise noch schlechter als bei Düse GA10. Der günstigste erreichte Wert ist nur 0,20. Das bedeutet, daß trotz vorteilhafter Voraussetzungen 4/5 des gesamten Sprühwassers verlorengehen.



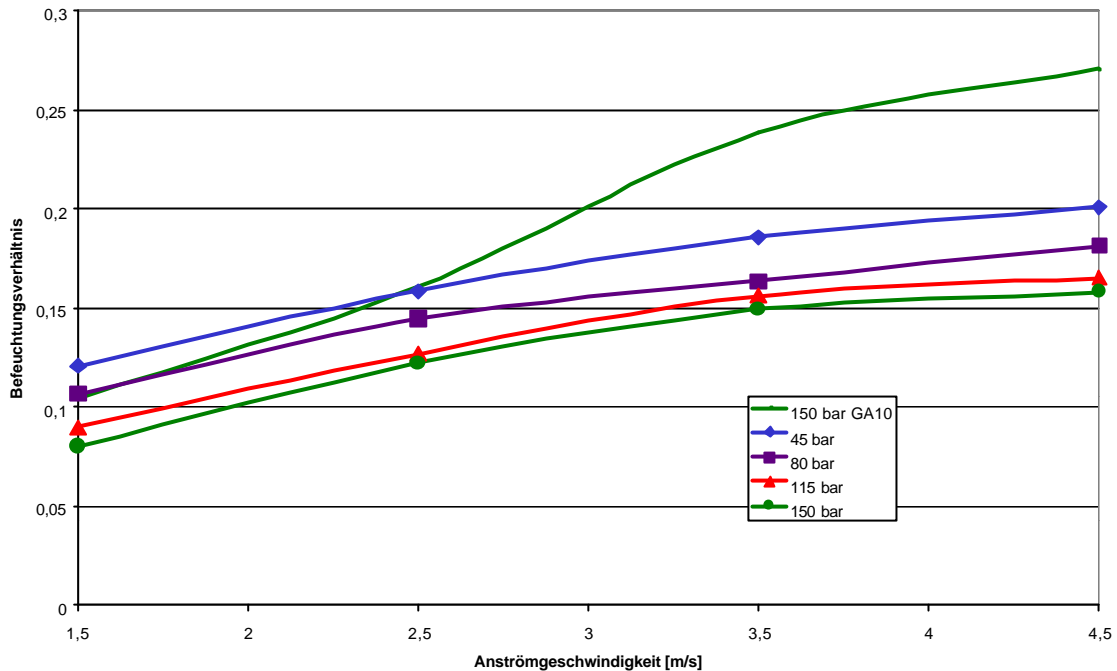


Abb. 42: Befeuchtungsverhältnis

Die Charakteristik der Kurven ist gleich mit denen der Düse GA 10. Mit zunehmendem Luftvolumenstrom steigt bei gleichbleibendem Wasserdruck das Befeuchtungsverhältnis. In obigen Diagramm ist zusätzlich das Befeuchtungsverhältnis der Düse GA 10 zum Vergleich überlagert. Das schlechtere Betriebsverhalten ist besonders bei höheren Luftgeschwindigkeiten sehr deutlich zu erkennen.

Da viel Wasser verlorenght, und damit weniger verdunstet, nimmt natürlich der Befeuchtungsgrad allgemein ab. Wie aus Abb. 43 entnommen werden kann, wird die Luft weniger aufgesättigt als mit der „Gasser-Düse“. Zum Vergleich ist die Datenreihe bei 4,5 m/s Anströmgeschwindigkeit der Düse GA 10 überlagert.

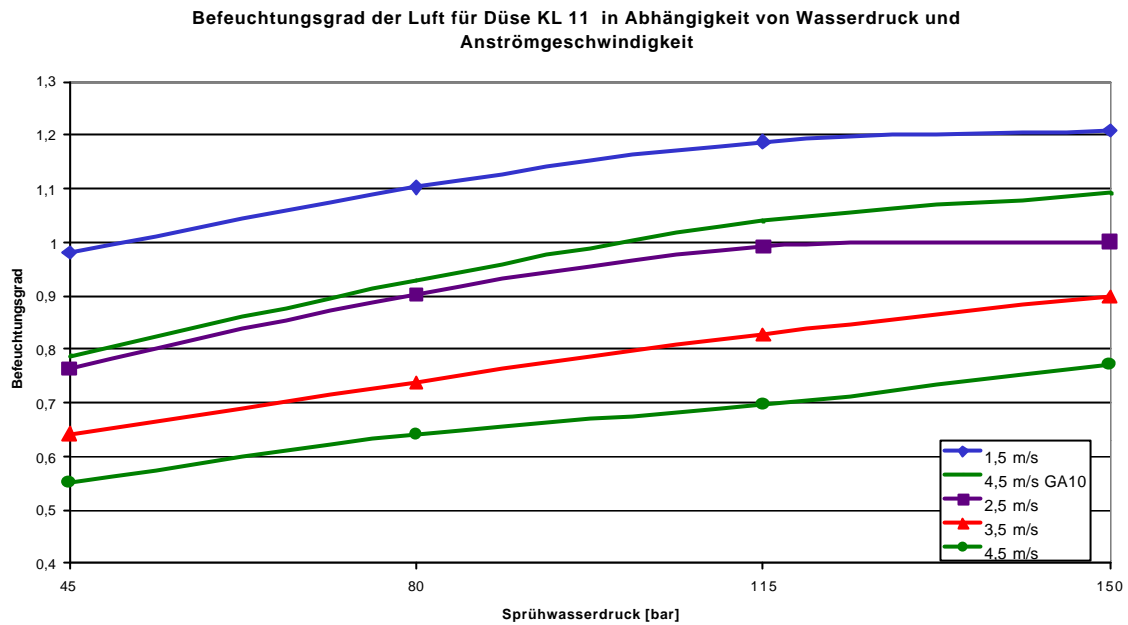


Abb. 43: Befeuchtungsgrad

Mit der Düse KL 11 konnte nur unter unrealistisch kleinen Luftgeschwindigkeiten bzw. Volumenströmen Sättigung erzielt werden. Bei Auslegungszustand ist das nicht möglich. Man kann in Abb. 44 auch erkennen, daß wie bei Düse GA 10 mit zunehmenden Befeuchtungsgrad das Befeuchtungsverhältnis abnimmt. Allerdings ist dabei das Befeuchtungsverhältnis noch ungünstiger.

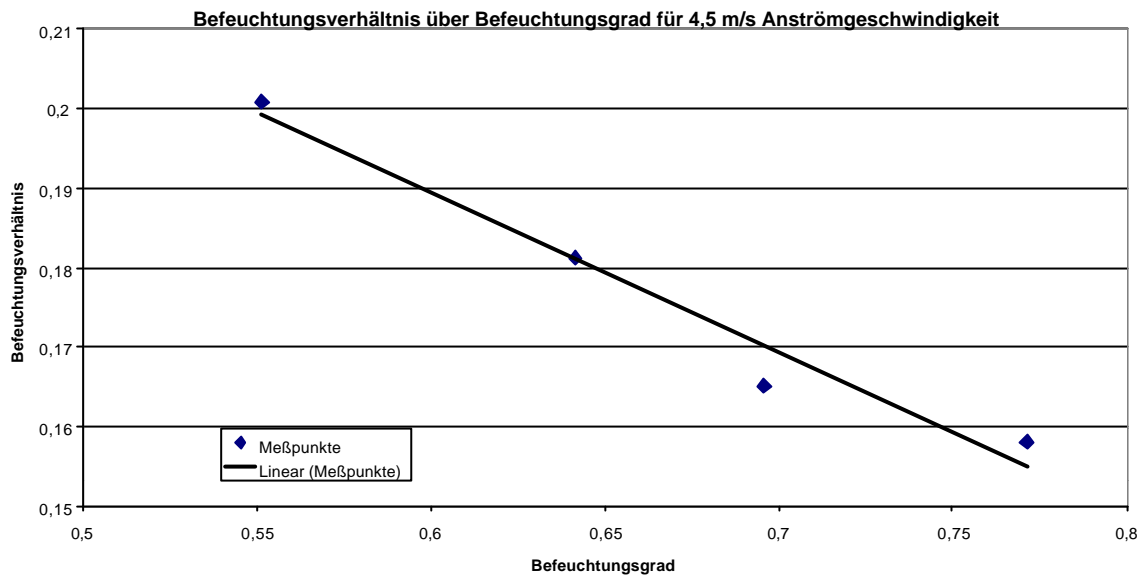


Abb. 44: Befeuchtungsverhältnis

### Weitere Untersuchungen mit GA 10 und KL 11 im niedrigem Druckbereich

Wie im Kapitel Voruntersuchungen bereits erwähnt, wurden mit beiden Düsen weitere Versuche im niedrigen Druckbereich gefahren, um Aufschluß über das Betriebsverhalten zu erlangen. Dieser Aspekt ist unter dem Gesichtspunkt der Regelbarkeit interessant.

Tabelle 14: Meßergebnisse Düse GA 10 für Niederdruck

Meßreihe	$\eta_{\text{Bef}} [-]$	$m_{\text{w,Spr}} [\text{kg/h}]$	$m_{\text{w,Ab}} [\text{kg/h}]$	$\varepsilon_{\text{B}} [-]$
<b>33</b>	0,91	17,73	13,62	0,23
<b>34</b>	1,13	25,81	20,78	0,19
<b>35</b>	0,72	17,47	11,82	0,32
<b>36</b>	0,96	23,72	16,33	0,31
<b>37</b>	0,58	17,26	10,81	0,37
<b>38</b>	0,75	24,04	15,89	0,34
<b>39</b>	0,52	17,37	9,94	0,43
<b>40</b>	0,69	23,89	14,48	0,39

Im Versuch wurde beobachtet, daß sich besonders bei 15 bar Düsendruck das Sprühbild verändert. Der Sprühkegel neigt zur Einschnürung. Das Befeuchtungsverhältnis erhöht sich aufgrund der geringen versprühten Wassermenge. Im nächsten Diagramm ist der Befeuchtungsgrad bei niedrigem Düsendruck zusammen mit dem der vorhergehenden Versuche aufgezeichnet.

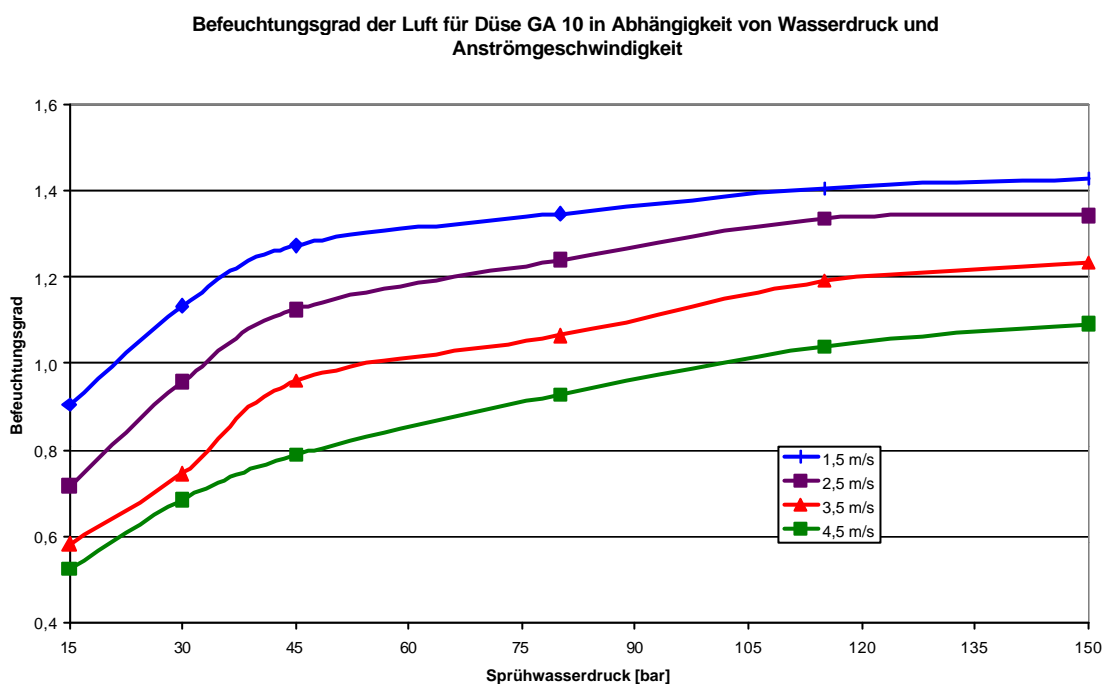


Abb. 45: Befeuchtungsgrad über Sprühwasserdruck

Läßt man die Linie  $w_{AN} = 4,5$  m/s außer acht, kann man sehr gut erkennen, daß im Bereich von kleiner 45 bar Wasserdruck ein deutlicher Abfall des Sättigungsgrades zu erkennen ist. Bei der Druckabsenkung nehmen die guten Zerstäubungseigenschaften der Düse offensichtlich ab. Ein weiterer Grund ist in der logarithmischen Form der Düsenkennlinie zu sehen. Im niedrigen Druckbereich ist die Änderung des Wasserdurchsatzes bei Druckänderung groß.

Der starke Abfall der Aufweitung ist bei der Düse KL 11 nicht so ausgeprägt zu erkennen. Da man selbst bei hohen Drücken schlechte Zerstäubungseigenschaften vorfindet, ergibt sich dann im Niederdruckbereich kein so starker Abfall wie bei Düse GA 10.

Tabelle 15: Meßergebnisse Düse KL 11 Niederdruck

Meßreihe	$\eta_B$ [-]	$m_{W, Spr}$ [kg/h]	$m_{W, Ab}$ [kg/h]	$\varepsilon_B$ [-]
41	0,78	22,01	18,30	0,20
42	0,96	31,11	26,54	0,17
43	0,69	22,37	17,23	0,30
44	Fehlmeßreihe			
45	0,52	21,78	16,57	0,31
46	0,63	30,94	24,55	0,26
47	0,40	22,19	16,95	0,31
48	0,54	30,95	23,97	0,29

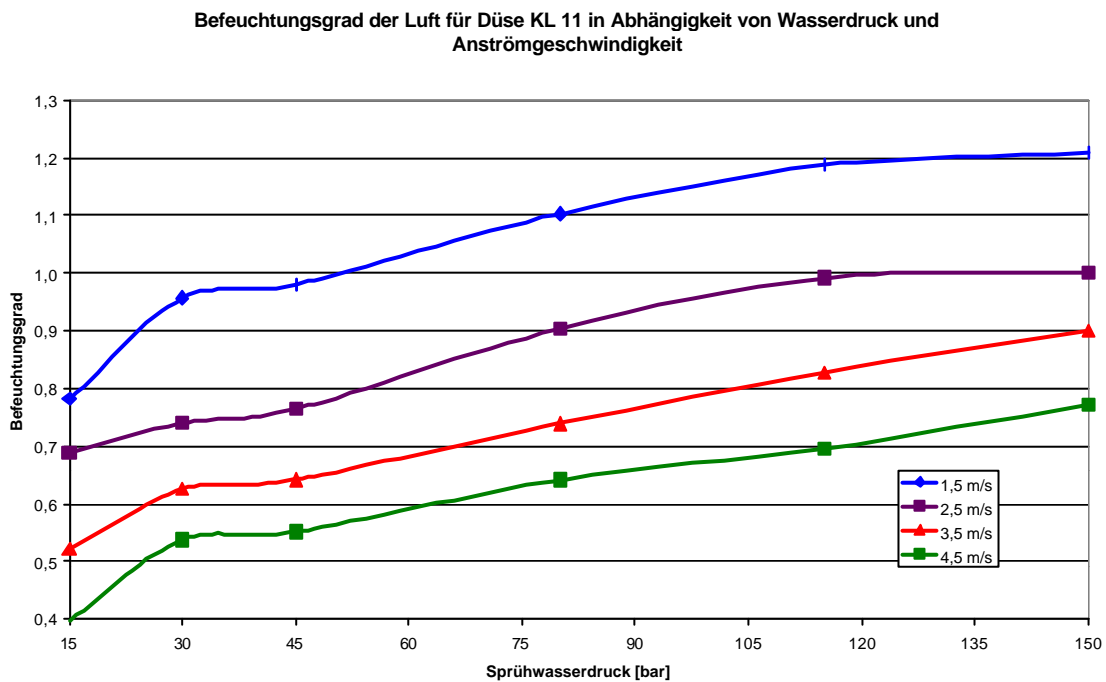


Abb. 46: Befeuchtungsgrad über Sprühwasserdruck

Aus Abb. 46 ist der Verlauf der Aufsättigung bei niedrigem Druck ersichtlich.

### Turbulenzgradmessung

Turbulenzgradmessungen wurden in verschiedenen Abschnitten des Kaldampfgenerators durchgeführt. Diese Meßstellen sind aus Abb. 37 ersichtlich. Die Ergebnisse der Messungen mittels Hitzdrahtanemometer sind folgender Tabelle zu entnehmen.

Tabelle 16: Turbulenzgrade

Meßreihe	Meßpunkt/ -ebene	Turbulenzgrad [%]	mittlere Geschwindigkeit [m/s]
49	1/1	1,98	12,02
50	2/1	2,01	11,61
51	3/1	1,95	12,45
52	4/1	29,10	7,63
53	5/1	29,38	7,48
54	6/1	30,94	7,95
55	7/1	39,61	4,76
56	8/1	39,12	4,88
57	9/1	39,12	4,88
58	1/2	1,97	12,24
59	2/2	1,97	12,24
60	3/2	1,98	12,02
61	4/2	25,70	8,28
62	5/2	22,75	8,78
63	6/2	22,35	9,13
64	7/2	34,83	5,24
65	8/2	34,43	5,37
66	9/2	33,27	5,75

Es ist ersichtlich, daß die Luft nach dem Infraschallgenerator eine sehr hohe Geschwindigkeit hat, wobei die Strömung turbulenzarm ist. Im Versuch wurde maximaler Volumenstrom gefahren, welcher einer Anströmgeschwindigkeit von etwa 4,75 m/s entspricht. Die hohen Geschwindigkeiten an den Meßpunkten 1-3 erklären sich mit der Konstruktion des Infraschallgenerators, der die Luft durch die Querschnittsverringerng beschleunigt. Der Turbulenzgrad ist vor der Düse mit durchschnittlich 2 % bei mittleren Geschwindigkeiten von 12 m/s gering. Es kann nicht beobachtet werden, daß die Luft zum Schwingen angeregt bzw. die Turbulenz erhöht wird. Die Wirkung des Infraschallgenerators wird in Frage gestellt. Es wäre in weiteren Versuchen ohne Infraschallgenerator zu klären, ob eine Verschlechterung des Befeuchtungsvorgangs eintritt. Wäre dies nicht der Fall, könnte auf diesen Teil des Gerätes verzichtet werden. Es würden damit Baulänge eingespart, aber auch Kosten vermindert.

Die Strömung in dem sogenannten Reaktionsraum nach dem Resonanzüberlagerer sowie vor dem Sattdampftrockner sind turbulent. Dabei ist zu erkennen, daß sich die Turbulenzgrade am Sattdampfeliminator vergrößern. Grund könnte die Überlagerung der Teilströme nach Verlassen des Resonanzüberlagerers sein. Nach Durchströmen des Resonanzüberlagerers ist die

Luftgeschwindigkeit bedeutend kleiner als nach dem Verlassen des Infraschallgenerators. Die Rippen am Ende des Resonanzüberlagerers sind so angeordnet, daß sich die Kontur eines Diffusors ergibt.

Bei den Ergebnissen der Turbulenzgradmessung sollte die Größenordnung der Meßwerte bewertet werden. Die Geschwindigkeit vor den Düsen lag mit ca. 12 m/s unerwartet hoch. Die Hitzdrahtsonde wurde hingegen nur bei Geschwindigkeiten bis 7 m/s kalibriert. Trotz dieser Ungenauigkeiten sind Tendenzen klar ersichtlich.

### **Vergrößerung des Dissipatorabstandes bei Düse KL 11**

Da die Düse KL 11 im Vergleich zur „Gasser-Düse“ bedeutend schlechtere Befeuchtungsgrade und -verhältnisse erzielte, wurden Überlegungen angestellt, wie diese zu verbessern sind. Der Winkel des Sprühkegels der Düse KL 11 ist viel spitzer als der der anderen Düse. Damit ergibt sich beim Aufprall auf den Dissipator ein kleinerer Kreisring, mit dem das Wasser auftritt. Dabei wurde bei der Düse KL 11 ein kaum wahrnehmbarer Hohlkegel ausgebildet.

Aus diesem Grund wurde der Abstand zwischen Düsenspitze und Dissipator schrittweise vergrößert. Mit der Vergrößerung des Abstandes nimmt der Durchmesser der Aufprallfläche am Dissipator zu. Mit zunehmenden Abstand konnte eine bessere Ausbildung des Hohlkegels beobachtet werden. Allerdings zeigte sich dann, wie bereits erwähnt wurde, daß sich der Kegel nicht konzentrisch ausbildet, sondern schief in den Kaltdampfgenerator versprüht wird. Der ursprüngliche Abstand zwischen Dissipator und Düse war 8 mm. Als erster neuer Abstand wurden 18 mm gewählt, welcher schrittweise um 5 mm bis auf 43 mm erhöht wurde. Als Anströmgeschwindigkeit wurden durchweg 4,5 m/s gewählt. Die Sprühwasserdrücke wurden so eingestellt, daß bei gleichem Dissipatorabstand Drücke von 30 bis 150 bar gefahren wurden. Die Schrittweite betrug dabei 30 bar. Nachfolgender Tabelle sind die Ergebnisse der Messungen mit erweiterten Dissipatorabstand zu entnehmen.

Tabelle 17: Meßwerte bei veränderten Dissipatorabstand

Meßreihe	D.-abstand [mm]	$\eta_B$ [-]	$m_{W,Spr}$ [kg/h]	$m_{W,Ab}$ [kg/h]	$\varepsilon_B$ [-]
67	ohne	0,46	30,24	24,06	0,204
68	ohne	0,54	41,88	34,28	0,181
69	ohne	0,66	50,73	41,56	0,181
70	ohne	0,77	58,16	47,60	0,182
71	ohne	0,86	64,50	53,11	0,177
72	8	0,50	30,67	23,71	0,227
73	8	0,59	42,95	34,76	0,191
74	8	0,66	52,31	43,27	0,173
75	8	0,73	59,54	49,42	0,170
76	8	0,79	66,08	55,22	0,164
77	18	0,59	30,62	22,58	0,263
78	18	0,73	41,95	31,95	0,238
79	18	0,83	51,07	39,57	0,225
80	18	0,92	58,59	45,96	0,216
81	18	0,97	64,84	51,58	0,204
82	23	0,59	29,81	21,65	0,274
83	23	0,73	41,87	31,76	0,241
84	23	0,85	51,05	39,37	0,229
85	23	0,93	58,63	45,85	0,218
86	23	0,99	64,78	50,84	0,215
87	28	0,60	29,73	21,32	0,283
88	28	0,75	41,09	30,55	0,257
89	28	0,87	50,51	38,59	0,236
90	28	0,94	58,20	45,39	0,220
91	28	1,02	64,43	51,01	0,208
92	33	0,62	30,52	21,93	0,281
93	33	0,76	41,24	30,62	0,258
94	33	0,88	50,75	38,48	0,242
95	33	0,95	58,32	44,98	0,229
96	33	1,00	63,95	50,05	0,217
97	38	0,68	30,55	21,44	0,298
98	38	0,84	42,83	31,40	0,267
99	38	0,96	52,14	39,02	0,251
100	38	1,03	59,93	45,90	0,234
101	38	1,09	66,30	51,65	0,221
102	43	0,68	31,37	22,07	0,296
103	43	0,85	42,59	31,00	0,272
104	43	0,97	52,07	39,07	0,250
105	43	1,05	60,05	46,12	0,232
106	43	1,10	66,12	51,34	0,224



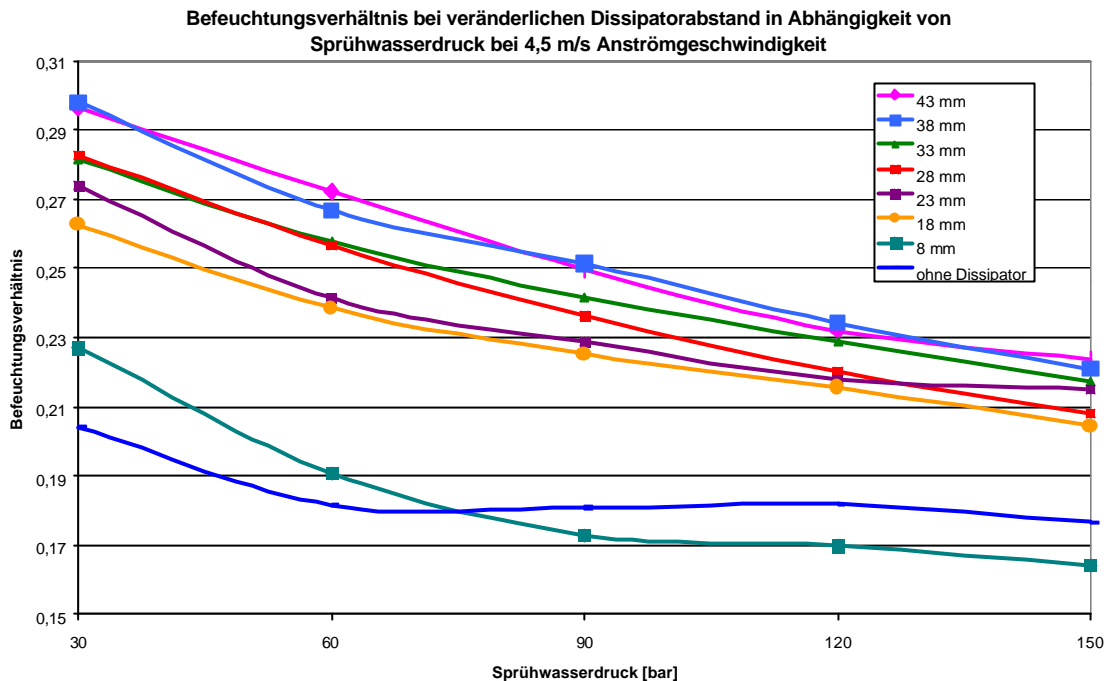


Abb. 47: Befeuchtungsverhältnisse bei veränderten Dissipatorabständen

Durch die Vergrößerung des Dissipatorabstandes wurde eine deutliche Vergrößerung des Befeuchtungsverhältnisses erzielt. Das Befeuchtungsverhältnis vergrößert sich bei 43 mm Abstand zum Teil um ca. 50 % gegenüber 8 mm Abstand. Dabei ist zu erkennen, daß zwischen 38 mm und 43 mm Dissipatorabstand keine weitere Verbesserung des Befeuchtungsverhältnisses zu verzeichnen ist. In diesem Abstandsbereich hatte der Sprühkegel teilweise schon denselben Durchmesser wie der des Dissipators. Im Bereich von 38 mm bis 43 mm Dissipatorabstand ist ein optimaler Abstand zu sehen. Das zeigt sich auch darin, daß sich beim Versuch ohne Dissipator der Befeuchtungsgrad merklich verschlechterte.

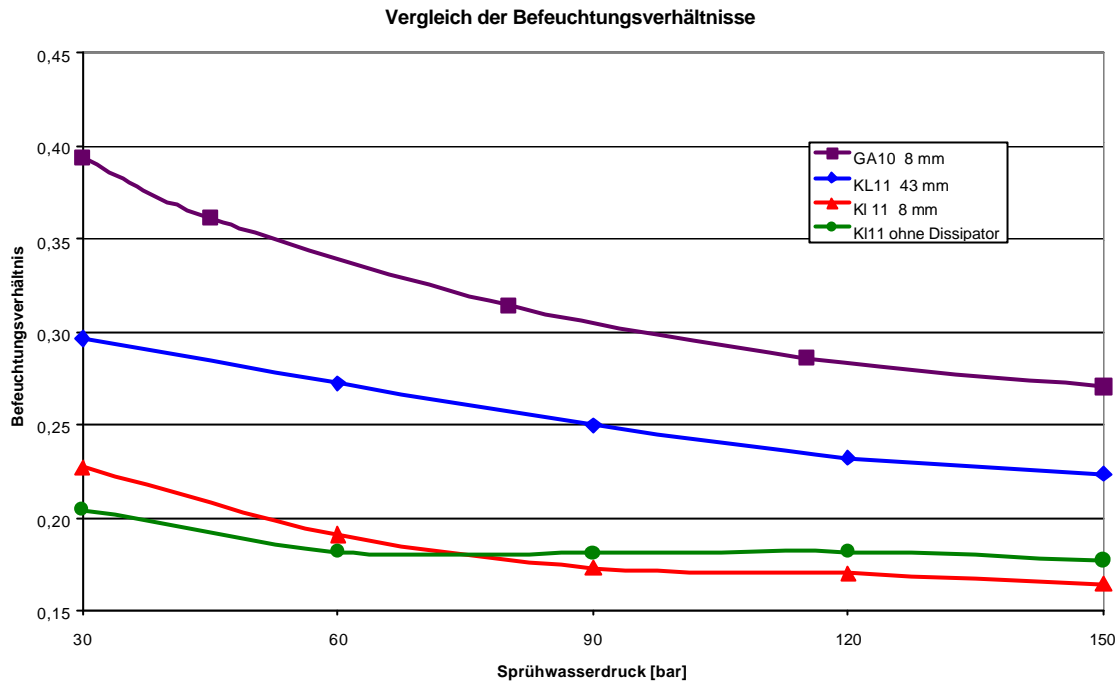


Abb. 48: Vergleich der Befeuchtungsverhältnisse

In Abb. 48 sind die Befeuchtungsverhältnisse der Düse GA 10 und der Düse KL 11 bei verschiedenen Dissipatorabständen miteinander verglichen. Es zeigt sich, das Befeuchtungsverhältnis der Düse KL 11 ist auch bei optimalem Abstand noch um rund 15 % kleiner als das der Düse GA 10 ist. Dem nachfolgendem Diagramm kann entnommen werden, daß die gleichen Befeuchtungsgrade für GA 10 und KL 11 bei 43 mm Abstand erzielt werden. Das heißt, die Düse KL 11 ist bei optimalen Dissipatorabstand der GA 10 hinsichtlich Befeuchtungswirkung gleichwertig.

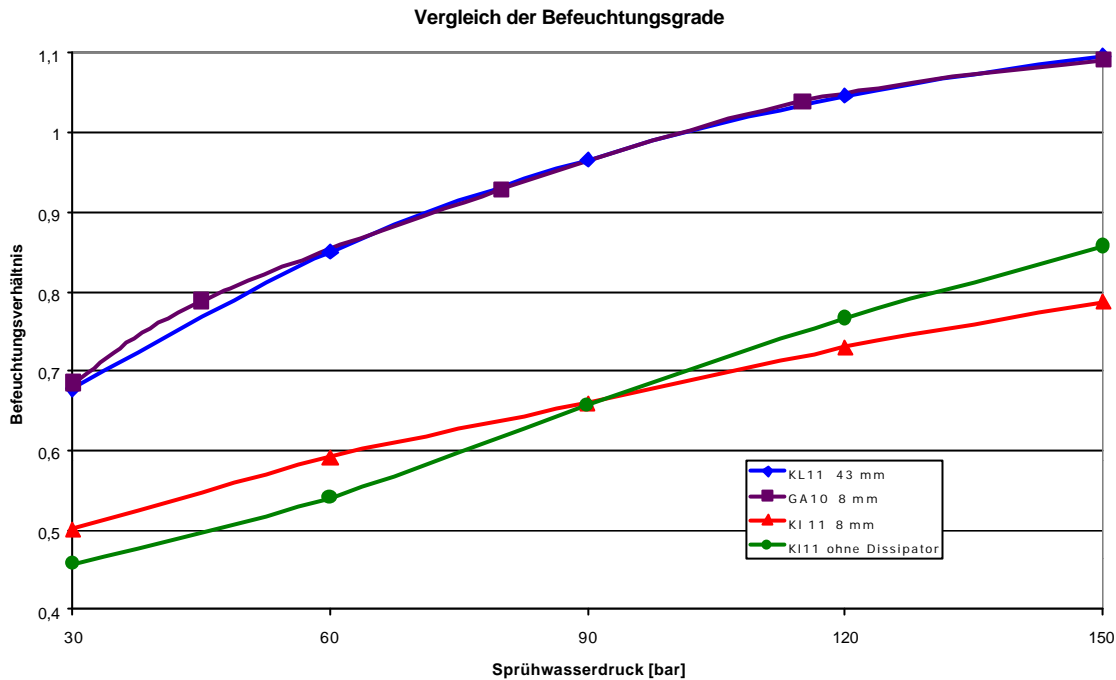


Abb. 49: Vergleich der Befeuchtungsgrade

Allerdings ist bei mittleren Sprühwasserdrücken ein um ca. 15% größerer Frischwasserbedarf zu verzeichnen. Hierin liegt der Preis der niedrigeren Anschaffungskosten und besseren Unempfindlichkeit der Düse gegen Verschmutzungen.

### Vergleich zwischen Originaldissipator und Rohrdissipator

Als abschließende Untersuchung wurden die beiden Dissipatoren im Hinblick auf die Förderung der Verstäubungseigenschaften untersucht. Dabei wurde jeweils der Dissipatorabstand 43 mm gewählt.

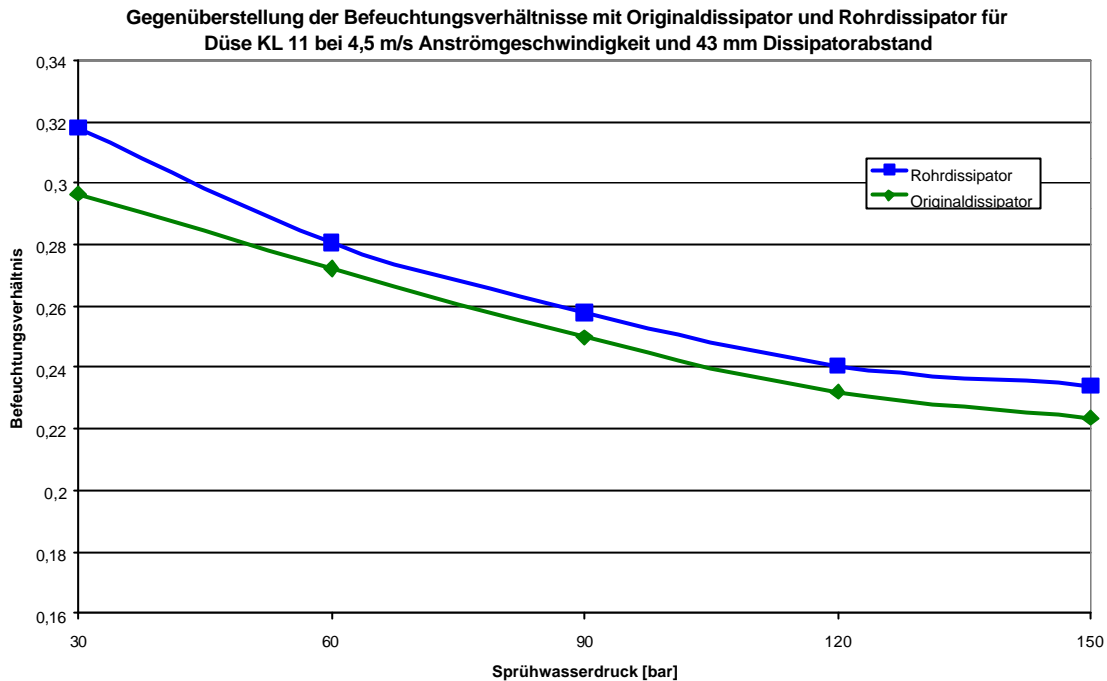


Abb. 50: Vergleich der Befeuchtungsverhältnisse für Original- und Rohrdissipator

Es ist zu erkennen, daß bei Einbau des Rohrdissipators eine Verbesserung des Befeuchtungsgrades um ca. 5 % erzielt wird. Damit ist festgestellt, daß der Rohrdissipator eine günstigere Lösung ist.

Vor der Vergleichsuntersuchung wurde der Versuchsstand etwa 3 Wochen nicht betrieben. Beim Auswerten der Meßreihen mußte dann festgestellt werden, daß sich der Wasserdurchsatz der Düse verringert hatte. Aus diesem Grund nahm beim Rohrdissipator trotz des besseren Befeuchtungsverhältnisses der Befeuchtungsgrad gegenüber dem Originaldissipator ab, wie aus Abb. 51 zu entnehmen ist.

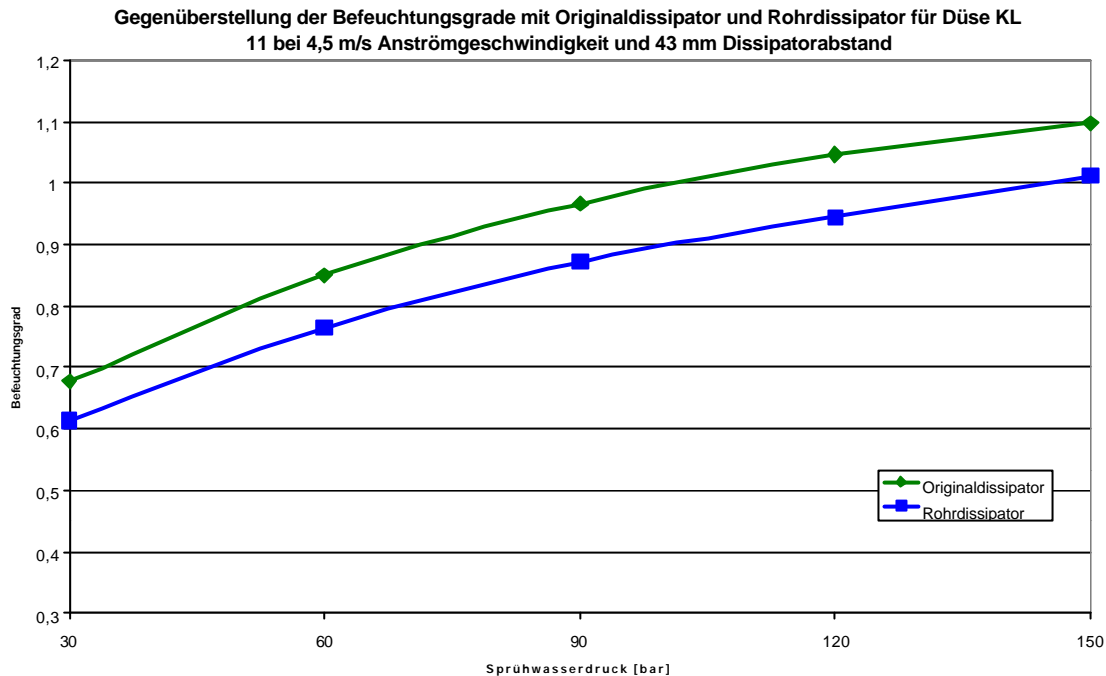


Abb. 51: Vergleich der Befeuchtungsgrade für Original- und Rohrdissipator

### 3.7 Bewertung der Ergebnisse

Im Versuch wurde der Kaltdampfgenerator in seinem ursprünglichen Aufbau mit der „Gasser-Düse“ GA 10 vermessen. Damit wurden grundlegende Erkenntnisse zum Betriebsverhalten gewonnen. Im Anschluß wurde die Düse GA 10 durch die Düse KL 11 ersetzt, welche momentan vom Hersteller des Kaltdampfgenerators verwendet wird. Diese Düse erzielte mit dem ursprünglichen Dissipatorabstand, wie er bei der Düse GA 10 Anwendung findet, unzureichende Befeuchtungswerte. Damit einhergehend war eine große Ablaufwassermenge zu verzeichnen.

Ausgehend von Betrachtungen zum Sprühbild der Düse KL 11, wurde der Abstand des Dissipators sukzessive vergrößert. Dabei wurden eine deutliche Verbesserung des Befeuchtungsgrades und eine Verminderung der Ablaufwassermenge erzielt. Weiterhin wurden im Kaltdampfgenerator grundlegende Turbulenzgradmessungen durchgeführt, um die Wirkung der Einbauten Infraschallgenerator und Resonanzüberlagerer zu überprüfen. Es wurde festgestellt, dass die Wirkungsweise des Infraschallgenerators in Frage zu stellen ist. Beim Vergleich zwischen Original- und Rohrdissipator konnten dem Rohrdissipator etwa gleiche Eigenschaften zugesprochen werden.

Die Berechnungen wurden unter Zugrundelegung einer idealen adiabaten Befeuchtung durchgeführt. Abweichungen von diesem Zustandsverlauf ergeben sich zum einen durch die Temperatur des Sprühwassers und zum andern durch die Umgebungstemperatur des Versuchsstandes. Die Zuverlässigkeit der Meßergebnisse hängt wesentlich von der Genauigkeit der Messung der Luftfeuchte ab. Die Luftfeuchtemessungen wurden im Kaltdampfgeneratöraustritt aufgrund des Auftretens von Luftsättigung und zu Übersättigung mit Taupunktsonden durchgeführt.

## 4 Zusammenfassung

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden die Komponenten

- Sorptionsregenerator
- Kaltdampfgenerator

theoretisch und experimentell untersucht. Das Ziel des Forschungsvorhabens bestand dabei darin, die Komponenten hinsichtlich des zum Betreiben notwendigen Energieverbrauches bzw. dem Wasserverbrauch zu optimieren.

Am Versuchsstand des ILK Dresden wurden die experimentellen Untersuchungen durchgeführt, siehe Abb. 52.



Abb. 52: Blick auf den Versuchsstand zur Optimierung des Sorptionsregenerators

Dargestellt ist der Sorptionsregenerator mit zugehörigen Messstrecken. In Abb. 53 ist das Detail der Messebenen dargestellt.

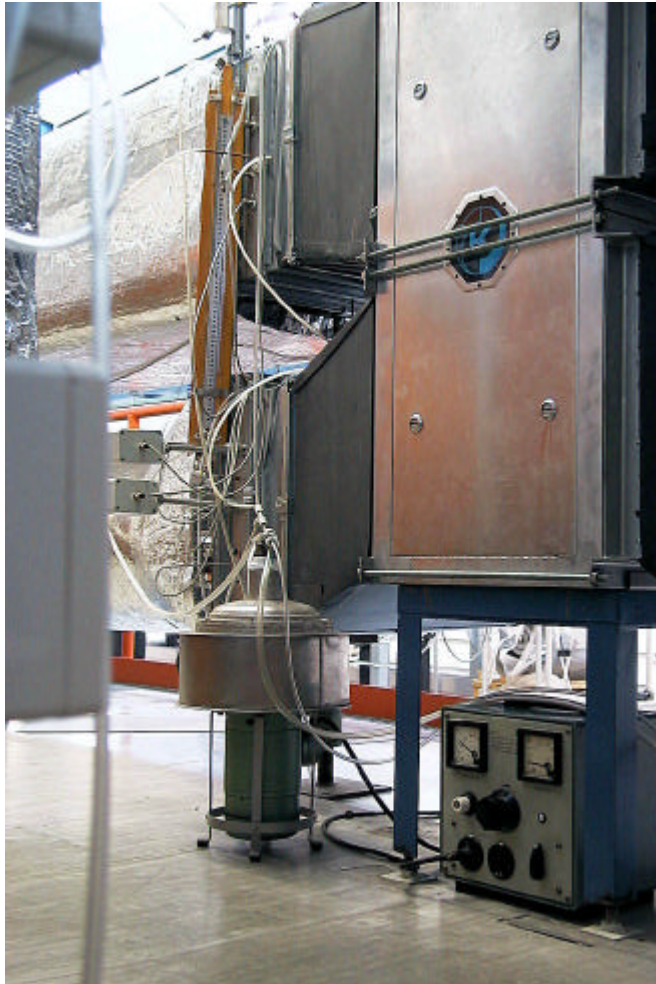


Abb. 53: Messebenen am Sorptionsregenerator

Die Optimierung des Sorptionsregenerators wurde sowohl unter dem Aspekt der Enthalprierückgewinnung als auch der Luftentfeuchtung betrachtet. Die experimentellen Ergebnisse wurden für die Verifizierung des Simulationsprogrammes „KINET“ verwendet. Es zeigt sich als Ergebnis, daß die Luftentfeuchtung mittels LiCl-getränktem Zellulosematerial mit deutlich niedrigerer Regenerationstemperatur als mit Silicagelmaterial erfolgen kann. Für den Betriebsfall Enthalprierückgewinnung gilt die Aussage, daß die Rückwirkung von Wärme und Feuchte gleichermaßen gut erfolgt.



Die Untersuchungen zum Kaltdampfgenerator wurden vorrangig unter dem Aspekt der Erhöhung der Befeuchungsleistung bei gleichzeitiger Verringerung des Wasserverbrauches durchgeführt. Durch Verwendung anderer Düsengeometrien kann eine Verbesserung erreicht werden.

Die Zielstellung des Forschungsvorhabens wurde entsprechend der Aufgabenstellung vollständig erfüllt. In enger Kooperation mit der Firma Klingenburg in Gladbeck wurden die Ergebnisse der Untersuchungen hinsichtlich ihrer praktischen Nutzung bewertet.

In der Tabelle 18 sind alle Arbeiten aufgeführt, die im Rahmen des Forschungsvorhabens entstanden sind.

Tabelle 18: Darstellung aller Ergebnisse des Forschungsvorhabens

Inhalt	Berichtsnummer
<b>Optimierungsmessungen SECO</b>	
RS1	2546/96
RS2	2571/97
RS3	2599/97
Spülluftzone RS3	2628/98
Nennbedingungen	2635/98
Abweichende Nennbedingungen	2636/98
Trockner und Enthalpierückgewinner	2734/99
<b>Simulationsrechnungen</b>	
Messwertgestütztes Programm zur Berechnung von RS	2604/97
Messwertgestütztes Programm zur Simulation von RS	2636/97
Weiterentwicklung KINET	2734/99
Rechenprogramm für sorptionsgestützte LTA-Schaltungen (SLTA)	2637/98
Energetische Bewertung sorptionsgestützter LTA-Schaltungen bei Auslegungsbedingungen	2647/98
Energetische Bewertung sorptionsgestützter LTA-Schaltungen bei mittleren Bedingungen der Nutzungsperiode	2661/98
<b>Wissenschaftliche Unterstützung</b>	
Beispielsammlung	2652/98
<b>Optimierungsmessungen Kaltdampfgenerator</b>	
Optimierung Abstand Düse KL11 / Dissipator	2672/98
Möglichkeiten der Veränderung der Düse	2726/99