

Technische Universität München  
Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen

# **Mehrfacheffekt-Feuchtluftdestillation bei Umgebungsdruck – Verfahrensoptimierung und Anwendungen**

**Hendrik Müller-Holst**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der  
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades  
eines

**Doktor-Ingenieurs**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

**Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Karl Theodor Renius**

**Prüfer der Dissertation:**

1. **Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dietmar Hein,**
2. **Univ.-Prof. Dr.-Ing Felix Ziegler,**  
**Technische Universität Berlin**

**Die Dissertation wurde am 6.6.2002 bei der  
Technischen Universität München eingereicht und  
durch die Fakultät für Maschinenwesen  
am 30.9.2002 angenommen.**



---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>3</b>
<b>Einleitung</b>	<b>7</b>
<b>1 Verfahren zur Meerwasserentsalzung</b>	<b>9</b>
<i>1.1 Thermische Verfahren</i>	9
1.1.1 Multi Stage Flash (MSF)-Verfahren	9
1.1.2 Multi Effect Distillation (MED)-Verfahren	10
1.1.3 Mechanisches Dampfkompansions-Verfahren (Vapour Compression (VC)- Verfahren)	11
<i>1.2 Membranverfahren</i>	12
1.2.1 Elektrodialyse-Verfahren	13
1.2.2 Umkehrosmose (RO)-Verfahren	14
<i>1.3 Andere Verfahren</i>	16
1.3.1 Hybrid MED / RO	16
1.3.2 Ausfrierverfahren	17
1.3.3 Membran-Destillation	17
<i>1.4 Solarthermische Entsalzungsverfahren</i>	17
<b>2 Das Feuchtluftdestillationsverfahren</b>	<b>24</b>
2.1 <i>Verfahrensbeschreibung</i>	24
2.2 <i>Koordinatensystem</i>	25
2.3 <i>Energie- und Massenbilanzen</i>	26
2.3.1 Energiebilanz des Destillationsmoduls	26
2.3.2 Bilanzen der Stoff- und Wärmeübertragung vom Verdunster zum Kondensator	28
<b>3 Theoretische Grundlagen</b>	<b>29</b>
3.1 <i>Wärme- und Stoffübertragung</i>	29
3.2 <i>Kennzahlen und Stoffgrößen</i>	32
3.2.1 Dampfdruck über Wasser und Sole	32
3.2.2 Dichte feuchter Luft	33
3.2.3 Wärmeleitfähigkeit feuchter Luft	34
3.2.4 Binärer Diffusionskoeffizient von Wasserdampf in Inertgas (Luft)	35

---

3.2.5	Wärmeübergangskoeffizient $\alpha$ und Nußeltzahl für laminare Spaltströmung	36
3.2.6	Stoffübergangskoeffizient und Sherwoodzahl, Analogiebeziehungen von Wärme- und Stoffübergang, Lewiszahl	39
<b>4</b>	<b>Phänomenologie des MEH-Verfahrens</b>	<b>41</b>
4.1	<i>Verdunstung und Kondensation</i>	41
4.2	<i>Wärmedurchgang durch die Kondensatorplatte</i>	45
4.2.1	Wärmeleitung durch die Wand der Kondensatorplatten	45
4.2.2	Übergang von der durchströmten Platte auf die Sole	45
4.3	<i>Qualitative Strömungsanalyse der Konvektionswalze</i>	47
4.4	<i>Strömungsgeschwindigkeit der Luft, Reibungsverluste</i>	48
4.5	<i>Reversible Entsalzungsarbeit als theoretische Untergrenze des spezifischen Energiebedarfes</i>	51
<b>5</b>	<b>Überlagerung der Übergänge, Modellbildung</b>	<b>52</b>
5.1	<i>Schichtenmodell der Anlage</i>	52
5.1.1	Randbedingung: Massenstromverhältnis feuchte Luft und Sole	55
5.1.2	Randbedingung: Massenerhaltung und Energieerhaltung	56
5.2	<i>Gesamtwärmeübergang</i>	57
<b>6</b>	<b>Detaillierte Verfahrensbeschreibung</b>	<b>58</b>
6.1	<i>Be- und Entfeuchtungsprozess bei Umgebungsdruck</i>	59
6.1.1	Beschreibung stationärer Betriebszustände	59
6.1.2	Die Gleichgewichtslinie (Linie der Sättigungsenthalpie) feuchter Luft	59
6.1.3	Einstufige Konfiguration	60
6.1.4	Mehrstufige Konfiguration	67
6.1.5	Kontinuierliche Konfiguration	72
6.2	<i>Beschreibung der Anlagenkomponenten</i>	73
6.2.1	Verdunster mit Flüssigkeitsverteiler	73
6.2.2	Kondensator	77
6.2.3	Anordnung von Verdunster und Kondensator	79
6.3	<i>Freie Konvektionsströmung</i>	80
<b>7</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>81</b>
7.1	<i>Überblick</i>	81
7.1.1	Anlagenvarianten	81
7.1.2	Zusammenstellung der gemessenen Größen	81



---

7.2	<i>Vermessung stationärer Betriebszustände</i>	82
7.3	<i>Wärme- und Stoffübergang</i>	84
7.4	<i>Verifizierung und Verfeinerung des theoretischen Modells anhand experimenteller Ergebnisse</i>	84
7.4.1	Gesamt-Wärmeübertragungskoeffizient $k_{ges}(T)$	85
7.4.2	Proportionalitätsfaktor $\kappa(T)$ für Latentwärmeanteil	87
7.4.3	Destillatproduktion	88
7.5	<i>Temperaturprofile und Selbstregelung der freien Konvektion</i>	90
7.6	<i>Anwendungen des Verfahrens</i>	93
7.6.1	Reinigung von Eluat aus der Galvanikindustrie	93
7.6.2	Reinigung Arsenbelasteten Grundwassers	94
<b>8</b>	<b>Optimierungspotenzial</b>	<b>96</b>
8.1	<i>Wärmeleitfähigkeit des Kondensatorplattenmaterials</i>	97
8.2	<i>Verringerung des Spaltabstandes in Kondensator und Verdunster</i>	98
8.3	<i>Druckabsenkung in der Verdunstungs- und Kondensationskammer</i>	103
8.4	<i>Zusammenstellung der Optimierungsmöglichkeiten</i>	103
<b>9</b>	<b>Simulationsmodell für Entsalzungssysteme</b>	<b>105</b>
9.1	<i>Kennlinien und dynamische Parameter</i>	106
9.2	<i>Verifikation anhand von Messdaten stationärer Zustände</i>	109
9.3	<i>Simulationsergebnisse im Vergleich mit Feldversuchen</i>	110
<b>10</b>	<b>Einbindung in Systeme</b>	<b>113</b>
10.1	<i>Thermische Energieversorgung</i>	113
10.2	<i>Elektrische Energieversorgung für Pumpen und Regelung</i>	115
10.3	<i>Nachbereitung des Destillates</i>	116
<b>11</b>	<b>Pilotanlagen</b>	<b>118</b>
11.1	<i>Fuerteventura – autark solar versorgte Anlage ohne Wärmespeicherung</i>	118
11.2	<i>Namibia-Projekt – Brackwasserentsalzung solar und mit Abwärme</i>	123
11.3	<i>Tunesien – solare Wärmeversorgung mit 24h-Speicher</i>	124
11.4	<i>Gran Canaria (Projekt SODESA) - Meerwasserfeste Kollektoren und druckloser Speicher</i>	129

---

11.5	<i>Pilotanlage Oman – solare Versorgung mit EFC, Druckspeicher für 24-Stunden Betrieb</i>	131
11.6	<i>Vergleich zwischen den Pilotanlagen</i>	135
	<b>Zusammenfassung und Resümee</b>	<b>137</b>
	<b>Ausblick</b>	<b>139</b>
	<b>Nomenklatur</b>	<b>140</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>142</b>
	<b>Anhang A: Eigenschaften von Meerwasser</b>	<b>148</b>
	<i>Einteilung von Wässern nach verschiedenen Salzkonzentrations-Bereichen</i>	148
	<i>Salinität und Leitfähigkeit</i>	148
	<i>Zusammensetzung von Standardmeerwasser</i>	149
	<i>Dichte vom Meerwasser der Salinität S</i>	150
	<i>Viskosität</i>	152
	<i>Spezifische Wärmekapazität</i>	153
	<b>Anhang B: TRNSYS-Komponenten des Simulationsprogramms</b>	<b>155</b>

---

## Einleitung

Wasser ist das Mittel zum Leben überhaupt und für die Existenz von biologischen Systemen wie wir sie kennen unverzichtbar. Die Balance zwischen Populationsdichte und dadurch bedingten Wasserverbrauch auf der einen Seite und dem Vorkommen qualitativ und quantitativ ausreichender Süßwasserquellen andererseits geriet bereits in den letzten Jahren erheblich ins Ungleichgewicht. Bedingt durch ausbleibende Niederschläge und nicht auf Nachhaltigkeit der Wasserentnahme ausgelegtes übermäßiges Abpumpen der natürlichen Grundwasservorräte versalzen an vielen küstennahen Standorten wie beispielsweise auf der arabischen Halbinsel, in Nordafrika und auf vielen Mittelmeerinseln die Aquifere durch nachströmendes Meerwasser. Durch unangepassten hohen Wasserverbrauch, der sich oft durch stark expandierenden Tourismus verschärft, ist bereits heute die Entsalzung von Meer- und Brackwasser an vielen Orten zu einer unverzichtbaren Ergänzung der ursprünglichen Wassergewinnungsmethoden geworden (z.B. Golfregion, Kalifornien, Kanarische Inseln).

Zahlreiche Verfahren zur Meerwasserentsalzung wurden im Laufe des letzten Jahrhunderts entwickelt und zur Marktreife gebracht, die wichtigsten davon sind in Kapitel 1 behandelt. Dabei kommen bis heute meist Großanlagen zum Einsatz, deren immenser Energieverbrauch für die Entsalzung den Bau eigener Kraftwerke neben den Entsalzungsanlagen notwendig macht. Die zentrale, großindustrielle Entsalzung stellt dabei aufgrund der meist heute noch niedrigen Energiekosten sehr kostengünstiges Wasser (0.50 – 3.0 US\$/Kubikmeter) zur Verfügung. Die nötige Verteilung des Wassers beschränkt den Einsatz der Anlagen jedoch auf Ballungsräume. Selbst hier treten Leitungsverluste im Verteilsystem im Bereich von bis zu 50% des produzierten Wassers auf (Abu Dhabi, [18]). Die weiträumige Auslieferung aus solchen Großanlagen hin zu mittleren und kleinen Ansiedlungen ist trotz der günstigen Gesteungskosten für das Wasser durch die aufwändige und verlustreiche Verteilung sehr teuer (10 – 50 US\$/Kubikmeter). Oft wird das Wasser mit Tanklastwagen oder Schiffen verteilt, wobei die Qualität erheblich leidet. Solches Wasser ist meist nicht zum Trinken geeignet und wird lediglich als Brauchwasser verwendet.

Die Trinkwasserversorgung in den betreffenden Regionen wird häufig ausschließlich durch Flaschenwasser realisiert, wobei dessen Preis zwischen 150 und 500 US\$/Kubikmeter liegt.

In abgelegenen Gebieten verhindert jedoch das bei Kleinanlagen inhärent höhere Wartungs- zu Investitionskostenverhältnis ebenso wie der Mangel an ausreichend qualifiziertem Personal die Inbetriebnahme technologisch komplexer Entsalzungssysteme. Durch den Einsatz dezentraler und wo nötig auch energieautarker Anlagen kann hier gegenüber der Versorgung mit Flaschenwasser eine wesentliche Kostenreduktion bei gleichzeitiger Qualitätsverbesserung geleistet werden.

---

Da oftmals Wassermangel und reichliche Sonneneinstrahlung regional zusammen treffen, wurden bereits Ende des 19. Jahrhunderts [43] einfache Anlagen zur solaren Meerwasserentsalzung entwickelt, die sogenannten Solardestillen. Auf Ihre genaue Funktionsweise wird in Abschnitt 1.4 eingegangen. Das Prinzip der technischen Einfachheit bei Nutzung einer regenerativen Energiequelle wurde hier bereits realisiert. Die flächenspezifische Produktionsrate ist dabei jedoch auch bei optimierten Varianten mit 3 bis 5 Litern Tagesproduktion pro m<sup>2</sup> äußerst gering. Dies hat seinen Grund zum einen darin, dass bei diesen einfachen solaren Destillationsgeräten die aufgewendete Verdampfungsenthalpie (2500 kJ/kg) bei der anschließenden Kondensation gegen Umgebungstemperatur nicht zurückgewonnen wird. Zum anderen bewirkt bei den Solardestillen ein unausgewogenes Verhältnis von Verdunstungs- zu solarer Aperturfläche (die Flächen sind hier nämlich identisch) eine Verdunstungsrate weit unter den energetischen Möglichkeiten.

Eine mögliche Lösung der angesprochenen Defizite der einfachen Solardestillen liegt in der räumlichen Trennung von thermischer Energieversorgung z.B. durch Sonnenkollektoren und der eigentlichen Verdunstungs- und Kondensationskammer. Zum einen wird dadurch eine definierte Kondensation an mit dem zufließenden kalten Meerwasser gekühlten Kondensationsflächen ermöglicht. Bis zu 90% der im Verdunster aufgewendeten Prozesswärme kann so zurückgewonnen werden. Zum anderen besteht die Möglichkeit, die Verdunstungs- und Kondensationsflächen sehr groß zu gestalten, sodass der bei Umgebungsdruck und in Anwesenheit von Inertgas relativ geringe Stoffübergang kompensiert werden kann.

Ein optimiertes Verfahren für die dezentrale Entsalzung von Brack- oder Meerwasser sollte daher die folgenden Eigenschaften aufweisen, um die bestehende Lücke im Angebot an bisherigen zentralen oder dezentralen Entsalzungstechnologien zu füllen:

- Darstellung eines technisch einfachen dabei aber energieeffizienten Entsalzungsverfahrens zur Erzielung hoher Destillatausbeuten
- Reduzierung des elektrischen Hilfsenergiebedarfes auf ein Minimum
- Realisierung eines geringen Wartungsbedarfs der Anlage zur Eignung für den dezentralen Betrieb ohne ständige technische Betreuung
- Bei solarthermischem Betrieb Trennung von Verdunstungs- und Solarabsorptionsfläche zur Erzielung eines gegenüber der Solar Still deutlich gesteigerten flächenspezifischen Wasserertrages von mehr als 5 Litern pro m<sup>2</sup> Solarabsorptionsfläche

Diese Anforderungen stellen den Entwicklungsauftrag für die vorliegende Arbeit dar. Die Überlegungen fanden Eingang in das sogenannte MEH-Verfahren (Mehrstufen Be- und Entfeuchtungsverfahren, engl. Multi Effect Humidification). Zentrale Komponente ist eine thermisch isolierte Box mit integrierter Kondensations- und Verdunstungseinheit zur effizienten Feuchtluftdestillation.

# 1 Verfahren zur Meerwasserentsalzung

## 1.1 Thermische Verfahren

### 1.1.1 Multi Stage Flash (MSF)-Verfahren

Das Multi-Stage-Flash-Verfahren (Vielfacheffekt-Entspannungsverdampfung) ist derzeit das thermische Meerwasserentsalzungsverfahren mit der größten installierten Kapazität weltweit; auch die meisten momentan geplanten Großanlagen verwenden ebenfalls diese Technologie.

Bei diesem Verfahren (vgl. Abbildung 1) wird das Meerwasser zunächst in einem Dampferzeuger auf 90 - 110 °C erhitzt. Dies geschieht üblicherweise durch Kondensation von Dampf an einem von Meerwasser durchflossenen Rohrbündel.

Daraufhin fließt das heiße Meerwasser in die „erste Stufe“ (stage) genannte primäre Entspannungsverdampfungs-Kammer. Der im Verhältnis zum Dampfdruck in der Eintrittskammer abgesenkte Druck in dieser Kammer bewirkt, dass ein Teil des Meerwassers sofort nahezu explosionsartig zu sieden beginnt (flashing) und sich in Dampf verwandelt. Das Wasser siedet jedoch nur so lange, bis der Wärmebedarf für die Verdampfung es auf Siedetemperatur abgekühlt hat, weshalb es in Abhängigkeit vom in der Stufe eingestellten Druck nur zu einem gewissen Prozentsatz verdampft.

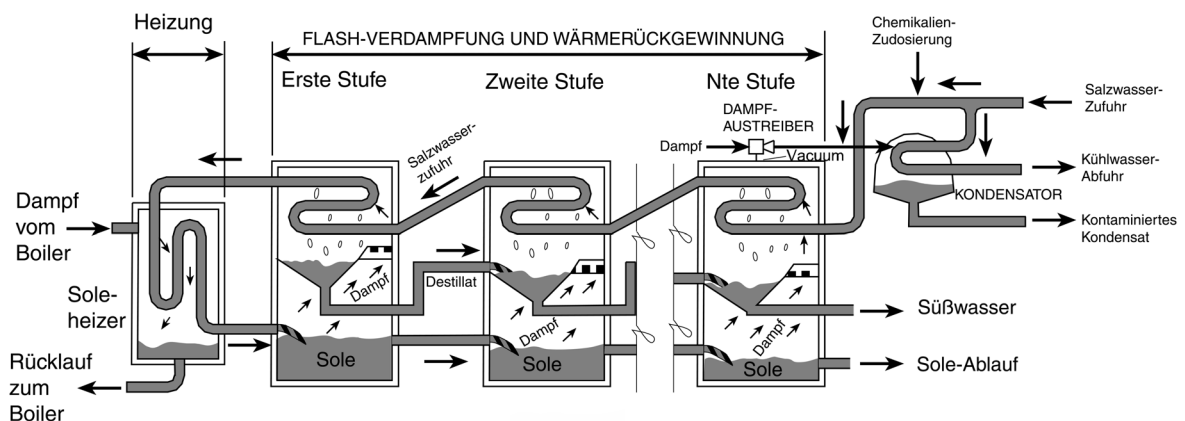


Abbildung 1: Graphik zur Beschreibung des MSF-Verfahrens (Entspannungsverdampfung) (aus [9] )

Der so erzeugte Dampf wird an Rohrbündel-Wärmetauschern kondensiert, die mit dem aus der nächsten Stufe kommenden kälteren Meerwasser gekühlt werden. Der nicht verdampfte Teil an Meerwasser wird in die nächste Stufe geleitet, wo bei etwas geringerem Druck wieder ein Teil des Meerwassers durch Entspannungsverdampfung in Dampf verwandelt wird und am nächsten Rohrbündel kondensiert. Das einströmende Meerwasser wird auf diese Weise von Stufe zu Stufe vorgewärmt und das zu verdampf-

ende Meerwasser in Gegenrichtung von Stufe zu Stufe abgekühlt. Dies erniedrigt den Energiebedarf für das Aufheizen im Heizkessel deutlich.

Typischerweise besteht eine MSF-Anlage aus 15 bis 25 Stufen. Die energetische Effizienz wird dabei mit einer wachsenden Zahl von Stufen immer größer (bis ca.  $35 \text{ kWh}_{\text{thermisch}}/\text{m}^3$ ), aber auch die Investitionskosten werden durch die vergrößerten Austauschflächen und die komplexere Betriebsweise mit steigendem Regelungsbedarf erhöht. Auch das Vergrößern der Temperaturdifferenz zwischen erster und letzter Stufe verbessert den energetischen Wirkungsgrad, aber bei steigender Eintrittstemperatur wachsen die Probleme durch Verkalkung, Verkrustung und Korrosion.

Die Technologie wird hauptsächlich in Großanlagen mit Tageskapazitäten von 4 000 bis 57 000  $\text{m}^3$  eingesetzt (vgl. [9], [71], [61]), in kleinen Anlagen ist sie nicht wirtschaftlich realisierbar.

### 1.1.2 Multi Effect Distillation (MED)-Verfahren

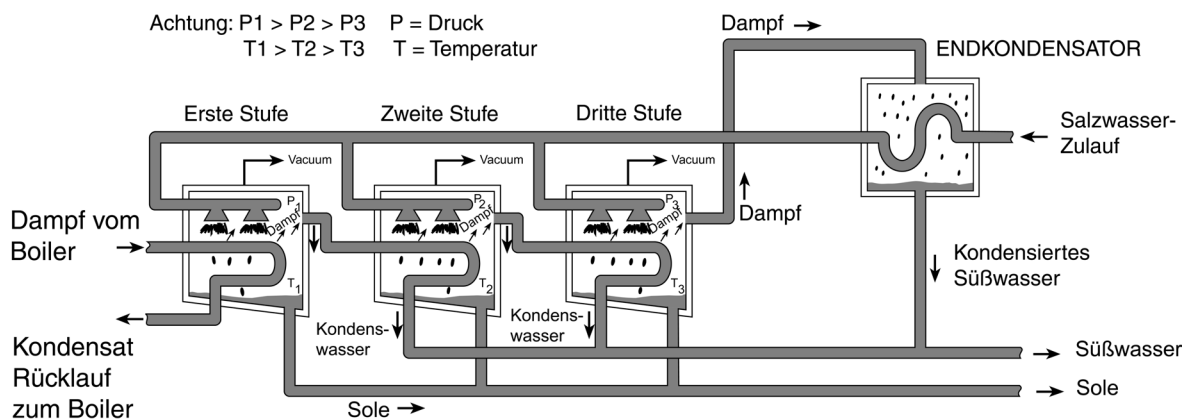


Abbildung 2: Graphik zur Veranschaulichung des MED – Verfahrens. Details siehe Text. (nach [9])

Für lange Zeit wurde das Vielfacheffekt-Destillationsverfahren (MED) traditionell in industriellen Prozessen verwendet, z.B. bei der Herstellung von Saft bei der Zuckerrohrproduktion oder bei der Herstellung von Salz mit Verdampfungsprozessen. Aufgrund seiner besseren Widerstandsfähigkeit gegen Verkrustungen verdrängte das MSF-Verfahren diese Methode zunächst mehr und mehr, bevor Anfang der 80er Jahre durch neue Anlagenkonfigurationen mit verminderten Eintrittstemperaturen die Korrosions- und Verkrustungsprobleme abgeschwächt wurden. Dies verursachte eine Wiederbelebung des Verfahrens.

Wie MSF, verwendet auch das MED-Verfahren Verdampfung und anschließende Kondensation in mehreren Stufen in nacheinander durchströmten Kammern bei unterschiedlich stark abgesenktem Druck. Dadurch siedet das Meerwasser ohne erneute Energiezufuhr von Stufe zu Stufe immer wieder. Allgemein besteht jede Stufe aus einem

Boiler, einem Wärmetauscher und Vorrichtungen für den Transport der Flüssigkeiten zwischen den Stufen. Als Wärmetauscher kommen unterschiedliche Konfigurationen wie etwa vertikale oder horizontale Rohrbündel mit steigendem Solestrom oder fallendem Solefilm oder Plattenwärmetauscher mit fallendem Solefilm, zum Einsatz. Am häufigsten findet man horizontale Rohre mit Fallfilm.

Das Speisewasser wird dem System auf unterschiedliche Weise zugeführt, meistens jedoch in gleichbleibenden Portionen. In der ersten Stufe wird das Siederohr durch Dampf aus einer Dampfturbine oder aus einem Boiler erhitzt. Das Speisewasser wird auf die Oberfläche des Siederohrs durch Versprühen oder sonstige Verteilung in einem dünnen Film aufgebracht, um schnelles Sieden und Verdampfen zu bewirken.

Der entstandene Dampf wird in der nächsten Stufe im Siederohr kondensiert, auf dessen Außenseite wiederum leicht kälteres Rohwasser bei niedrigerem Druck verdampft. Der in der letzten Stufe erzeugte Dampf wird in einem separaten Wärmetauscher, nämlich dem vom einlaufenden Meerwasser gekühlten Endkondensator kondensiert. Dadurch wird das zulaufende Meerwasser vorgewärmt.

Das nicht verdampfte Meerwasser jeder Stufe (Sole) wird oft dem Solebecken der nächsten Stufe zugeführt, wo ein Teil davon in Dampf expandiert und zum Produktwasser dieser Stufe beiträgt.

MED-Anlagen werden üblicherweise in Einheiten von 2 000 bis 20 000 m<sup>3</sup>/Tag hergestellt und bestehen aus 8 bis 16 Stufen (Effects). Bei neueren Anlagen wird mit Einlauftemperaturen zur ersten Stufe von unter 70°C gearbeitet, was bei den flächenspezifisch hohen Verdampfungsraten Verkrustungen, Verkalkung und Korrosion vermindert. Der typische Energiebedarf beträgt 35-50 kWh<sub>thermisch</sub>/m<sup>3</sup>.

### **1.1.3 Mechanisches Dampfkompansions-Verfahren (Vapour Compression (VC)-Verfahren)**

Das VC-Destillationsverfahren wird üblicherweise in Verbindung mit anderen Verfahren eingesetzt (z.B. MED). Allein wird es in kleinen und mittelgroßen Entsalzungsanlagen verwendet.

Das Temperaturniveau der Kondensation wird hier durch die Kompression des Dampfes angehoben, wodurch die Verdampfung auf der Niederdruck-Verdampferseite ermöglicht wird. Auch in VC-Anlagen wird die Verdampfung durch Absenken der Siedetemperatur mittels Druckerniedrigung in der Verdampferkammer verbessert. Als Verdichter kommen entweder mechanische Kompressoren oder Dampfstrahlkompressoren (beim Vorhandensein von Prozessdampf) zum Einsatz.

VC-Anlagen wurden in einer Vielzahl von Konfigurationen gebaut.

Abbildung 3 illustriert vereinfacht das Verfahren. Ein mechanischer Kompressor erzeugt die zur Verdampfung notwendige Prozesswärme. Aus der letzten Stufe wird mit Hilfe des Kompressors aller Dampf abgesaugt, um verdichtet als Heizdampf der ersten Verdampferstufe zugeführt zu werden. Hier kondensiert der Dampf an den gekühlten Wärmetauscherflächen, auf deren gegenüberliegender Seite Meerwasser versprüht oder in anderer Weise verteilt wird, darauf siedet und teilweise verdampft.

Der Druckhub im Kompressor ist bei der Verwendung kostengünstiger Kompressoren begrenzt. Daher haben viele der Kleinanlagen lediglich eine Stufe. In neueren, größeren Anlagen werden auch mehrere Stufen verwendet.

Mechanische VC Anlagen werden mit Tageskapazitäten zwischen Kubikmetern bis hin zu 3 000 m<sup>3</sup>/d hergestellt. Der (elektrische oder mechanische) Energiebedarf liegt bei 7 bis 12 kWh/m<sup>3</sup>.

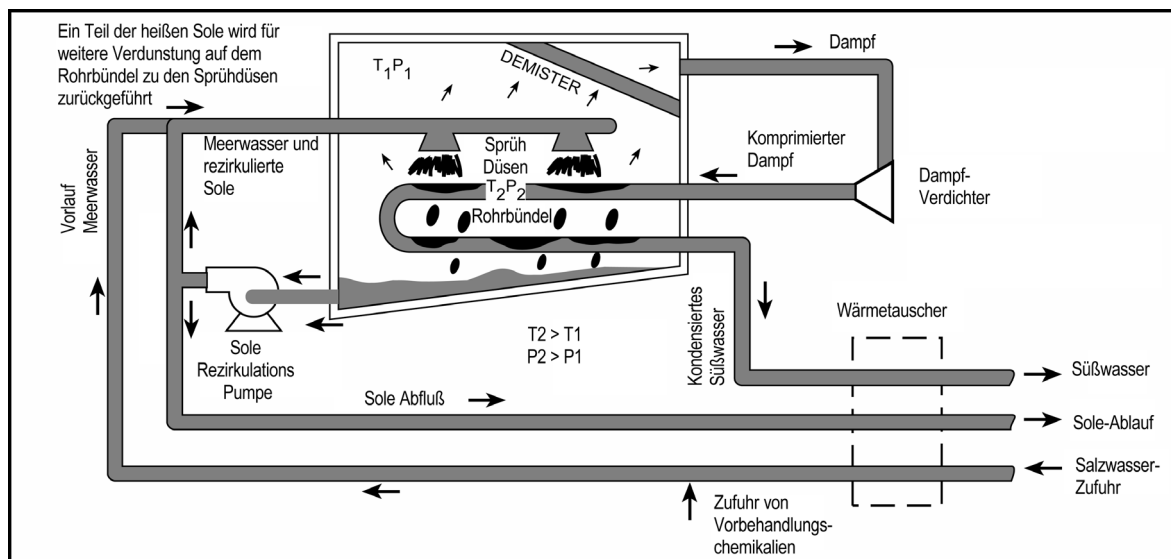


Abbildung 3: Graphik zur Beschreibung des MVC – Verfahrens

Dampfstrahlverdichter Anlagen (auch Thermokompressions-Anlagen genannt) verwenden Treibdampf von 3 bis 20 bar, der einen Teile des Wasserdampfes aus dem Boiler abführt. Im Injektor wird dieser Dampf auf den benötigten Heizdampfdruck verdichtet und der ersten Stufe des Prozesses zugeführt. Im Schnitt befördert ein Teil Treibdampf einen Teil Produktdampf aus der letzten Stufe, womit zwei Teile Heizdampf erzeugt werden. TVC-Anlagen werden üblicherweise in der Größenordnung von 500 bis 20 000 Litern pro Tag hergestellt.

VC-Anlagen werden häufig in Ferienanlagen und an abgelegenen Industriestandorten verwendet, wo Süßwasser nicht zur Verfügung steht. Wegen ihrer Einfachheit und Zuverlässigkeit sind sie für solche Standorte gut geeignet.

## 1.2 Membranverfahren

In der Natur spielen Membranen bei den Prozessen Dialyse und Osmose eine wesentliche Rolle bei der Trennung von Salzen.

Künstliche Membranen finden in zwei wichtigen Entsalzungsverfahren Verwendung, der Elektrodialyse (ED) und der Umkehrosmose (Reverse Osmosis, RO). Die Membranen werden in beiden Prozessen jedoch unterschiedlich verwendet.



Elektrodialyse verwendet ein anliegendes elektrisches Feld, mit dessen Hilfe die Salze selektiv durch eine Membran transportiert werden, während entsalztes Wasser zurückbleibt. Bei der Umkehrosmose hingegen wird das Wasser durch eine Membran gedrückt, die Salze mehr oder weniger gut zurückhält (vgl. Abbildung 4).

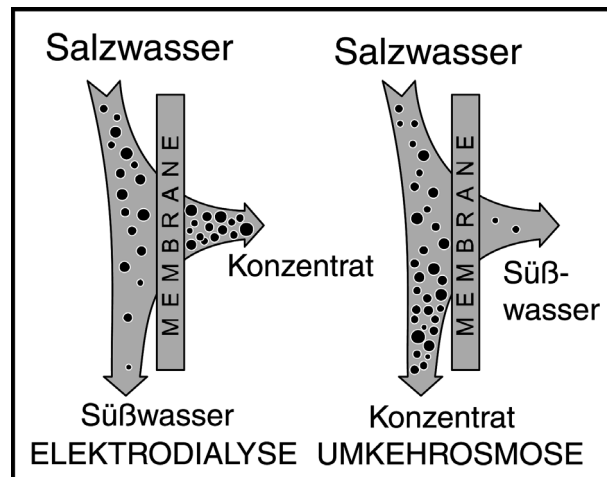


Abbildung 4: Gegenüberstellung von Elektrodialyse und Umkehrosmose

### 1.2.1 Elektrodialyse-Verfahren

Das Elektrodialyse-Verfahren wird hauptsächlich zur Entsalzung von Brackwasser (vgl. Anhang A) eingesetzt. Es beruht auf der natürlichen Ionisation von Salzen in Lösung und verwendet Membranen, die für Ionen (entweder Kationen oder Anionen) selektiv durchlässig sind. Dabei ist die treibende Kraft des Entsalzungsvorganges ein angelegtes äußeres elektrisches Gleichstromfeld (vgl. Abbildung 5), das die Ionen durch die Membranen aus dem Salzwasserstrom herauszieht. Die für die Entsalzung benötigte Energie steigt mit der Konzentration des Rohwassers an.

ED-Module bestehen aus einer Konfiguration schmaler Kanäle, durch die Salzwasser hindurchgepumpt wird. Die Kanäle werden durch Membranen zusammengehalten, die wechselweise für Kationen und Anionen durchlässig sind. Die Gesamtkonfiguration wird durch Elektroden begrenzt.

Wird eine Spannung angelegt, beginnen die Ionen zu wandern. In den beiden Zulaufkanälen wandern die Kationen nach links (in Richtung Minuspol) und die Anionen nach rechts (in Richtung Pluspol). Beide verlassen den Kanal durch die jeweils für sie durchlässige Membran. Die nächste Membran ist nun jedoch für den jeweils angereicherten Ladungsträger undurchlässig, woraus eine Verarmung an Ladungsträgern in den Zulaufkanälen resultiert, während in den angrenzenden Kanälen eine Konzentration erfolgt.

Eine ED-Einheit besteht aus Hunderten von Kanalpaaren, die von Elektroden zusammengehalten werden. Abhängig vom Systemdesign und der Beschaffenheit des

zugeführten Rohwasser müssen Chemikalien dosiert zugeführt werden, um Ablagerungen zu verhindern.

Beim EDR-Verfahren wird die Polarität der Elektroden mehrmals in der Stunde umgepolt, sodass Produkt- und Rohwasserkanäle die Rolle tauschen. Dadurch können Verunreinigungen gelöst und aus dem Membranstapel herausgespült werden.

Im Vergleich zur Umkehrosmose ist die Elektrodialyse auch für Wasser mit hohem Silicatgehalt geeignet. Hauptvorteil des Verfahrens ist jedoch die Möglichkeit, hohe Nutzungsgrade des Rohwassers (d.h. mehr Produktwasser bei weniger Konzentrat) zu erzeugen [71]. Der Hauptenergieverbrauch liegt in der Stromversorgung der Elektroden, die zur Trennung der Ionen im Membranstapel verwendet werden.

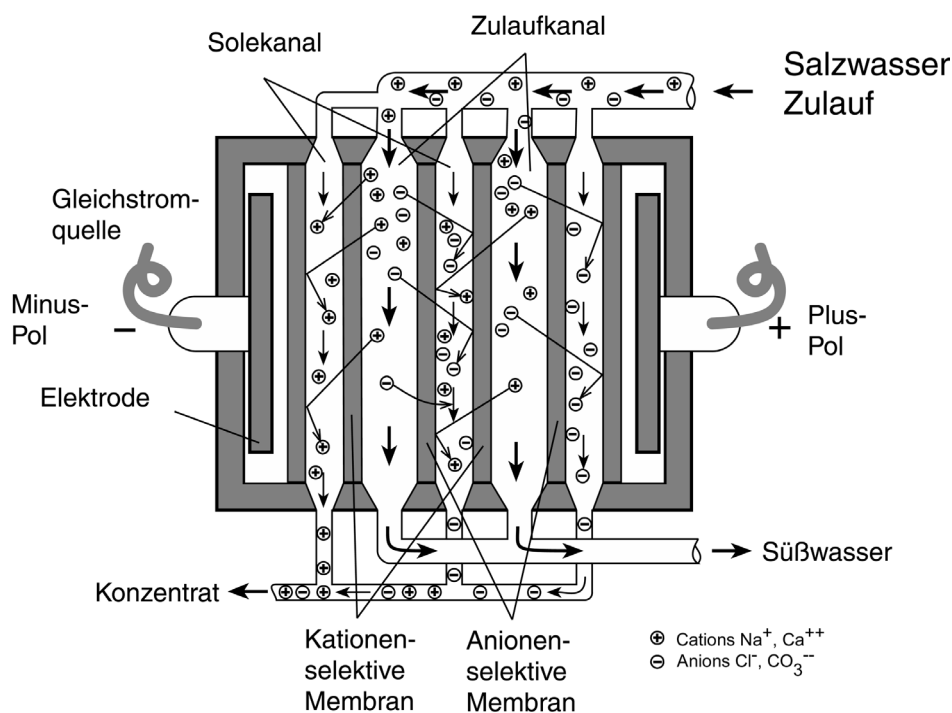


Abbildung 5: Funktionsschema des Elektrodialyse-Verfahrens. Dissoziierte Salzionen wandern unter dem Einfluss eines elektrischen Feldes durch Ionen-selektive Membranen (nach [8])

### 1.2.2 Umkehrosmose (RO)-Verfahren

Dieses Verfahren ist noch relativ jung; es wurde in den frühen 70er-Jahren kommerziell eingeführt. Dabei kommen semipermeable Membranen zum Einsatz, die Wasser durchlassen, Salze und Feststoffe aber zurückhalten. Setzt man eine solche Membran zwischen zwei Becken mit Wasser auf der einen und Salzwasser auf der anderen Seite, kann man Diffusion von Süßwasser zur Salzwasserseite beobachten. Dies entspricht dem Bestreben der Natur, Konzentrationen auszugleichen. Dabei wird der Wasserspiegel auf der Salzwasserseite gegenüber der Süßwasserseite ansteigen (osmotischer Druck).

Der gewünschte Entsalzungsprozess stellt die Umkehrung dieses Vorganges dar. Das Salzwasser muss unter hohem Druck gesetzt werden, um den osmotischen Druck zu über-

winden. Da der osmotische Druck mit steigender Konzentrationsdifferenz zwischen den Salzlösungen auf den beiden Membranseiten wächst, steigt der Energiebedarf für die Umkehrosmose direkt proportional mit dem Salzgehalt des Rohwassers bei einer bestimmten vorgegebenen Produktwasserqualität an. Damit muss zwischen Brackwasser-Umkehrosmose (BWRO) und Meerwasser-Umkehrosmose (SWRO) unterschieden werden.

Die Membrane bestehen meist aus zweischichtigem Verbund einer dünnen (Dicke  $< 1 \mu\text{m}$ ) selektiven Schicht und einer kräftigeren Tragschicht (ca.  $100 \mu\text{m}$ ), welche nichtselektiv ist. Meerwasser-Umkehrosmose erfordert eine Membran mit sehr ausgeprägtem Salzurückhaltevermögen (99%) [71].

Essenziell für einen störungsfreien und nachhaltigen Betrieb von Umkehrosmoseanlagen sind je nach Rohwasser

- eine mehr oder weniger aufwändige Wasservorbehandlung,
- eine sorgfältige Regelung des Strömungsverhältnisses von durch die Membran dringendem Wasser zur Rücklaufwassermenge,
- regelmäßiges Spülen der Membran auf der Salzwasserseite um Verunreinigungen wegzuschwemmen und die
- Vermeidung von Druckschwankungen an der Membran.

Die Wasservorbehandlung ist notwendig, da die Membranoberfläche sauber gehalten werden muss. Die Vorbehandlung besteht üblicherweise aus Feinfiltrierung und der Zugabe von verschiedenen Chemikalien, um Ausfällungen, Ablagerungen und das Wachstum von Mikroorganismen zu unterbinden.

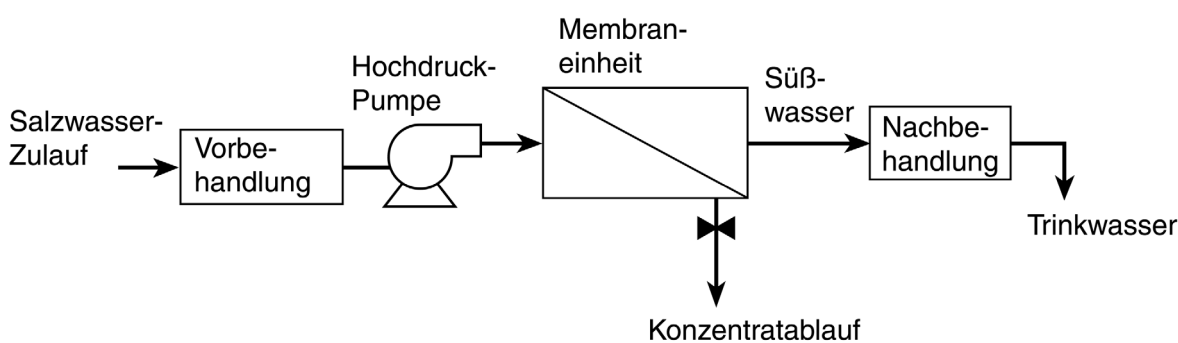


Abbildung 6: Verfahrensschritte zur Wasserentsalzung bei der Umkehrosmose

Einzelne Membranelemente werden in seriell verschalteten Einheiten verwendet. Typische Membrananordnungen sind spiralförmig aufgewickelte Membranen oder Hohlfasern (vgl. Abbildung 7).

Durch die Verwendung von meist mechanischen Druckrückgewinnungs-Geräten ist der spezifische elektrische Energiebedarf für die Umkehrosmose von Meerwasser in den letzten Jahren stark zurückgegangen und beträgt jetzt noch  $4 - 12 \text{ kWh/m}^3$ , bei einer Testkonfiguration auf Gran Canaria wurden sogar  $2,8 \text{ kWh/m}^3$  erreicht [58].

Aufgrund der aufwändigen Regelung und Vorbehandlung erscheint die aufgrund der Membrangrößen denkbare Eignung des Verfahrens für dezentrale Anwendungen schwierig. Typische Anlagengrößen von Meerwasserentsalzungsanlagen mit Umkehrosmose liegen damit bei einigen 100 bis zu 25 000 m<sup>3</sup>/Tag bei Meerwasser. Die weltgrößte Umkehrosmoseanlage wird verwendet, um den Colorado River in USA zu entsalzen (270 000 m<sup>3</sup>/d) ([80], [9]).

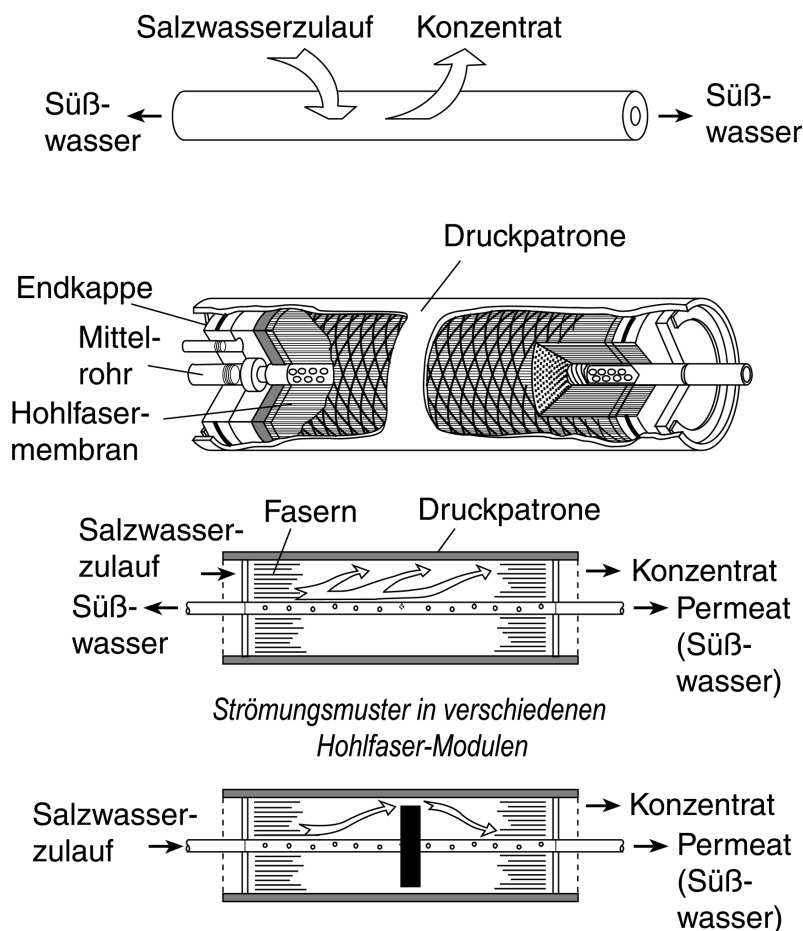


Abbildung 7: Aufbau des Membranmoduls bei der Umkehrosmose

## 1.3 Andere Verfahren

### 1.3.1 Hybrid MED / RO

Diese Kombination wurde erst in jüngerer Zeit untersucht [49]. Warmes Meerwasser, das den MED-Prozess kühlt, wird als Speisewasser für die Umkehrosmose verwendet. Dies führt zu niedrigerer spezifischer Pumpenergie aufgrund höherer Membranflüsse. Der Vorbehandlungsbedarf ist geringer und kostengünstigere Membranen können verwendet werden. Bei richtiger Angleichung der Produktionsraten ist z.B. ein Umkehrosmose-

Permeat von 700 ppm TDS akzeptabel, das zum Verschnitt des MED Destillats verwenden kann, wobei eine Gesamt-Salinität von 400-500 ppm erreicht wird.

### **1.3.2 Ausfrierverfahren**

Beim Ausfrieren werden gelöste Salze während der Formation von Eiskristallen ausgeschieden. Damit kann das kontrollierte Gefrieren von Salzwasser zur Entsalzung eingesetzt werden. Zur Produktion von Süßwasser muss das Eis nur noch geschmolzen werden.

Theoretisch hat dieses Verfahren Vorteile gegenüber den Destillationsverfahren. So ist bei Einstufenprozessen der theoretische Energiebedarf niedriger und Korrosions- wie Verkrustungsprobleme sind sehr viel geringer. Der Nachteil ist, dass man es mit einem Festkörper zu tun hat, der mechanisch in einem kontinuierlichen Prozess mit Eis/Wassermischungen nur schwierig zu handhaben ist.

### **1.3.3 Membran-Destillation**

Die Membran Destillation wurde in kleinem Umfang in den 80-er Jahren eingeführt, war aber kein wirtschaftlicher Erfolg. Der Prozess kombiniert die Verwendung von Membranen und die Destillation. Das Salzwasser wird erhitzt, um Dampf zu erzeugen, der durch eine Membran diffundiert. Diese ist nur für Dampf, nicht aber für flüssiges Wasser durchlässig. Auf der anderen Seite kondensiert der Dampf zum Beispiel an einem kühleren Süßwasserstrom, das flüssige Wasser kann nicht mehr durch die Membran zurückfließen.

Der wesentliche Vorteil der Membrandestillation liegt in ihrer Einfachheit und den geringen benötigten Temperaturdifferenzen. Die Gesamteffizienz ist aber relativ niedrig, da mit niedrigen Temperaturdifferenzen bei hohen Volumenströmen relativ hohe Pumpenergie benötigt wird, um das Wasser durch die engen Kanäle der Membrane zu befördern.

## **1.4 Solarthermische Entsalzungsverfahren**

Die Nutzung der Sonnenenergie zur thermischen Meerwasserentsalzung wird in größeren Apparaturen bereits seit Mitte des 19. Jahrhunderts praktiziert. Dabei kamen zunächst sogenannte Solardestillen („Solar Stills“) zum Einsatz:

Salzwasser wird in Becken unter Glasabdeckungen direkt an der Sonne auf dunklen Flächen bei Umgebungsdruck verdunstet. Die dadurch erzeugte feuchte Luft kondensiert anschließend an der von der Umgebungsluft gekühlten Abdeckung der Glaskästen.

Die erste Anlage dieser Art wurde 1872 in Chile von dem schwedischen Ingenieur Charles Wilson in Las Salinas gebaut. Sie hatte eine überdeckte Fläche von 4730 m<sup>2</sup> und produzierte bis zu 22,7 m<sup>3</sup> Wasser pro Tag [43].

Diese Anlage kann wohl mit Recht als Trendsetter der solaren Entsalzung bezeichnet werden, änderte sich doch das Prinzip über fast einhundert Jahre nicht wesentlich. Die Funktionsweise lässt sich an Abbildung 8 studieren.

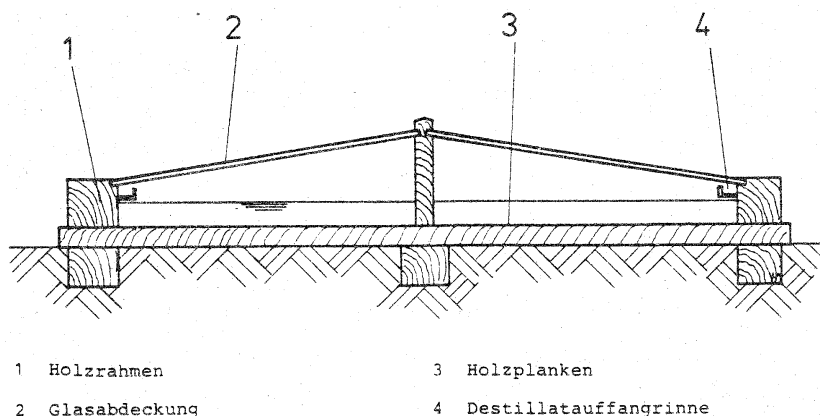


Abbildung 8: Solar Still in Las Salinas, Chile (1872)

Im sogenannten Delyannis-Konzept wurde diese Konzeption wieder aufgegriffen und mit etwas modifiziertem Design und neuen Materialien umgesetzt. Nach diesem Konzept wurden in den Jahren 1967 bis 1973 auf verschiedenen griechischen Inseln 8 solare Entsalzungsanlagen mit Flächen zwischen 306 und 9072 m<sup>2</sup> errichtet. Sie waren bis zu 25 Jahre lang in Betrieb, wurden jedoch nach und nach durch Hagelunwetter zerstört.

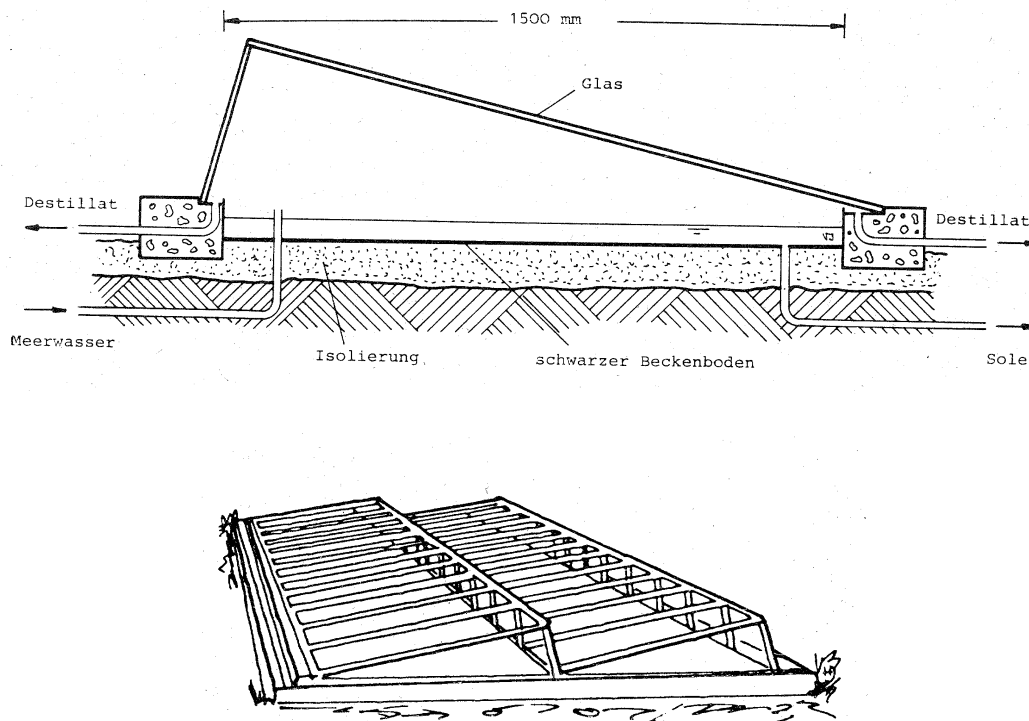
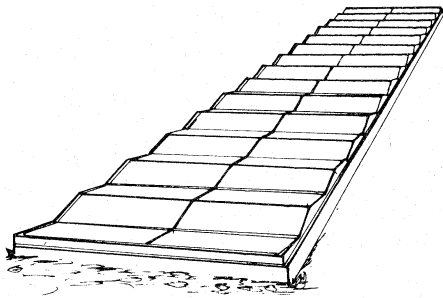


Abbildung 9: Griechisches Modell der Solar Still, eingesetzt in verschiedenen Größenanlagen von 306 bis 9072 m<sup>2</sup> Größe.

In vielen weiteren Projekten zwischen 1952 und 1985 wurden Erfahrungen mit Solar Stills gesammelt, so z.B. mit der „Sägezahn-Anlage“ auf den Fidschi-Inseln (Bild) unter



Koordination der Universität von Kalifornien. Sie waren wegen ihrer modularen Bauform und der leichten Skalierbarkeit sehr beliebt. Weitere Anlagen dieses Typs wurden daher auf dem Rangiroa-Atoll, auf den Gilbert-Inseln sowie auf Papua Neuguinea errichtet. Das Batelle Institut in Columbus (Ohio) untersuchte seit 1958 verschiedene Konfigurationen von Solar Stills und favorisierte

schließlich ein Design mit höherem Salzwasserstand zur Speicherung der Solarwärme für die Nacht. (Tiefbeckenmodell) Man erreichte damit spezifische Wasserproduktionsraten von durchschnittlich  $3,3 \text{ l/m}^2$  pro Tag. Die Konstruktion und die Erfahrungen damit wurden ausführlich dokumentiert, daher entstanden weltweit weitere Anlagen ähnlichen Aufbaus, so zum Beispiel in Bhavnagar (Indien, 1965) eine  $378 \text{ m}^2$  große Anlage und in Las Marinas (Spanien, 1966) eine  $869 \text{ m}^2$  große Anlage.

Auch in Algerien, Marokko, Senegal und im Tschad, in Australien, auf den Cap Verden, den West Indies, in Mexiko, Pakistan, Usbekistan, Turkmenistan und in der UdSSR wurden verschiedene Solar Still Projekte durchgeführt (Details vergleiche [12], [30], [43] und [71]).

All diesen Konfigurationen haben jedoch prinzipielle physikalische Eigenarten, die die tägliche Ausbeute an Süßwasser auch bei perfekter Abdichtung und guter Bodenisolierung auf 2,5 bis 5 Liter pro Quadratmeter Beckenboden beschränken:

- Durch die horizontale Ausrichtung der Solarabsorptionsflächen ist die Strahlungsdichte auf der Absorberfläche relativ klein, die erreichbaren Temperaturen sind damit auf Grund der flächenproportionalen Wärmeverluste wie Abstrahlung oder Wärmeableitung durch den Boden vermindert.
- Die bei der Kondensation der feuchten Luft an den Außenwänden frei werdende Energie, die vorher bei der Verdunstung aufgewandt werden muss, geht an die Umgebungsluft verloren.
- Die zur Verdunstung zur Verfügung stehende Fläche ist gleich der solaren Absorptionsfläche. Da das Salzwasser jedoch bei Temperaturen weit vom Siedepunkt entfernt (nämlich bei  $55\text{-}80 \text{ }^\circ\text{C}$ ) verdunstet wird, sind die flächenspezifischen Verdunstungsraten durch die relativ schlechten Stoffübergangskoeffizienten so niedrig, dass sehr hohe Temperaturdifferenzen zwischen Verdunstungsfläche und Kondensationsfläche erzeugt werden müssen, um eine nennenswerte Destillatausbeute zu erzielen.

Im letzten Fall hilft letztlich nur eine Trennung von Verdunstungs- und Solarstrahlungs-Absorptionsfläche, um den schlechten Stoffübergang durch ein großes Flächenangebot zu kompensieren. Zur Behebung des zweitgenannten Mankos sollte die Kondensation an einem separaten Kondensator unter Rückgewinnung der Kondensationswärme erfolgen. Zur Erhöhung der flächenspezifischen Einstrahlung schließlich sollte man die Absorptionsfläche entsprechend dem Breitengrad des Aufstellungsortes gegenüber der Horizontalen anwinkeln.

Diese Erkenntnisse waren die Motivation für die Entwicklung einer vom Solarteil getrennten Destillationsapparatur wie sie in der vorliegenden Arbeit untersucht wurde. Eine entscheidende Randbedingung für dezentral einsetzbare Anlagen ist dabei, dass die Vorteile der Solar Stills, nämlich ihre Einfachheit und ihre dadurch erreichte zuverlässige Langzeitfunktion sowie die relativ niedrigen spezifischen Investitionskosten von ca. 40 – 80 € pro m<sup>2</sup> durch die Verbesserungen an der Destillatausbeute und Energieeffizienz nicht in Frage gestellt werden dürfen.

Versuche, die beiden diskutierten Einschränkungen der Solar stills zu beheben, sind im Folgenden kurz dargestellt:

In den USA wurde eine aufgestellte Solardestille mit vermehrter Verdunstungsfläche entwickelt, in der das Salzwasser über mehrere terrassenartig angeordnete Simse läuft (Abbildung 10). Die Anstellung gegen die Horizontale ermöglicht eine höhere Flächendichte der solaren Einstrahlung, während die Terrassen eine relativ hohe Stoffaustauschfläche zur Verfügung stellen. Der Aufbau ist jedoch aufwändig.

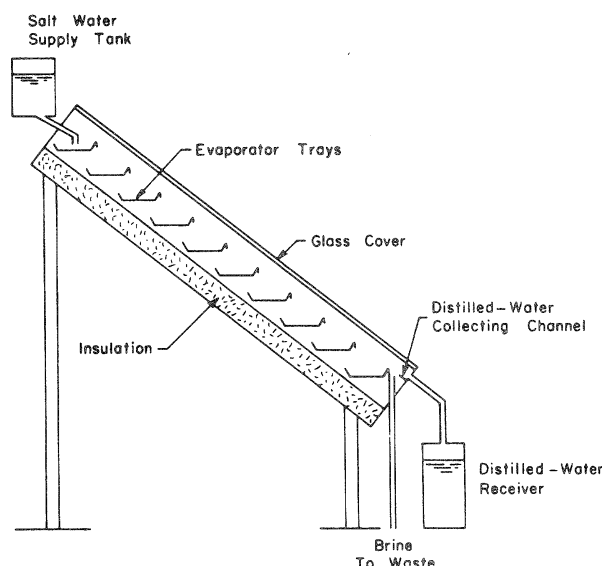


Abbildung 10: Zur Sonnenbahn hin angestellte Mehrfach-Sims Solar Still

Eine äußerst komplexe Anlage mit Wärmerückgewinnung bei der Kondensation wurde von einer Projektgruppe IPAT an der TU-Berlin im Versuchsstadium realisiert [43]. An dieser Anlage (vgl. Abbildung 11) wurde eine der Forderungen an eine verbesserte Solardestille realisiert:



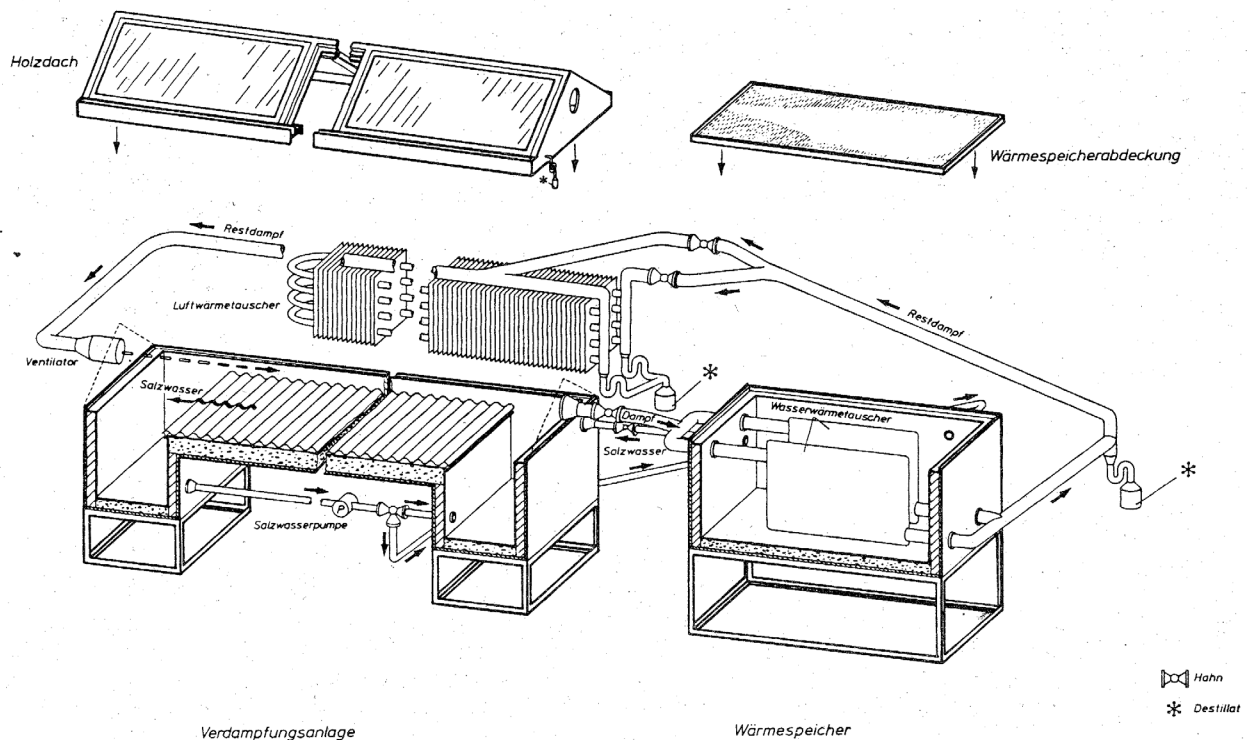


Abbildung 11: Entwicklung der IPAT an der TU-Berlin zur Kondensation des in einer Solardestille erzeugten Feuchtluft an einem separaten Kondensator

- Durch Verwendung von Isolierglas bei der Abdeckung Verlagerung der Kondensation zu Kondensatrohren, die eine Vorerwärmung des Meerwassers ermöglichen
- Wärmespeicher ermöglicht auch nachts noch Verdunstung von Meerwasser.

Zum Umwälzen des Dampfes wird hier jedoch ein elektrisches Gebläse benötigt, das den Hilfsenergiebedarf gegenüber der einfachen Solardestille stark ansteigen lässt. Die Verdunstungsfläche ist außerdem nach wie vor gleich der Absorptionsfläche für Solarstrahlung, was einem effizienten Stoffübergang hinderlich ist.

Die hohen spezifischen Investitionskosten führten zu einer Einstellung des Projektes. Mehrere andere Ansätze zur Konstruktion indirekt beheizter Solardestillen mit Wärmerückgewinnung, in denen die Verdunstung jedoch immer von der Solarabsorptionsfläche erfolgte, konnten sich nach den vorliegenden Erkenntnissen nicht durchsetzen.

In Abu Dhabi (Vereinigte Arabische Emirate) wird seit Februar 1983 eine solarthermische Meerwasserentsalzungsanlage mit einer durchschnittlichen Tagesleistung von 85 bis 120 m<sup>3</sup> Destillat betrieben [16], [17] und [18]. Bei dieser Anlage kommt eine industriell gefertigte 18-stufige Mehrfacheffektverdampferanlage zum Einsatz, die von

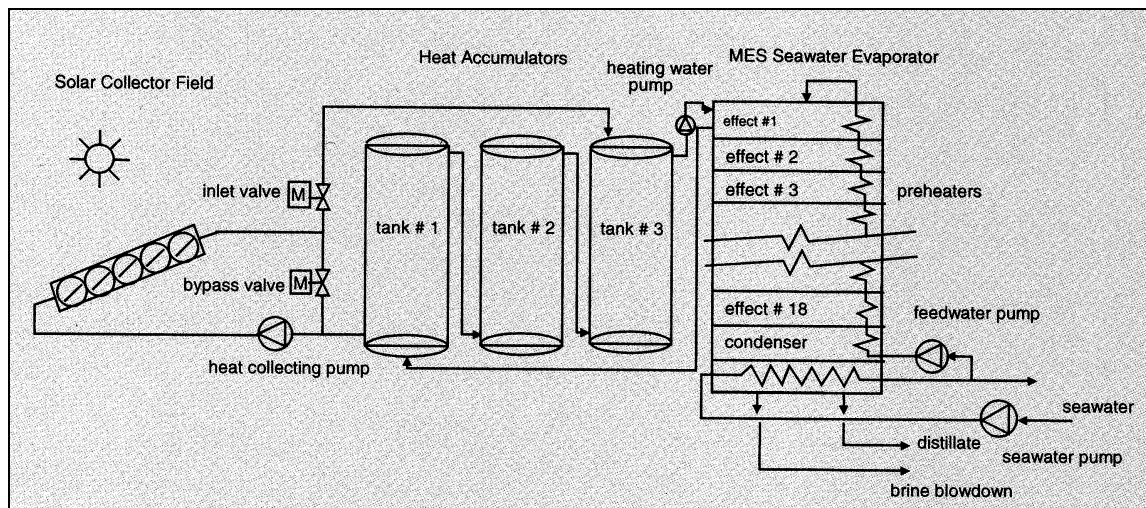


Abbildung 12: Solarthermische Meerwasserentsalzungsanlage in Abu Dhabi

der japanischen Firma Sasakura geliefert wurde. Sasakura baut üblicherweise Großanlagen zur Meerwasserentsalzung. Die Anlage ist mit Vakuumtechnik und chemischer Wasservorbehandlung ausgestattet und wird durch 1860 m<sup>2</sup> Vakuumröhren-Solarkollektoren beheizt. Drei Speicher mit insgesamt 300 m<sup>3</sup> Volumen ermöglichen eine Pufferung der gewonnenen Solarwärme und ermöglichen einen 24-Stundenbetrieb. Die Anlage ist nach wie vor in hervorragendem Zustand und wird Fulltime liebevoll von einem zweiköpfigem Technikerteam gewartet. Ob diese Technologie aber für die dezentrale Versorgung ohne technische Fürsorge geeignet ist, darf in Frage gestellt werden.



Abbildung 13: Umm Al Naar Entsalzungsanlage bei Abu Dhabi: Solarthermische Meerwasserentsalzung mit über einhundert Kubikmetern Tagesproduktion (Multi Effect Destillation)

Auf der spanischen Solarforschungsanlage Plataforma Solar de Almeria wurde seit 1988 eine solarthermisch betriebene Entsalzungsanlage (SOL-14) untersucht. Hier kam zuletzt eine MED-Anlage in Kombination mit einer Double-effect Absorptionswärmepumpe (DEAHP) zum Einsatz. Die Konfiguration wird im Detail z.B. von Zarza Moya [52] beschrieben. Hier wird von einem thermischen Energiebedarf von 63 kWh und einem Hilfsenergiebedarf von 3,3 kWh je Kubikmeter produzierten Destillates berichtet. Das System nutzt die Restwärme aus der solarthermischen Stromerzeugung mit einem Parabolrinnenkraftwerk und besteht aus folgenden Untereinheiten:

- Einem einachsigen nachgeführten Parabolrinnen-Kollektorfeld gefüllt mit Synthetiköl, welches gleichzeitig als Wärmeübertragungsfluid und thermisches Speichermedium fungiert
- Ein thermischer Speicher (Einkessel-Schichtspeicher)
- Eine MED-Anlage mit einer Nominalproduktion von 72 m<sup>3</sup> pro Tag
- Eine Double-Effect Absorptionswärmepumpe (DEAHP), die 200 kW thermische Energie bei 65 °C an das Entsalzungsmodul liefert. Die Energieaufnahme der Absorptionswärmepumpe beträgt 90 kW bei 180°C.

Diese Anordnung stellt eine interessante Kombination solarthermischer Stromerzeugung und Entsalzung dar. Wegen des relativ komplexen Aufbaus ist dieses System aber ebenfalls nicht für einen dezentralen Einsatz geeignet.

Ziel der vorliegenden Arbeit war es daher, unter Berücksichtigung der Forderung nach technischer Einfachheit und mit Hinblick auf die in den anderen Projekten erworbene Erfahrung eine thermodynamisch optimierte thermische Destillationsanlage bereitzustellen, die die Vorteile einer getrennten Verdunstungs- und Destillationseinheit mit der Einfachheit der Naturumlaufdestillation wie sie in der Solar Still passiert zu kombinieren.

## 2 Das Feuchtluftdestillationsverfahren

### 2.1 Verfahrensbeschreibung

Zum besseren Verständnis der folgenden Kapitel wird an dieser Stelle eine kurze Beschreibung des Feuchtluftdestillationsverfahrens und des Aufbaus der untersuchten Anlage dargestellt.

Wasser wird verdunstet, von Luft als Trägermedium aufgenommen und an anderer Stelle aus der feuchten Luft wieder kondensiert. Das Aufnahmevermögen der feuchten Luft für Wasserdampf hängt dabei entscheidend von der Temperatur des Gemisches ab, da der Sättigungsdampfdruck von Wasserdampf exponentiell von der Temperatur abhängig ist. Bei Überschreitung der zum Sättigungsdampfdruck gehörenden Wasserdampfbeladung tritt Nebelbildung auf.

Der Vorgang wird bisher generell bei Umgebungsdruck durchgeführt, um die Verfahrenstechnik der für dezentralen Einsatz entwickelten Geräte einfach und robust zu halten. Den schematischen Aufbau solcher Anlagen zeigt die folgende Abbildung:

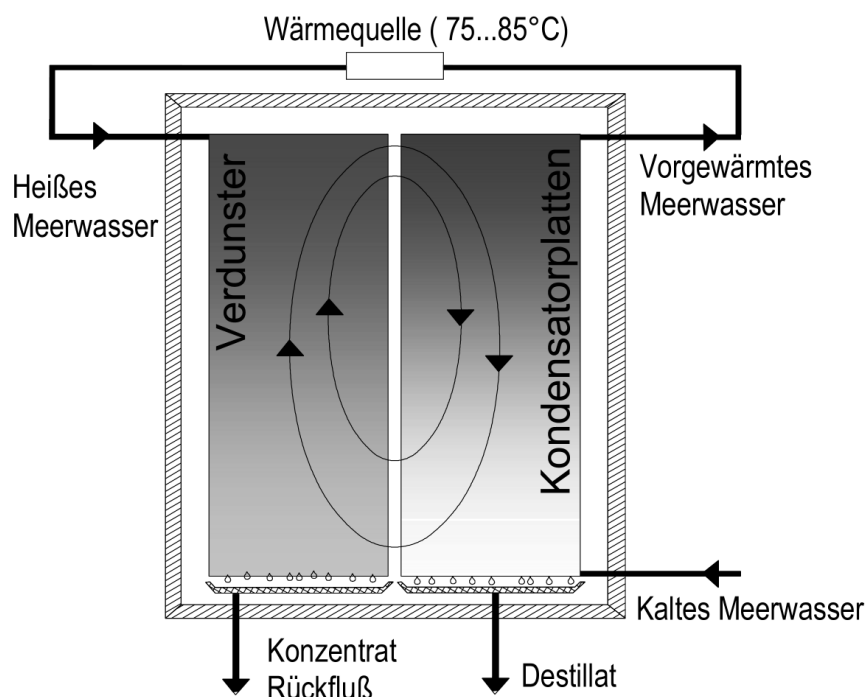


Abbildung 14: Schematische Gesamtdarstellung einer Feuchtluftdestillationsanlage

Das heiße Meerwasser wird über Verdunstungsflächen verteilt, die parallel zueinander vertikal in einer wärmeisolierten Kammer hängen. Dabei verdunstet es teilweise.

Die so entstandene feuchtwarme Luft wird durch eine Konvektionswalze, in Abbildung 14 dargestellt als geschlossene ovale Bahnen, zu gekühlten Kondensatorplatten, in denen kaltes Meerwasser aufsteigt, geleitet. Hier entlädt sich die feuchte Luft größtenteils von ihrem Wasserdampfgehalt, um gekühlt und entfeuchtet im Kreislauf wieder dem Verdunster zugeführt zu werden. Diese Luftströmung wird durch natürliche Konvektion aufrechterhalten.

Der nicht verdunstete Meerwasseranteil hat sich im Verdunster abgekühlt und hat eine höhere Salzkonzentration als am Eingang des Verdunsters. Es wird aus der Anlage geführt und nach weiterer Abkühlung entweder wieder dem Kondensator zugeführt oder verworfen.

Durch das Freiwerden der Kondensationswärme wird das kühlende Meerwasser, das im Kondensator aufsteigt, erwärmt. Am Kondensatorausgang wird es gesammelt und aus der Destillationsanlage an einer beliebige Wärmequelle auf ca. 85°C erhitzt.

## 2.2 Koordinatensystem

Für die Beschreibung der Anlage wird folgendes Koordinatensystem gewählt:

Parallel zu Austauschflächen ist die  $x$ -Richtung, senkrecht dazu die  $y$ -Richtung und nach oben die  $z$ -Richtung festgelegt.

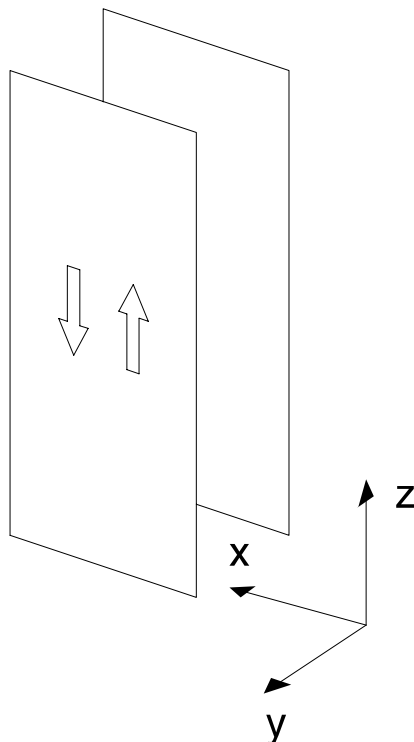


Abbildung 15: Definition der Richtungen des verwendeten Koordinatensystems

## 2.3 Energie- und Massenbilanzen

### 2.3.1 Energiebilanz des Destillationsmoduls

Die Gesamtenergiebilanz des Destillationsmoduls setzt sich zusammen aus den an Massenströme gekoppelten Energieströmen, dem Gesamtwärmeverlustrsstrom und der inneren Energieänderung durch den Trennvorgang Sole zu Destillat. Insgesamt lässt sich allgemein bilanzieren:

$$\dot{E}_{zu} = \dot{E}_{ab} + \dot{E}_{Verlust} + \dot{E}_{trenn} \quad (2.1)$$

Mit der spezifischen Enthalpie  $h_i$  eines Massenstromes  $\dot{m}_i$  mit  $i$  aus (Sole, Dest) lässt sich 2.1 auch schreiben als

$$\sum \dot{m}_{zu} h_{zu} = \sum \dot{m}_{ab} h_{ab} + \dot{E}_{Verlust} \quad (2.2)$$

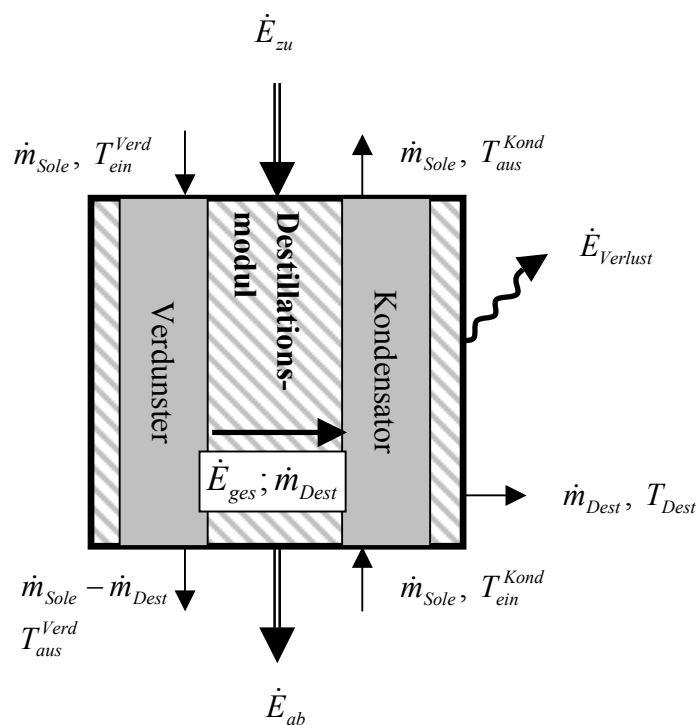


Abbildung 16: Energie- und Massenbilanz des Destillationsmoduls

Bei Bilanzierung aller in Abbildung 16 dargestellten Massenströme über die Grenzen der Destillationseinheit hinweg lässt sich diese Beziehung erweitern zu

$$\begin{aligned} \sum \dot{m}_{zu} h_{zu} - \sum \dot{m}_{ab} h_{ab} &= \dot{m}_{Sole} (h_{zu}^{Sole,kond} - h_{ab}^{Sole,kond}) - \\ &\quad - \dot{m}_{Sole} (h_{ab}^{Sole,Verd} - h_{zu}^{Sole,Verd}) - \\ &\quad - \dot{m}_{Dest} (h_{ab}^{Dest} - h_{ab}^{Sole,Verd}). \end{aligned} \quad (2.3)$$

Nun gilt

$$(h_{ab}^{Sole,Verd} - h_{zu}^{Sole,Verd}) = \Delta h_{Verd} = \underbrace{\frac{\partial h}{\partial x_{Salz}} \Delta x_{Salz}}_{\ll} + \underbrace{\frac{\partial h}{\partial T}}_{\propto c_p^{Sole}} \Delta T \quad (2.4)$$

also wegen der relativ geringen Änderung der Solekonzentration

$$(h_{ab}^{Sole,Verd} - h_{zu}^{Sole,Verd}) \approx c_p^{Sole} (T_{aus}^{Verd} - T_{ein}^{Verd}). \quad (2.5)$$

Ebenso gilt

$$\begin{aligned} (h_{ab}^{Dest} - h_{ab}^{Sole,Verd}) &= \underbrace{\frac{\partial h}{\partial x_{Salz}} \Delta x_{Salz}}_{h_{trenn}} + \underbrace{\frac{\partial h}{\partial T}}_{\propto c_p^{Sole}} \Delta T \\ &= h_{trenn} + c_p^{Sole} (T_{aus}^{Dest} - T_{aus}^{Verd}). \end{aligned} \quad (2.6)$$

Damit schreibt sich die exakte Bilanzgleichung unter Verwendung der Trennleistung  $\dot{E}_{Trenn} = h_{Trenn} \dot{m}_{Dest}$  endgültig wie folgt

$$\begin{aligned} \dot{E}_{Verlust} + \dot{E}_{trenn} &= \\ &= \sum \dot{m}_{zu} h_{zu} - \sum \dot{m}_{ab} h_{ab} = \\ &= \dot{m}_{Sole} \cdot c_p^{Sole} (T_{ein}^{Verd} - T_{aus}^{Kond}) - \\ &\quad - \dot{m}_{Sole} \cdot c_p^{Sole} (T_{aus}^{Verd} - T_{ein}^{Kond}) - \\ &\quad - \dot{m}_{Dest} \cdot c_p^{Sole} (T_{aus}^{Dest} - T_{aus}^{Verd}). \end{aligned} \quad (2.7)$$

Bei einer Identifizierung der ersten beiden der drei obigen Terme mit der dem Prozess zwischen Kondensatorauslass und Verdunstereinlass zugeführten Heizleistung  $\dot{E}_{zu}$  und der zwischen Verdunsterauslass und Kondensatoreinlass abgeführten Kühlleistung  $\dot{E}_{ab}$  und einem Zuschlag des Destillatmassenstromes zum im Verdunster unten um den nämlichen Betrag verminderten Solemassenstrom (unter Vernachlässigung der geringen Temperaturdifferenz zwischen Sole unten im Verdunster  $T_{Verd, unten}$  und dem Destillat  $T_{Dest}$ ) erhält man im Kreisschluss die Beziehung 2.1

$$\dot{E}_{Verlust} + \dot{E}_{trenn} = \dot{E}_{zu} - \dot{E}_{ab}. \quad (2.8)$$

### 2.3.2 Bilanzen der Stoff- und Wärmeübertragung vom Verdunster zum Kondensator

Der Mechanismus der Stoff- und Wärmeübertragung findet zwischen den zwei Baueinheiten Verdunster und Kondensator statt. Die detaillierten Abläufe dabei werden in der Folge ausführlich analysiert. Zur Verdeutlichung des Geschehens werden vorab die folgenden Bilanzen bezüglich der Stoff- und Energieströme aufgestellt:

#### *Massenstromerhaltung der Sole und des Destillates*

Der Massenstrom  $\dot{m}_{Sole}$  der Sole durch den Kondensator wird nach Wärmezufuhr dem Verdunster wieder zugeführt. Hier verdunstet ein Teil des Massenstromes, um sich im stationären Zustand nahezu vollständig<sup>1</sup> auf dem Kondensator niederzuschlagen. Damit gilt die folgende Bilanz:

$$\dot{m}_{Sole}^{Kond} = \dot{m}_{Dest} + \dot{m}_{Sole}^{Verd, unten} \quad (2.9)$$

In der Folge ist mit  $\dot{m}_{Sole}$  immer der Gesamtvolumenstrom im Kondensator gemeint.

#### *Mit dem Stofftransport verbundener Energiestrom*

Die insgesamt vom Verdunster zum Kondensator übertragene Energie ist in stationären Zuständen (d.h. keine Kapazitätsaufladung mehr) gegeben durch die Beziehung

$$\dot{E}_{ges} = c_p^{Sole} \cdot \dot{m}_{Sole} (T_{aus}^{Kond} - T_{ein}^{Kond}) \quad (2.10)$$

Dem steht die Energieabgabe des Verdunsters vermehrt um die vom Destillatmassenstrom abgeführte Energie gegenüber:

$$-\dot{E}_{ges}^{Verd} = c_p^{Sole} \cdot \dot{m}_{Sole} \cdot T_{ein}^{Verd} - (c_p^{Sole} \cdot (\dot{m}_{Sole} - \dot{m}_{Dest}) T_{aus}^{Verd} + c_p^{Dest} \cdot \dot{m}_{Dest} \cdot T_{Dest}) \quad (2.11)$$

Mit derselben Argumentation wie in Abschnitt 2.3.1 kann man näherungsweise den Destillatstrom dem Verdunstermassenstrom zuschlagen und erhält in ausreichender Näherung

$$\dot{E}_{ges}^{Verd} = c_p^{Sole} \cdot \dot{m}_{Sole} (T_{aus}^{Verd} - T_{ein}^{Verd}) \quad (2.12)$$

Insgesamt erhält man unter Berücksichtigung der Anlagenverluste folgende interne Energiebilanz des Destillationsmoduls:

$$\dot{E}_{Verlust} + \dot{E}_{ges}^{Verd} + \dot{E}_{ges} = 0 \quad (2.13)$$

<sup>1</sup> Ein Teil der feuchten Luft in der Kammer kondensiert an der Außenwand, da hier Wärmeverluste zu beklagen sind. Es läuft zur Hälfte ins Destillatauffangbecken, zur anderen Hälfte ins Soleauffangbecken. Die dadurch verursachte Minderung des Destillatvolumenstroms liegt im wenige Prozentbereich und wird vernachlässigt



## 3 Theoretische Grundlagen

### 3.1 Wärme- und Stoffübertragung

Eine Feuchtluftdestillationsanlage mit Wärmerückgewinnung, wie sie in dieser Arbeit untersucht wird, besteht wie eben dargestellt im Wesentlichen aus den Komponenten Verdunster und Kondensator. Diese sind darstellbar als Gegenstromwärmetauscher oder genauer Stoff-, Wärme- und Impulsübertrager zwischen einem Flüssigkeitsstrom und einem Gasstrom (feuchte Luft).

Der Stoffübergang bewirkt bei der Verdunstung den Transfer von Wasser aus der Sole in die Luftströmung, wo es als Wasserdampf oder im Fall der Übersättigung anteilig als Nebel vorliegt. Bei der Kondensation findet der umgekehrte Phasenwechsel statt. Bei beiden Vorgängen diffundiert der Wasserdampf aus einer Grenzschicht unmittelbar an den Austauschflächen in die Hauptströmung. Während in den meisten technischen Anwendungen diese Strömung bis auf eine laminare Randschicht turbulent ist, strömt in der hier untersuchten Anlage die Mischung von Wasserdampf und Luft bei allen Betriebszuständen in einer laminaren Spaltströmung zwischen parallelen Wänden.

Wärme- und Stoffübergang sind eng miteinander gekoppelt. Der Impulsaustausch mit den Wänden wird durch die Reibungsverluste der Konvektionsströmung charakterisiert. Deren Anteil am Energieumsatz in der Anlage erweist sich jedoch als vernachlässigbar (Abschnitt 4.2).

Die lokal definierten Transportkoeffizienten Wärmeleitkoeffizient  $\lambda$  und Diffusionskoeffizient  $D_{12}$  sind pro Flächeneinheit  $A$  definiert über die Beziehungen

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = -\lambda \cdot \nabla T \quad (3.1)$$

und

$$\frac{d\dot{m}}{dA} = -\rho \cdot D_{12} \nabla w_i. \quad (3.2)$$

Hier ist  $w_i = \rho_i / \rho$  der Massenanteil der Komponente  $i$  im Gemisch. Der Diffusionskoeffizient wird in Abschnitt 3.2.4 bestimmt. Beim Übergang zu molaren Größen geht hier Gleichung (3.2) in (3.20) über.

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  und der totale Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  sind durch den pro Austauschfläche  $dA$  übergehenden Wärme- bzw. Stoffstrom definiert:

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \alpha (T_g - T_m) \quad (3.3)$$

und

$$\frac{d\dot{m}_F}{dA} = \beta(\rho_g - \rho_m). \quad (3.4)$$

Diese Beziehungen gelten makroskopisch, d.h. für einen endlichen Abstand zwischen Zuständen direkt an der Oberfläche (Index  $g$ ) und einer mittleren Hauptströmung. Diese ist definiert durch einen gewichteten Mittelwert über den Strömungsquerschnitt der Feuchtluft (Index  $m$ ). Dabei sind  $T$  bzw.  $\rho$  die Temperatur und die Partialdichte der betrachteten Komponente, also hier dem Wasserdampf. Da die Strömung laminar und nicht durchmischt ist, ist in geeigneter Weise über den Strömungsquerschnitt zu mitteln: Die spezifische Enthalpie  $h_{fL}$  eines gedanklich nach dem passieren des Ortes  $z$  homogen durchmischten Gesamtmassenstromes  $\dot{m}_{fL}$  der Temperatur  $T_m$  mit dem Wasserdampfpartialdruck  $\rho_m$  muss gleich dem über das Strömungs-, Temperatur- und Konzentrationsprofil hinweg gemittelten Wert sein. Das ist der Fall, wenn bei der Mittelung mit der Geschwindigkeit  $v_z(y)$  gemittelt wird:

$$\rho_m \equiv \frac{\int_{-d/2}^{+d/2} \rho(y) \cdot v_z(y) dy}{\int_{-d/2}^{+d/2} v_z(y) dy} \quad (3.5)$$

und

$$T_m \equiv \frac{\int_{-d/2}^{+d/2} T(y) \cdot v_z(y) dy}{\int_{-d/2}^{+d/2} v_z(y) dy} \quad (3.6)$$

Als Triebkraft wird die Differenz der treibenden Potenziale an der Phasengrenze und im Fluid benutzt. Damit verlagert sich die Beschreibung des Wärme- und Stoffüberganges in die Bestimmung der Übertragungskoeffizienten  $\alpha$  und  $\beta$ . Sie sind keine Stoffgrößen, sondern abhängig von Betriebs- und Konstruktionsgrößen wie Strömungsgeschwindigkeit und Grenzflächenabstand. Sie beschreiben dabei definitionsgemäß nur die auf molekularen Transportvorgängen beruhenden Einflüsse, beinhalten jedoch Korrekturen für eventuelle konvektive Anteile am Übertragungsvorgang.

Der resultierende Energietransport zwischen Strömung und Grenzfläche ergibt sich aus der Summe der Anteile sensibler Wärmestrom  $d\dot{Q}/dA$  und latenter Wärmestrom  $d\dot{H}_{lat} = r_g d\dot{m}_F$ :

$$\frac{d\dot{E}}{dA} = \frac{d\dot{Q}}{dA} + r_g(T) \cdot \frac{d\dot{m}_F}{dA} \quad (3.7)$$

Die spezifische Verdampfungswärme  $r_g$  ist definiert als die spezifische Enthalpedifferenz zwischen Sole und Wasserdampfanteil der feuchten Luft bei der Grenzflächentemperatur  $T_g$ . Daraus erhält man mit den Beziehungen ( 3.3) und ( 3.4) für den lokalen Energiestrom:

$$\frac{d\dot{E}}{dA} = \alpha(T_g - T_m) + r_g \beta \cdot (\rho_g - \rho_m) \quad (3.8)$$

Die Partialdichten des Wasserdampfes  $\rho_g$  und  $\rho_m$  an der Grenzfläche bzw. in der Strömung ergeben sich mit ausreichender Genauigkeit aus der idealen Gasgleichung zu

$$\rho_g = \frac{1}{R_{\text{H}_2\text{O}}} \frac{p_g}{T_g} \quad \text{und} \quad \rho_m = \frac{1}{R_{\text{H}_2\text{O}}} \frac{p_m}{T_m} \quad (3.9)$$

wobei der Wasserdampfpartialdruck  $p^{WD}$  an den Stellen g und m mit der Wasserdampfbeladung  $x$  des betrachteten Luftvolumens

$$x = \frac{m_{WD}}{m_{\text{trockene Luft}}} \quad (3.10)$$

aufgrund der allgemeinen Gasgleichung zusammenhängt über die Beziehung

$$x = \frac{R_{\text{Luft}}}{R_{\text{WD}}} \frac{p^{WD}}{p_{\text{tot}} - p^{WD}} \quad (3.11)$$

Dabei wird bei Stoffübergangsberechnungen in der Feuchtlufttechnik häufig (z.B. in [5]) die Näherung

$$\Delta x \approx \frac{R_{\text{Luft}}}{R_{\text{WD}} \cdot p_{\text{tot}}} \Delta p^{WD} \quad (3.12)$$

verwendet und zu der Darstellungsweise für den Stofftransport gemäß der **Merkelschen Gleichung** (Kühlturmtechnik, vgl. z.B. [5])

$$\frac{d\dot{m}_F}{dA} = \sigma (x_g - x_m) \quad (3.13)$$

übergegangen. Diese Näherung gilt jedoch nur für kleine Partialdrücke  $p^{WD}$  in Gleichung ( 3.11). Aufgrund der hier in der Feuchtluftdestillation auftretenden Lufttemperaturen von bis zu 85 °C und nahezu vollständiger Sättigung der feuchten Luft ist diese Näherung nicht mehr zulässig. Im Folgenden wird also der Energietransport bei Kondensation und Verdunstung nach Gleichung ( 3.8 ) berechnet.

## 3.2 Kennzahlen und Stoffgrößen

### 3.2.1 Dampfdruck über Wasser und Sole

Der Wasserdampfdruck im Gleichgewicht mit einer Wasseroberfläche gleicher Temperatur wird üblicherweise durch die Antoine-Gleichung angegeben, wobei auch zahlreiche andere empirische Beziehungen vorgeschlagen wurden [60]. Die Antoine-Gleichung geht auf die Annahme eines Gleichgewichts im chemischen Potenzial, sowie bei Temperatur und Druck in beiden Phasen zurück, was zunächst auf die Clausius-Clapeyron Gleichung

$$\frac{d \ln p}{d(1/T)} = - \frac{\Delta H}{R\Delta Z} \quad (3.14)$$

führt. Die Annahme von Konstanz und Temperaturunabhängigkeit des Quotienten  $\Delta H/R\Delta Z$ , die Verwendung einer Integrationskonstante  $A$  und die Einführung eines empirischen Korrekturfaktors  $C$  führt auf die übliche Form der Korrelationsgleichung nach Antoine:

$$\ln p = A - \frac{B}{T + C} \quad (3.15)$$

Die Koeffizienten finden sich in Tabellen (z.B. in [60]) zu

$$A = 18,3036$$

$$B = 3816,44$$

$$C = -46,13$$

wobei die Gleichgewichtstemperatur  $T$  in K eingesetzt werden muss und der Dampfdruck  $p$  sich in mm Hg ergibt. (Umrechnung in hPa: 1 mmHg = 1,33322 hPa). Die Beziehung ist dabei gültig im Temperaturbereich 10 °C bis 167 °C.

#### ***Die Dampfdruckerniedrigung über Sole***

ist vom Molanteil des gelösten Salzes in der Sole abhängig. Im Rahmen dieser Arbeit ist der Einfluss des Salzgehaltes auf die Wärme- und Stoffübergangsbeziehungen beim Vergleich zwischen experimentellen Ergebnissen von den Pilotanlagen und den Ergebnissen aus den Simulationen grundsätzlich zu berücksichtigen, erweist sich jedoch meist<sup>2</sup> als klein gegenüber anderen Einflussfaktoren und der Messgenauigkeit.

In der Literatur über Meerwasserentsalzung wird als Maß für den Salzgehalt meist die Salinität  $S$  verwendet. Sie ist definiert [71] als Gesamtgehalt an gelösten festen Stoffen, wenn Bikarbonate und Karbonate zu Oxiden konvertiert, Bromide und Jodide durch

<sup>2</sup> d.h. bei nicht außergewöhnlich hoher Aufkonzentration der Sole über einen Faktor zwei im Salzgehalt natürlichen Meerwassers hinaus

Chloride ersetzt und organische Stoffe vollständig oxidiert werden. Das international als Standard definierte Meerwasser hat eine Salinität  $S$  von

$$S_{\text{Standard}} = 34,323 \text{ g/kg}$$

Für Solen, die in der Zusammensetzung dem Standard-Meerwasser ähnlich sind, kann näherungsweise folgende Formel für den Dampfdruck in Abhängigkeit von der Salinität verwendet werden [37]:

$$\log \frac{p}{p_{\text{Reinwasser}}} = -2,1609 \cdot 10^{-4} \cdot S - 3,5012 \cdot 10^{-7} \cdot S^2 \quad (3.16)$$

Im Bereich zwischen  $S = 0$  bis  $160 \text{ g/kg}$  und Temperaturen zwischen  $0 \text{ °C}$  und  $200 \text{ °C}$  ist diese Gleichung auf  $2,5 \%$  genau.

Vereinfachend wird in der Technik und in dieser Arbeit für Abschätzungen folgende Näherung benutzt, die im genannten Bereich Abweichungen von wenigen Prozenten verursacht:

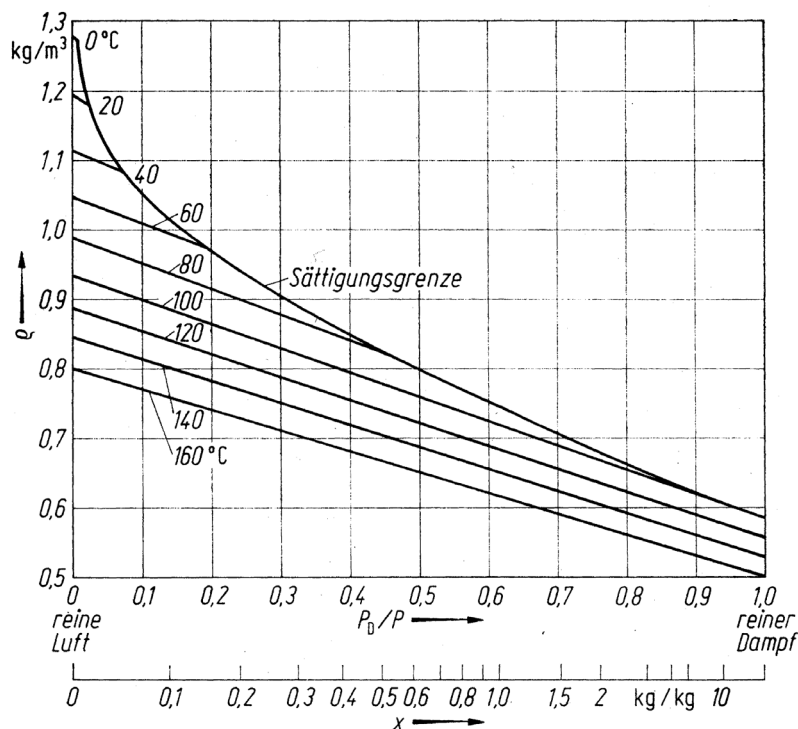
$$p = p_{\text{Reinwasser}} (1 - 0,000537 \cdot S) \quad (3.17)$$

### 3.2.2 Dichte feuchter Luft

In der vorliegenden Anwendung kann zur Berechnung der Dichte gesättigter feuchter Luft mit ausreichender Genauigkeit die ideale Gasgleichung verwendet werden, da die Anlagen bei Umgebungsdruck betrieben werden. Mit einem Fehler von  $0,6\%$  bei  $60 \text{ °C}$  [49] erhält man

$$\rho = \frac{p}{RT} \cdot \frac{p_L M_L + p_{WD} M_{WD}}{p_{\text{tot}}} \quad (3.18)$$

mit den Molmassen  $M_L = 28,96 \text{ kg/kmol}$  und  $M_{WD} = 18,02 \text{ kg/kmol}$ .



Graphik 1: Dichte feuchter Luft in Abhängigkeit von Dampfdruck und Temperatur beim Gesamtdruck  $p = 1$  bar (Quelle: [49]).

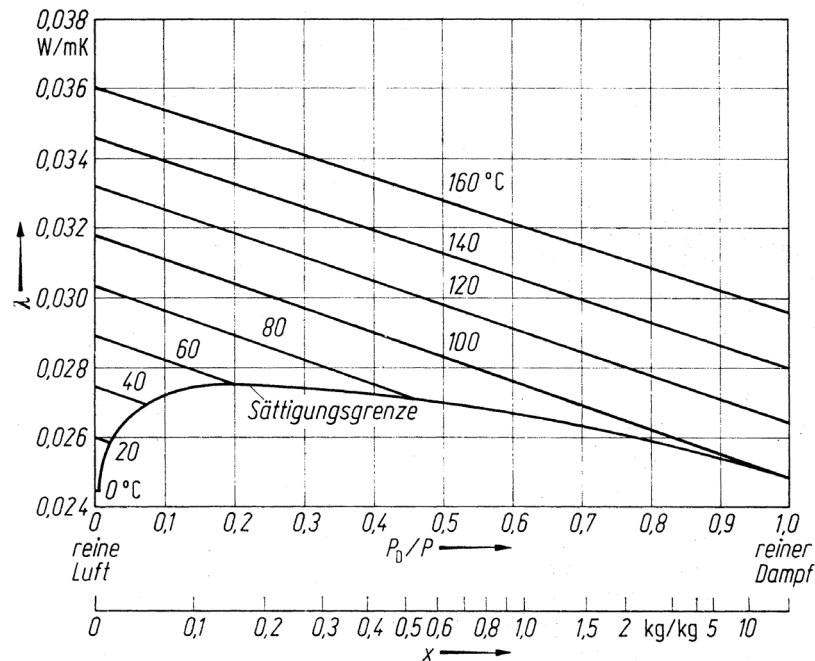
### 3.2.3 Wärmeleitfähigkeit feuchter Luft

Bei niedrigem Druck (0,1 bar bis 10 bar) ist die Wärmeleitfähigkeit für Gase praktisch unabhängig vom Druck, nimmt jedoch mit der Temperatur zu. Sie ist in diesem Bereich durch die intermolekularen Kräfte und den inneren Aufbau der Moleküle bestimmt. Berechnungsverfahren nach Wassiljewa (1904), Bromley (1952) und Reid (1977) die diese Überlegungen berücksichtigen, sind beispielsweise im VDI-Wärmeatlas [78] zusammengestellt.

Für die praktische Anwendung werden in der Verfahrenstechnik experimentell bestätigte Näherungsformeln verwendet. In dieser Arbeit wird die von Krischer [49] angegebene Beziehung, die das mit den Partialdrücken gewichtete Mittel der Wärmeleitfähigkeiten der Komponenten des Gasgemisches darstellt, verwendet:

$$\lambda_{\text{feuchteLuft}} = \lambda_{\text{WD}} \frac{p_{\text{WD}}}{p} + \lambda_{\text{Luft}} \left( 1 - \frac{p_{\text{WD}}}{p} \right) \quad (3.19)$$

Die maximale Abweichung vom wahren Wert wird hier mit 7% angegeben; auch andere Quellen nennen keine Näherungsformeln höherer Genauigkeit.



Graphik 2: Wärmeleitfähigkeit feuchter Luft in Abhängigkeit von Dampfdruck und Temperatur  
(Quelle: [49])

### 3.2.4 Binärer Diffusionskoeffizient von Wasserdampf in Inertgas (Luft)

Die Definition des binären Diffusionskoeffizienten eines Gasgemisches mit den beiden Komponenten 1 und 2 ist gegeben über die Proportionalitätskonstante  $D_{12}$  im ersten Fickschen Gesetz:

$$\vec{j}_{12} = -\rho_m D_{12} \vec{\nabla} c_1 \quad (3.20)$$

mit der Dichte des Gasgemisches  $\rho_m$ , der molaren Konzentration  $c_1$  der Komponente 1 und dem auf die Massenschwerpunkts-Geschwindigkeit bezogenen molaren Diffusionsstrom  $\vec{j}_{12} = \rho_1 (\vec{v}_1 - \vec{v})$  dieser Komponente. Im hier betrachteten Fall sind die Komponenten Luft und Wasserdampf. Die Diffusionskonstante ist ein Maß für die Bewegung der Wassermoleküle aus der Kernströmung zur Kondensationsfläche bzw. von der Verdunsterfläche zur Kernströmung. Sie geht ein in die Überlegungen zur Analogie von Wärme- und Stoffübergang und stellt hier das Pendant zur Temperaturleitfähigkeit  $a_{fl} = \lambda / \rho_{fl} c_{p,fl}$  dar. Das Verhältnis der beiden Stoffgrößen entscheidet über das Überwiegen von Stoff- oder Wärmeübergang (vgl. Abschnitt 3.2.6). Der binäre Diffusionskoeffizient ist für Gase bei niedrigen Drücken (0,1 bis 10 bar) in guter Näherung unabhängig von der Zusammensetzung (Mischungsverhältnis der beiden Komponenten) des Gases, hängt jedoch von der Temperatur und vom Gesamtdruck ab. Eine von Fuller, Schettler und Giddings vorgeschlagene Näherung wird in verschiedenen Quellen (z.B. [60], [78]) angegeben:

$$D_{12} = \frac{10^{-3} \cdot T^{1,75} \sqrt{\left(\frac{M_1 + M_2}{M_1 \cdot M_2}\right)}}{\left(\sum v_1\right)^{1/3} + \left(\sum v_2\right)^{1/3}} \cdot \frac{p_{norm}}{p_{ges}} \quad (3.21)$$

Dabei sind  $M_1 = M_L = 28,96$  g/mol und  $M_2 = M_{WD} = 18,02$  g/mol die molaren Massen von Luft und Wasserdampf (vgl. ( 3.18) ). Die Diffusionsvolumen setzen sich aus den Summen der charakteristischen Volumina der atomaren Bausteine der jeweiligen Moleküle zusammen und werden für Luft und Wasserdampf angegeben zu  $\sum v_1 = 20,1$  und  $\sum v_2 = 12,7$ .

### 3.2.5 Wärmeübergangskoeffizient $\alpha$ und Nußeltzahl für laminare Spaltströmung

Die Übertragung fühlbarer Wärme von der Verdunsterfläche zur Luftströmung und von dieser auf die Kondensatorplatte erfolgt durch Wärmeleitung in der Luftströmung.

Die Abschätzung des Spektrums der Strömungsgeschwindigkeit der feuchten Luft zeigten deutlich, dass überall in der Anlage und bei jedem Betriebszustand laminare Strömung besteht (Abschnitt 4.4.).

Das Verhältnis reiner Wärmeleitung zum Übergangskoeffizient fühlbarer Wärme zwischen Strömung und Grenzflächen bei strömendem Medium ist definiert als Nusseltzahl Nu.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad (3.22)$$

mit dem hydraulischen Durchmesser  $d_h$ . Der Strom sensibler Wärme berechnet sich dann mit ( 3.3 ).

Für den Rechteckkanal, gebildet von zwei Platten im Abstand  $a$  und der angeströmten Breite  $b$ , berechnet sich die kennzeichnende geometrische Größe,  $d_h$  zu [59]:

$$d_h = \frac{2ab}{a+b}. \quad (3.23)$$

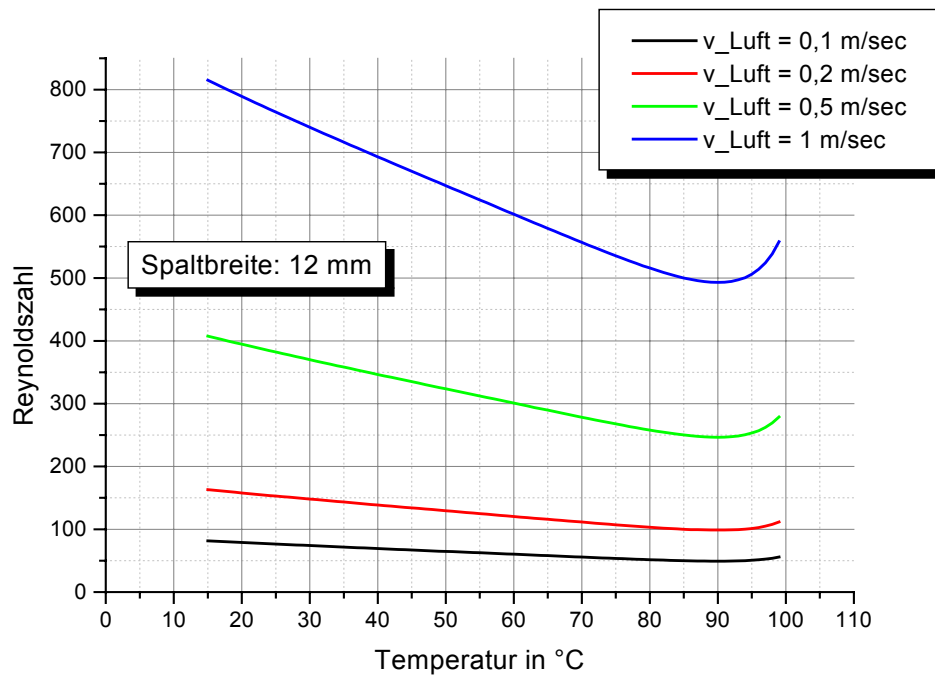
Für  $a \ll b$  geht  $d_h$  analog zur Darstellung in [78] für den ebenen Spalt über in die doppelte Spaltweite  $d_h = 2 a$ . Die Reynoldszahl ist definiert als

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad (3.24)$$

Der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung findet hier je nach Einlaufbedingung bei Reynoldszahlen zwischen 2200 und 3600 statt [78]. Betrachtet



man die Werte bei verschiedenen Temperaturen und Strömungsgeschwindigkeiten, erhält man folgende Darstellung:



Graphik 3: Reynoldszahlen gesättigter feuchter Luft für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten im Kondensator. Das Spektrum der in der Anlage vorkommenden Geschwindigkeiten liegt durchweg im laminaren Bereich.

Für die Nußeltzahl bei laminarer Spaltströmung zwischen beidseitig temperierten Platten der Länge  $L$  werden je nach Ausbildungszustand der Strömung verschiedene empirische Gleichungen angegeben. So wird in [59] für  $Re < 2320$  und  $0,1 < (Re Pr d_h/L) < 10000$  ohne Aussage zum Ausbildungszustand der Strömung die empirische Beziehung

$$Nu_1 = \left[ 49,028 + 4,173 Re \cdot Pr \frac{d_h}{L} \right]^{0,333} \quad (3.25)$$

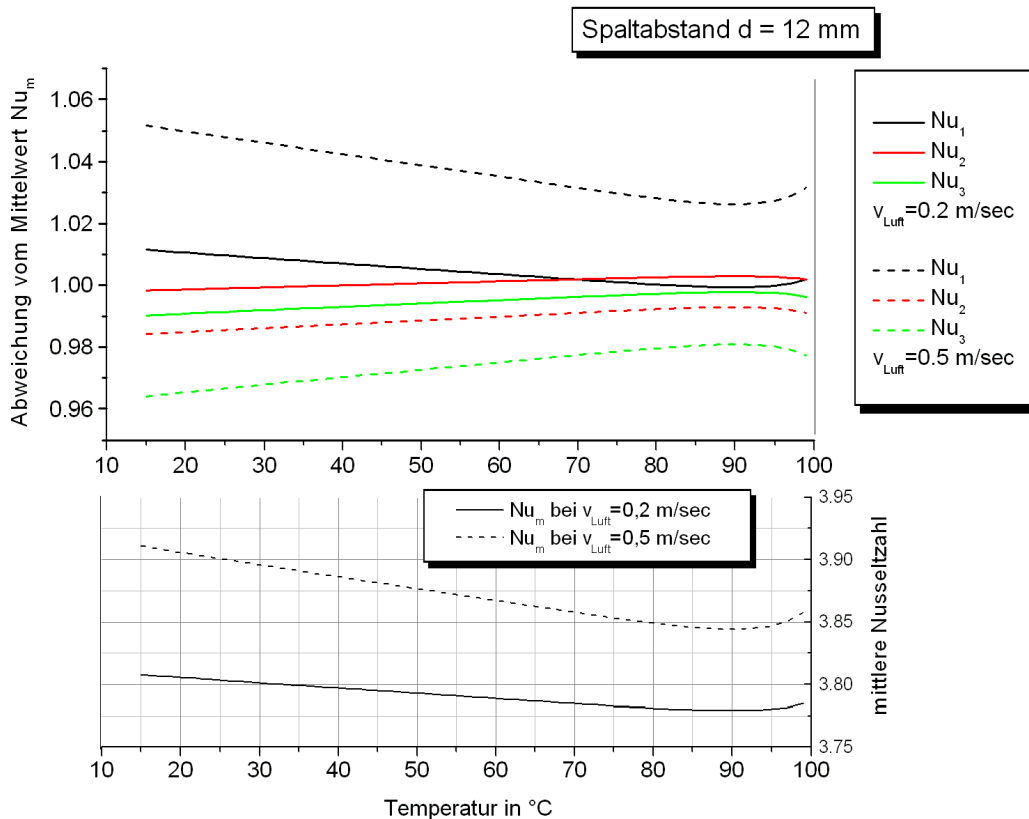
angegeben, während für die selben Randbedingungen bei hydrodynamischem und thermischen Anlauf in [78] *Stephan* zitiert wird mit der Berechnung der Nußeltzahl zu

$$Nu_2 = 7,55 + \frac{0,024 (Re Pr d_h / L)^{1,14}}{1 + 0,0358 (Re Pr d_h / L)^{0,64} Pr^{0,17}} \quad (3.26)$$

Für voll (thermisch und hydrodynamisch) ausgebildete Laminarströmung wird in [78] angegeben:

$$Nu_3 = 7,541 \text{ (Spalt zwischen Platten)} \quad (3.27)$$

Die Auswertung von  $Nu_1$ ,  $Nu_2$  und  $Nu_3$  für den hier betrachteten Bereich an Strömungszuständen mit Temperaturen zwischen 30 und 90 °C bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 0,2 m/sec ergibt sich folgende Abweichung bezüglich des rechnerischen Mittelwertes  $Nu_m$ , der im folgenden für die Berechnung des Stoffübergangs nach ( 3.3) verwendet wird, da der genaue Ausbildungszustand der Strömung lokal nicht bekannt ist.



Graphik 4: Mittelwert von Nusseltzahlen für verschieden ausgebildete Laminarströmungen und prozentuale Abweichung vom Mittelwert nach Gleichungen ( 3.25) bis ( 3.27) für Luftgeschwindigkeiten von 0,2 und 0,5 m/sec

Es zeigt sich, dass im Bereich der vorkommenden Strömungsgeschwindigkeiten die Variation der verschiedenen Ableitungen für die Nußeltzahl sowie die Änderung des berechneten Mittelwertes mit der Geschwindigkeit klein sind gegenüber sonstigen Unsicherheiten wie z.B. der Undefiniertheit der Einströmbedingung:

Bei der betrachteten Konfiguration der Wärmetauscherplatten strömt die unterschiedlich stark mit Wasserdampf angereicherte Luft verteilt über die gesamte Bauhöhe in den Verdunster ein bzw. über die ganze Höhe des Kondensators aus dessen Kanälen heraus. Definierte Aussagen für alle Betriebszustände bezüglich des Anlaufs und der thermischen bzw. der hydraulischen Ausbildung der Strömungen sind daher kaum möglich, zumal die Verdunstungs- und Kondensationskammer im Betrieb nicht zugänglich ist. Die dadurch verursachte Unsicherheit bezüglich der Nußelt- und später auch der Sherwoodzahl ist aber aufgrund der allgemein niedrigen Strömungsgeschwindigkeit nicht größer als 10% des durch  $Nu_1$  bzw.  $Nu_2$  gegebenen Wertes.

### 3.2.6 Stoffübergangskoeffizient und Sherwoodzahl, Analogiebeziehungen von Wärme- und Stoffübergang, Lewiszahl

Die Analogie zwischen Wärme- und Stoffübergang wird häufig angewandt, um eine parallele Behandlung der beiden Phänomene zu ermöglichen. Folgende Darstellungsweisen stehen sich bei Übertragung auf die vorliegende Problemstellung gegenüber:

#### Wärmeübergang (sensible Wärme)      Stoffübergang (=> latente Wärme)

$$\frac{d\dot{Q}}{dA} = \alpha(T_g - T_m) = \lambda_{WD} \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right) \Big|_g \quad \frac{d\dot{m}_F}{dA} = \beta(\rho_g - \rho_m) = -D_{AB} \left( \frac{\partial \rho^{WD}}{\partial y} \right) \Big|_g \quad (3.28)$$

In dimensionsloser Schreibweise ergeben sich daraus die dimensionslosen Übergangskoeffizienten für Stoff- bzw. Wärmeübergang:

$$\text{Nu} \equiv \frac{\alpha \cdot L}{\lambda_{WD}} = \left( \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) \Big|_g \quad \text{Sh} \equiv \frac{\beta L}{D_{AB}} = - \left( \frac{\partial \tilde{\rho}^{WD}}{\partial \tilde{y}} \right) \Big|_g \quad (3.29)$$

mit  $\tilde{y} = y/L$  und

$$\tilde{T} = T / (T_g - T_m) \quad \tilde{\rho} = \rho^{WD} / (\rho_g^{WD} - \rho_m^{WD}) \quad (3.30)$$

Die Erhaltungsgleichungen für Energie bzw. Masse haben in dimensionsloser Schreibweise unter den folgenden Annahmen **mathematisch die gleiche Form**: Es handelt sich um einen stationären Vorgang und die Produktionsterme für Masse und Energie sind gleich Null. Sind außerdem die Gradienten in  $x$ - und  $z$ -Richtung wesentlich kleiner als in  $y$ -Richtung, so lauten die Erhaltungsgleichungen für Energie und Masse in dimensionsloser Schreibweise [51]

$$\tilde{v} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} = \frac{1}{\text{Re}_L \text{Pr}} \left[ \frac{\partial \tilde{T}^2}{\partial \tilde{y}^2} \right] \quad \tilde{v} \frac{\partial \tilde{\rho}_{WD}}{\partial \tilde{y}} = \frac{1}{\text{Re}_L \text{Sc}} \left[ \frac{\partial \tilde{\rho}_{WD}^2}{\partial \tilde{y}^2} \right] \quad (3.31)$$

Damit haben die Differenzialquotienten die gleiche Form  $f_I$

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} = f_1(\text{Re}_L, \text{Pr}) \quad \frac{\partial \tilde{\rho}_{WD}}{\partial \tilde{y}} = f_1(\text{Re}_L, \text{Sc}) \quad (3.32)$$

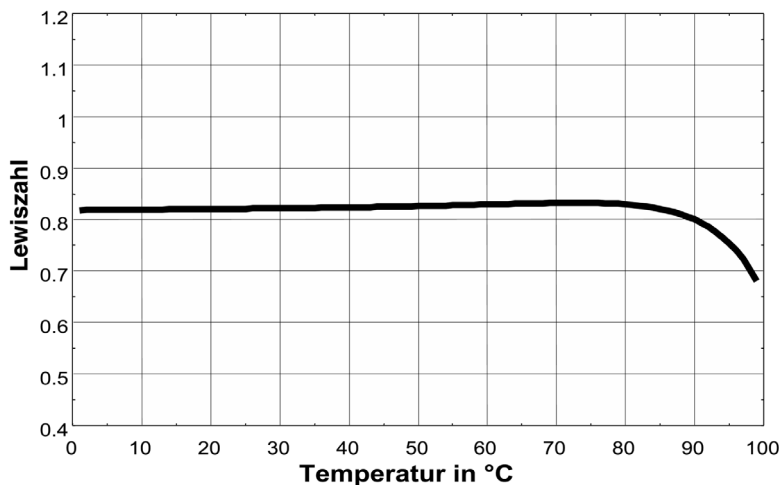
und es ergibt sich als Analogie für die dimensionslosen Stoffübergangskoeffizienten

$$\text{Nu}_L = f_2(\text{Re}_L, \text{Pr}) \quad \text{Sh}_L = f_2(\text{Re}_L, \text{Sc}) \quad (3.33)$$

mit den gleichen Funktionen  $f_2$ . Das heißt, dass die formalen Beziehungen für Wärmeübertragung auch für Stoffübertragung genutzt werden können und umgekehrt. Es sind lediglich die Sherwood und die Nußeltzahl einerseits sowie die Stoffkonstanten Schmidtzahl  $Sc = \nu/D_{AB}$  und Prandtlzahl  $Pr = \nu/a$  (mit der Temperaturleitfähigkeit  $a = \lambda/\rho c_p$ ) andererseits auszutauschen. Diese Analogie wird hier bei der Modellbildung in Abschnitt 4.3 verwendet, indem für die Sherwoodzahl beim Stoffübergang die Nußeltzahl (Abschnitt 3.2.5) des Wärmeübergangs verwendet wird.

Voraussetzungen der Analogie sind: Keine lokalen Produktionsterme, nur Ficksche Diffusion, gleiche Randbedingungen, nur kleine Stromdichten. Diese sind alle im Rahmen der Genauigkeiten ausreichend erfüllt.

Die in der Feuchtlufttechnik häufig verwendete weitere Analogiebeziehung, wonach  $Sc = Pr = 1$  sei, ist hier nicht erfüllt. Es würde dann auch für die Lewiszahl ( $Le = a/D_{AB}$ )  $Le = 1$  gelten. Dies ist hier offensichtlich nicht genau genug erfüllt, wie man für die in der untersuchten Anlage vorkommenden Zustände aus Graphik 5 erkennen kann.



Graphik 5: Lewiszahl in Abhängigkeit von der Temperatur der feuchten Luft bei Sättigung

Damit ist auch die daraus abzuleitende häufig verwendete Beziehung (Lewis'sches Gesetz)  $\beta = \alpha / \rho c_p$  nicht gültig. Der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  kann jedoch wie gerade erwähnt aus der formalen Analogie zwischen den Gleichungen von Wärme- und Stoffübergang gewonnen werden, indem in ( 3.33) die Sherwoodzahl  $Sh$  gleich der Nußeltzahl  $Nu$  gesetzt wird.

Der Gesamtenergiestrom zwischen Verdunster und Kondensator der Anlage setzt sich zusammen aus einem sensiblen Wärmestrom mit relativ kleinem Anteil und einem überwiegenden Latentwärmestrom, der an den Massenstrom der verdunstenden und kondensierenden Flüssigkeiten gekoppelt ist. Im Folgenden (vgl. Abschnitt 5.1, Abbildung 19, Abbildung 20 und Gleichungen 5.5 ff. und 5.9 ff. ) wird der an den Stoffübergang resultierende Latentwärmestrom völlig analog zu einem reinen Wärmestrom behandelt, wobei für Stoff- und Wärmeübergang die hier aufgestellten Analogiebeziehungen Anwendung finden. Strahlungseffekte zwischen Verdunster und Kondensator können aufgrund der geometrischen Anordnung der Platten und der relativ geringen Temperaturdifferenzen als Transportmechanismus vernachlässigt werden.

## 4 Phänomenologie des MEH<sup>1</sup>-Verfahrens

### 4.1 Verdunstung und Kondensation

Die Molenstromdichte der Komponente  $A$  in einem binären System der Komponenten  $A$  und  $B$  an einer Phasengrenzfläche  $g$  bei ruhenden Medien beträgt allgemein [51]:

$$\dot{n}_A = \underbrace{-cD_{AB} \frac{\partial \zeta_A}{\partial y}}_{\text{Diffusionsanteil}} + \underbrace{\zeta_A (\dot{n}_A + \dot{n}_B)}_{\text{konvektiver Anteil}} \quad (4.1)$$

Dabei ist  $\zeta_A$  der Molenbruch der Komponente  $A$  am Gemisch:  $\zeta_A = c_A / c$  mit den Molenmengen  $c$  der Komponenten  $A$  und  $B$  wobei  $c_A + c_B = c$ .

Beim konvektiven Anteil in (4.1) sind prinzipiell zwei Grenzfälle zu unterscheiden: Sind die Molenstromdichten der Komponenten entgegengesetzt gleich groß, also  $\dot{n}_A = -\dot{n}_B$ , so verschwindet der durch die Diffusion bewirkte konvektive Anteil am Stofftransport. Das trifft z.B. beim Stoffaustausch in einer Rektifizierkolonne zu. Man spricht hier von *äquimolarer Gegendiffusion*.

Beim einseitigen Stoffaustausch, welcher z.B. durch eine nur für eine Komponente durchlässige Phasengrenzfläche verursacht sein kann, ist  $\dot{n}_B = 0$ . Dies ist bei unserem Problem der Fall, da ja nur der Wasserdampf in die Kondensatschicht bzw. aus der Verdunstungsschicht übergehen kann, während diese Fläche für die trockene Luft (Inertgas) undurchlässig ist.

In diesem Fall ergibt sich für die Molenstromdichte  $A$ :

$$\dot{n}_A = -\frac{cD_{AB}}{1-\zeta_A} \frac{\partial \zeta_A}{\partial y} \quad (4.2)$$

#### **Anwendbarkeit der Grenzschichttheorie**

In der Grenzschichttheorie nimmt man an, dass der Diffusionsvorgang durch eine Grenzschicht der Dicke  $\delta$  entlang der Wand stattfindet, während der Kern des durch die zwei Wände begrenzten Strömungsvolumens homogen ist. Es ergibt sich dann nach Anwendung der Kontinuitätsgleichung für den Massenstrom

$$\frac{d\dot{n}_A}{dy} = 0 \quad (4.3)$$

<sup>1</sup> MEH aus: Multi-Effect-Humidification and Dehumidification Method. Vielfacheffekt Be- und Entfeuchtungsverfahren

---

in Gleichung ( 4.2) und zweifacher Integration mit den Randbedingungen  $\zeta_A(y_g) = \zeta_{A,g}$  an der Grenzfläche und  $\zeta_A(y_m) = \zeta_{A,m}$  in der Kernströmung für den Molmassenstrom (vgl. [6]):

$$\dot{n}_A = \frac{cD_{AB}}{\delta} \ln \frac{1 - \zeta_{A,m}}{1 - \zeta_{A,g}} \quad (4.4)$$

Allerdings bildet sich zusätzlich bei der Kondensation großer Stoffstromdichten an der Plattenoberfläche ein die Konzentrationsgradienten hemmendes Polster aus Inertgas, da die trockene Luft durch den diffundierenden Wasserdampf ständig mitgerissen wird, dort im Gegensatz zum Wasserdampf aber nicht verschwindet. Dieser Effekt wurde zwar erkannt, aber nicht theoretisch direkt berücksichtigt. Er schlägt sich in der Modellbildung jedoch in einem Korrekturfaktor („InertKorr“) nieder, der für die Konvergenz von Messung und Simulation notwendig ist.

In ( 4.4) ist außerdem die Schichtdicke  $\delta$  nicht bekannt. Da man aus den Abschätzungen für die Strömungsgeschwindigkeit weiß (vgl. Abschnitt 4.4), dass alle in der Anlage vorkommenden Betriebszustände bis auf den Einlauf an Kanten laminare Strömung zwischen den Tauscherflächen aufweisen, kann  $\delta$  zwischen wenigen % des Spaltabstandes und dem halben Spaltabstand  $\delta = d/2$  variieren. Außerdem ist das Filmmodell nicht optimal geeignet, den vorliegenden Fall zu beschreiben, da die der Filmtheorie zugrundeliegende Annahme eine Konzentration des Transportwiderstandes auf eine dünne Schicht nahe der Phasengrenzfläche nicht gegeben ist.

Es wird daher für die Modellbildung und Simulation des Wärme- und Stoffüberganges von einer separaten Berechnung des Stoffüberganges abgesehen, und der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  gemäß der Analogie zum Wärmeübergang gewonnenen Beziehungen ( 3.33) berechnet. Mit der Ersetzung der Sherwoodzahl durch die Nußeltzahl aus ( 3.25) bis ( 3.27) ergibt sich der Zusammenhang:

$$\beta = Sh \frac{D_{AB}}{d} \quad (4.5)$$

Die so gewonnenen Stoffübergangskoeffizienten erwiesen sich in erster Näherung als hinreichend genau. Im verfeinerten Modell des Simulationsprogrammes wird der Stoffübergang modifiziert mit einem Korrekturfaktor, der durch einen Parameterfit an verlässliche experimentelle Daten bestimmt wurde. Diese Vorgehensweise wird in Abschnitt 4.3 näher erläutert.

Man definiert nun die folgenden flächenspezifischen Transportgrößen für parallele Ströme latenter und sensibler Wärme bei Verdunstung und Kondensation senkrecht zu den Austauschflächen (vgl. Abbildung 19):

$$k_{Verd}(T_m) = k_{sensibel}^{Verd}(T_m) + k_{latent}^{Verd}(T_m) \quad (4.6)$$

$$k_{Kond}(T_m) = k_{sensibel}^{Kond}(T_m) + k_{latent}^{Kond}(T_m) \quad (4.7)$$

mit den variablen Anteilen sowohl im Verdunster als auch im Kondensator

$$k_{sensibel}^{Kond/Verd} = \alpha^{Kond/Verd}(T_m, \dot{m}_{fL}) \quad (4.8)$$

und

$$k_{latent}^{Kond/Verd}(T_m) = r(T_m) \cdot \frac{d\dot{m}_A}{dA} \quad (4.9)$$

mit dem flächenproportionalen Verdunstungsmassenstrom  $\frac{d\dot{m}_A}{dA}$  aus Gleichung (3.28)

und für den Verdunster mit der Partialdichtedifferenz ( $\rho_{g,Verd} - \rho_m$ ) zwischen der Verdunstertuchoberfläche und der Feuchtluftströmung sowie für den Kondensator mit der Partialdichtedifferenz ( $\rho_m - \rho_{g,Kond}$ ) zwischen Luftströmung und Kondensatorplattenoberfläche.

### ***Einfluss der Kondensationsform, Tropfen- oder Filmkondensation***

Die Kondensation wird genauso beschreiben wie die im vorherigen Abschnitt dargestellte Verdunstung. Hier erfolgt der Massenstrom jedoch mit umgekehrtem Vorzeichen betreffend die Richtung des Stofftransportes, da hier der Partialdruckgradient in Richtung zur Austauschfläche weist.

Zusätzlich ist hier aber die Frage zu diskutieren, ob sich der auf der Kondensatorfläche eventuell ausbildende Kondensationsfilm hemmend auf den Wärmetransport auswirkt. Dies wäre der Fall, wenn seine Dicke und der damit verbundene Wärmeleitwert

$$k_{Film} = Nu_{Film} \frac{\lambda}{d_{Film}} \quad (4.10)$$

in der Größenordnung des Wärmedurchgangswiderstandes der Kondensatorplatte bzw. darüber läge. Folgende Abschätzung zeigt, dass dies bei dem hier betrachteten System nicht der Fall ist.

Die Hydrodynamik eines an einer Wand ablaufenden Kondensatfilmes wird beschrieben durch die Nußeltsche Wasserhauttheorie (z.B. in [72], [73]).

Ein zusammenhängender Kondensatfilm, der unter dem Einfluss der Schwerkraft entlang einer Wand abläuft und durch Kondensation entlang der Lauflänge  $z$  von oben nach unten zunimmt, habe die Dicke  $\delta(z)$ . Das Geschwindigkeitsprofil  $w(y)$  erhält man aus der Kräftebilanz. Unter der Annahme einer stationären Strömung herrscht Gleichgewicht zwischen Schubspannungen und Schwerkraft und es gilt:

$$\rho_L g dV + \tau(y + dy) dx dz = \tau(y) dx dz \quad (4.11)$$

Das Geschwindigkeitsprofil  $w(y)$  berechnet sich nach [72] daraus zu:

$$w(y) = \frac{\rho_{Sole} g}{\eta_{Sole}} \delta^2 \left( \frac{y}{\delta} - \frac{y^2}{2\delta^2} \right) \quad (4.12)$$

Der abfließende Kondensatmassenstrom  $\dot{m}_{Dest}$  ergibt sich zu

$$\dot{m}_{Dest} = \bar{w} \rho_{Sole} b \delta = \frac{\rho_{Sole}^2 g b}{3\eta_{Sole}} \delta^3 \quad (4.13)$$

mit der Breite der Wärmetauscherfläche  $b$ , der dynamischen Viskosität  $\eta$  und der mittleren Geschwindigkeit über die Filmdicke

$$\bar{w} = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} w dy \quad (4.14)$$

Berechnet man aus (4.13) die Filmdicke  $\delta$  für eine obere Grenze des kondensierenden Massenstromes aus allen durchgeführten Experimenten, nämlich  $\dot{m}_{Dest} = 50$  l/h auf einer angeströmten Gesamtbreite der Kondensatorflächen in der untersuchten Anlage von  $b = 56$  m, so ergibt sich eine maximale Filmdicke von

$$\delta_{max} = 0,04 \text{ mm.}$$

Daraus berechnet sich selbst im ungünstigsten Fall unter der Annahme reiner Wärmeleitung im Film ein k-Wert von  $k = \lambda/d$  in Höhe von

$$k_{Film} \geq 14,4 \text{ kW/m}^2\text{K},$$

was weit über dem Wert von ca. 250 W/m<sup>2</sup>K für den kombinierten Wärmedurchgang und -übergang von der Außenseite der Kondensatorplatten-Oberfläche in die Sole im Kondensator liegt.

Obwohl erfahrungsgemäß bezüglich des Wärmeübergangs bei den verwendeten Polypropylen-Oberflächen sogar von der günstigen Tropfenkondensation ausgegangen werden kann, ist die Frage nach der Kondensationsform hier also aus energetischen Gründen nicht zu diskutieren, da wie gezeigt, die flächenspezifische Kondensationsrate und die so entstehende Filmdicke zu gering ist, um im Vergleich mit dem relativ schlechten Wärmedurchgang durch die Platte ins Gewicht zu fallen.



## 4.2 Wärmedurchgang durch die Kondensatorplatte

### 4.2.1 Wärmeleitung durch die Wand der Kondensatorplatten

Der Wärmestrom durch die Kondensatorplatten erfolgt durch Wärmeleitung.

Diese hängt ab von der Temperaturdifferenz zwischen der Innen- und der Außenseite der Plattenwand ( $T_{\text{Wand}}^{\text{außen}} - T_{\text{Wand}}^{\text{innen}}$ ), der Dicke der Wand  $d_{\text{Wand}}$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  des Wandmaterials (Polypropylen,  $\lambda_{\text{PP}} = 0,22 \text{ W/mK}$ ) und berechnet sich zu:

$$\frac{d\dot{Q}_{\text{Wand}}}{dA} = \frac{\lambda_{\text{PP}}}{d_{\text{Wand}}} (T_{\text{Wand}}^{\text{außen}} - T_{\text{Wand}}^{\text{innen}}) \quad (4.15)$$

Mit der aus dem Vergleich der Außenabmessungen der Platte und dem Volumen der Strömungskanäle abgeschätzten mittleren Wandstärke  $d_{\text{Wand}} = 0,6 \text{ mm}$  bekommt man für den Wärmedurchgangskoeffizienten

$$k_{\text{Platte}} = \frac{\lambda_{\text{PP}}}{d_{\text{Wand}}} \quad (4.16)$$

den Wert  $k_{\text{Platte}} = 360 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

### 4.2.2 Übergang von der durchströmten Platte auf die Sole

Die Übertragung der Energie von der Innenfläche der Plattenwand auf die Soleströmung stellt den letzten Teilprozess in der Kette der Übertragungsprozesse dar. Da die Sole in den Kanälen nicht stillsteht, sondern strömt, ist der Wärmeübergang von der Platte auf die Sole gegenüber reiner Wärmeleitung verbessert.

Die Strömungsform der Sole in den Kanälen der Stegdoppelplatten ist auf Grund der geringen Strömungsgeschwindigkeit laminar. Die Reynoldszahl berechnet sich zu

$$Re = \frac{\rho \bar{w} d}{\eta} = \frac{\bar{w} d}{\nu} \quad (4.17)$$

Dabei ist  $\bar{w}$  die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Kanal,  $d$  sein charakteristischer Durchmesser,  $\rho$  die Dichte und  $\eta$  die dynamische,  $\nu$  die kinematische Viskosität des strömenden Mediums. Die Strömungsgeschwindigkeit der aufsteigenden Sole im Kondensator beträgt je nach Solemassenstrom 0,5 bis 8 mm/sec. Damit erhält man bei einem Durchmesser der Kanäle in den Platten von ca. 3,5 mm Reynoldszahlen zwischen 1,75 und 84. Der Umschlag zu turbulenter Strömung erfolgt bei Rohrströmungen erst bei  $Re = 2320$  [78]. Für den Wärmeübergang in die Strömung gilt

$$\frac{d\dot{Q}^{\text{Konvektiv}}}{dA} = \alpha_{\text{Sole}} (T_{\text{Wand}} - T_{\text{Sole}}) \quad (4.18)$$

Für die laminare Rohrströmungen ist die Nußeltzahl bei hydraulisch voll entwickeltem Anlauf

$$Nu = \frac{4,36}{3,66} \cdot \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 Re \cdot Pr \frac{d}{l}} \quad (4.19)$$

Mit  $Re \cdot Pr$  zwischen 12,25 (20°C, 50 l/h, 55 Platten) und 188,2 (80°C, 350 l/h, 28 Platten) erhält man Nußelt-Zahlen von 4,35 bzw. 4,4 und daraus Wärmeübergangszahlen  $\alpha_{\text{Sole}}$  von 745 bis 840 (W/m<sup>2</sup>K).

Der Wärmedurchgangskoeffizient von der Außenseite der Platte in die Soleströmung berechnet sich schließlich zu

$$k_{\text{Kond}}^{\text{gesamt}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{Sole}}} + \frac{1}{k_{\text{Platte}}} \right)^{-1} \quad (4.20)$$

und beträgt damit für alle Betriebszustände in guter Näherung 250 W/m<sup>2</sup>K.

### 4.3 Qualitative Strömungsanalyse der Konvektionswalze

Die für den Stoff- und Wärmetransport zwischen Verdunster und Kondensator verantwortliche freie Konvektionsströmung wird von folgenden beiden Mechanismen angetrieben, deren Quellen mehrfach miteinander rückgekoppelt sind.

Zunächst verursacht, global betrachtet, der Dichteunterschied zwischen der Luftsäule im Kondensator (kühler und trockener) und im Verdunster (wärmer und feuchter) eine Konvektionswalze, die gewissermaßen die Hauptströmung darstellt. Wären die beiden Anlagenseiten Verdunster und Kondensator durch eine Wand getrennt (vgl. einstufige Konfiguration, Abschnitt 6.1.3), wäre dies der einzige die Konvektionswalze antreibende Mechanismus. Die Umlaufgeschwindigkeit dieser in sich geschlossenen Konvektionswalze wird festgelegt durch ein Gleichgewicht zwischen

- dem Enthalpiestrom des **lokalen** Wärme- und Stoffaustausches durch Temperatur- und Konzentrationsgradient zwischen Strömung und Austauschfläche sowie
- dem Enthalpiestrom durch den konvektiven Massenstrom feuchter Luft in der **globalen** Hauptwalze vom Verdunster zum Kondensator.

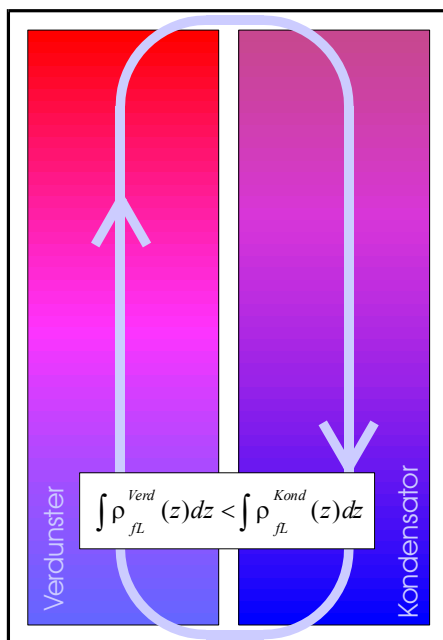


Abbildung 17 a) Globale Konvektionswalze, bedingt durch unterschiedliche Dichten der Luftmassen in Verdunster und Kondensator

Wird die momentane globale Umwälzgeschwindigkeit *niedriger* als im Gleichgewicht, dann erhöht sich im Verdunster die Luftfeuchtigkeit und die Lufttemperatur der Konvektionswalze, da lokal mehr Zeit für die Diffusion und den Wärmeausgleich zur Verfügung steht.

Aufgrund des so vergrößerten Dichteunterschiedes und damit im Gegensatz zum Verdunster integral größeren Gewichtskraft der gesamten Luftsäule im Kondensator erfährt die Konvektionswalze einen zusätzlichen Antrieb, der sich in einer Vergrößerung der Strömungsgeschwindigkeit niederschlägt. Ist andererseits die globale Umwälzgeschwindigkeit zu groß, strömt noch nicht vollständig entfeuchtete Luft aus dem Kondensator in den Verdunster zurück, der lokale Gradient wird vermindert und die lokale Stoff- und Wärmeaustauschrate sinkt. Damit wird der antreibende Dichtegradient abgebaut, die Strömungsgeschwindigkeit der globalen Walze geht zurück.

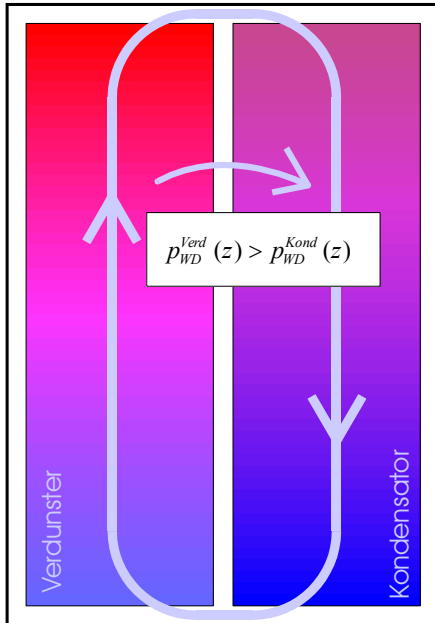


Abbildung 17 b): Von der Hauptkonvektionswalze abzweigende Strömung, bedingt durch Anpassung unterschiedlicher Wärmekapazitätsströme

Diesem globalen Effekt überlagert ist ein lokaler, höhenabhängiger Effekt, der zu einem Abzweigen eines Teils der Luftströmung in der Anlage ohne Trennwand (kontinuierliche Konfiguration, vgl. Abschnitt 6.1.5) führt:

Durch die unterschiedliche Temperaturcharakteristik der Enthalpien von gesättigter feuchter Luft und flüssigem Wasser (Sole) bauen sich im Falle eines durchgehenden, überall in Kondensator und Verdunster gleich großen Massenstroms des trockenen Luftanteils Temperatur- und Konzentrationsgradienten auf, die nur durch diese unterschiedlichen Charakteristiken bedingt sind (exakte Herleitung siehe Abschnitt 6.1).

In der Anlage ohne Trennwand zwischen Verdunster und Kondensator können diese Gradienten durch eine von der Hauptströmung abzweigende Querströmung vom Verdunster zum Kondensator abgebaut werden.

Eine exakte rechnerische Analyse des Strömungsmusters ist aufgrund der in dieser Arbeit determinierten Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten nur bedingt möglich<sup>1</sup>. Stattdessen wird für die Modellbildung von folgender Annahme ausgegangen, die sich aufgrund der experimentellen Vermessung (vgl. Abschnitt 7.4) des sich dann einstellenden Höhenprofils der Temperatur verifizieren lässt:

Der Wärmekapazitätsstrom (latent durch Änderung der Wasserdampfbeladung plus sensibel) feuchter Luft gleicht sich in jedem Höhenabschnitt so an, dass die Temperatur- und Konzentrationsgradienten minimiert werden. Das ist genau dann der Fall, wenn gleiche latente und sensible Wärmekapazitätsströme von feuchter Luft und Wasser miteinander wechselwirken. Andernfalls würde die Temperaturspreizung am Ausgang des Wärmetauschers gegenüber der am Eingang anwachsen, was über die Änderung der Gradienten zu einer Änderung des Strömungsmusters führen würde.

## 4.4 Strömungsgeschwindigkeit der Luft, Reibungsverluste

In diesem Abschnitt wird überprüft, ob die Reibungsverluste der Konvektionswalze energetisch ins Gewicht fallen verglichen mit der umgesetzten thermischen Leistung. Das Spektrum der Strömungsgeschwindigkeiten, das man rechnerisch aus der Annahme gleicher Wärmekapazitätsströme im Gegenstrom nach der Einleitung des Kapitels 4.3

<sup>1</sup> Ideal geeignet dafür wäre beispielsweise ein 3D Finite Elemente Programm wie z.B. CFX

erhält, liegt für die verschiedenen untersuchten Betriebszustände zwischen 0,5 und 37 cm/sec.

In Abbildung 18 sind einige der typischen Strömungsgeschwindigkeitsverteilungen in der Anlage aufgezeigt, wobei die obere und die untere Kurve die Extremfälle aller vermessenen Betriebszustände darstellen: Die obere Kurve zeigt einen Betriebszustand mit hohem Austauschgrad: 650 l/h Solemassenstrom und 15 K Temperaturspreizung zwischen Kondensator und Verdunster erfordern einen hohen Luftmassenstrom. Die untere Kurve zeigt den Verlauf für 150 l/h Solemassenstrom und eine Temperaturspreizung von 6 K.

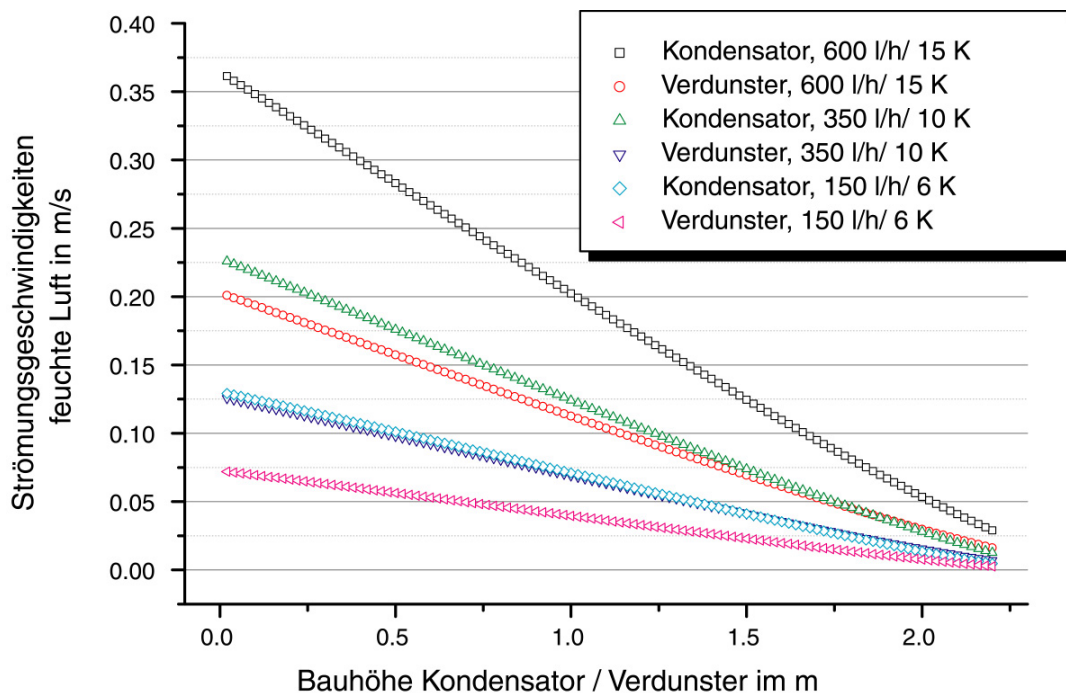


Abbildung 18: Spektrum der Strömungsgeschwindigkeiten feuchter Luft zwischen den Kondensatorplatten bzw. den Verdunsterflächen. Angaben beziehen sich auf die Laboranlage mit einem Plattenabstand von 12 mm und einen durchschnittlichen Tuchabstand von 18 mm im Verdunster. In der Legende angegeben ist der Betriebszustand mit Solemassenstrom und Temperaturspreizung zwischen Verdunster und Kondensator.

Im Folgenden soll die zur Aufrechterhaltung der freien Konvektion benötigte Leistung abgeschätzt werden, um das Gewicht dieser Quelle von Irreversibilität gegenüber den anderen angeben zu können.

Der Druckgradient, der für die Aufrechterhaltung einer laminaren Hagen-Poiseuilleschen Strömung mit von der Kernströmung zum Rand quadratisch abnehmendem Geschwindigkeitsprofil und der über den Querschnitt gemittelten Geschwindigkeit  $\bar{w}$  zwischen zwei parallelen Platten mit Abstand  $d$  notwendig ist, ist gegeben durch die Beziehung (vgl. z.B. [78])

$$\frac{dp}{dz} = \frac{12\eta}{d^2} \bar{w} \quad (4.21)$$

$\eta$  ist die dynamische Viskosität der feuchten Luft. Durch Multiplikation mit der Querschnittsfläche der Strömungskanäle zwischen  $n$  Platten, welche sich berechnet als  $A_{\text{quer}} = (n-1) \cdot d \cdot b_{\text{Platte}}$  erhält man die zur Kompensation der Reibung nötige Druckgradientkraft pro Höhenelement

$$\frac{dF_{\text{Reib}}}{dz} = A_{\text{quer}} \frac{dp}{dz} \quad (4.22)$$

deren Integral über die Höhe die Gesamtkraft zur Aufrechterhaltung der Strömung darstellt. Die infinitesimale Leistung pro Höhenelement, die durch Reibung dissipiert wird, hat die Form

$$\frac{dP}{dz} = \bar{w} \frac{dF_{\text{Reib}}}{dz} \quad (4.23)$$

Eine obere Grenze für die gesamte durch die Luftreibung „vernichtete“ Leistung bekommt man, wenn man für  $d$  1,4cm und für  $\bar{v}$  37 cm/sec über die *gesamte* Höhe einsetzt. Eine brauchbare obere Grenze für die mit der Temperatur zunehmende dynamische Viskosität von feuchter Luft ist nach [68] bei 80°C der Wert  $\eta = 25 \cdot 10^{-6}$  kg/m·sec, so dass man schließlich nach Integration von (4.23) über die gesamte durchströmte Höhe von Verdunster und Kondensator den Wert

$$P_{\text{Reib}}^{\text{max}} = 0,21 \text{ W}$$

erhält. Um diesen Wert mechanischer Leistung mit den in der Anlage umgesetzten *thermischen* Leistungen von einigen kW zu vergleichen, muß man diesen Wert durch den Carnot-Faktor

$$\eta_{\text{rev}} = 1 - \frac{T_{\text{Kond}}(z)}{T_{\text{Verd}}(z)} \approx \frac{\Delta T}{T(z)} \quad (4.24)$$

dividieren, um die zur Bereitstellung der *mechanischen* Leistung notwendige *thermische* Leistung zu erhalten. Die Temperaturreervoirs, die dem differentiellen Anteil am Gesamtantrieb auf jeder Höhe zur Verfügung stehen, sind die Temperaturen in Kondensator und Verdunster auf gleicher Höhe. Bei der im Vergleich zur vorhandenen Fläche sehr kleinen erforderlichen Leistungsdichte für den Antrieb der Konvektion kann man davon ausgehen, dass dieser Teilvorgang nahezu reversibel abläuft, was die Verwendung von  $\eta_{\text{rev}}$  als thermischen Wirkungsgrad rechtfertigt. Mit  $\Delta T = 4 \text{ K}$  und  $T = 353 \text{ K}$  ergibt sich im ungünstigsten Fall für die insgesamt zur Kompensation der Reibungsverluste aufzuwendende Leistung  $P_{\text{Reib, thermisch}}^{\text{max}} = 18,5 \text{ W}$ .

Damit wird klar, dass der Anteil der viskosen Luftreibung an den Irreversibilitäten des Gesamtprozesses in der untersuchten Konfiguration vernachlässigbar klein ist. Die Konsequenz davon ist, dass der Anteil der für den Antrieb der Konvektion notwendigen Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{Konv}}$  (Potentialabfall am Widerstand  $1/k_{\text{konvektion}}$ ) am gesamten  $\Delta T$

zwischen Verdunster und Kondensator praktisch gegen Null geht und damit zu vernachlässigen ist:

$$k_{Konvektion} = \frac{d\dot{E}}{dA} \cdot \frac{1}{\Delta T_{Konv}}; \quad \frac{\Delta T_{Konv}}{\Delta T_{Verd-Kond}} \Rightarrow 0; \quad (4.25)$$

## 4.5 Reversible Entsalzungsarbeit als theoretische Untergrenze des spezifischen Energiebedarfes

Gemäß thermodynamische Prinzipien ist jede beliebige Entsalzungsmethode von optimaler Energieeffizienz, die einen reversiblen thermodynamischen Prozess anwendet. Der spezifische Energiebedarf ist also *unabhängig* von der technischen Ausführung. Damit ist die Berechnung anhand eines beliebigen reversiblen Vorganges gültig für alle denkbaren Prozesse und stellt die untere Grenze deren spezifischen Energiebedarfs dar.

Der osmotische Druck, der an einer semipermeablen Membran zwischen einer Salzlösung und reinem Wasser besteht, ist gegeben durch die van't Hoffsche Formel [37]:

$$\pi = cRT \quad (4.26)$$

wobei  $c$  die Molare Konzentration der Salzionen angibt,  $R$  die allgemeine Gaskonstante darstellt und  $T$  die absolute Temperatur der Prozessumgebung darstellt.

Mit einem Salzgehalt von 33 g/l (Standard-Meerwasser) und der vereinfachenden Annahme, dass der gesamte Salzgehalt von NaCl herrührt und mit den Molmassen von Na (23 g) und Cl (35,5 g) ergibt sich eine Molenzkonzentration von  $c_{NaCl} = 0,564$  mol/l. Nach der Dissoziation bei Lösung im Wasser entstehen aus einem NaCl-Molekül zwei Ionen. Damit ist die Konzentration an Salzionen  $c = 1,128$  mol/l.

Bei 300 K Prozesstemperatur erhält man mit (4.26) einen osmotischen Druck von  $\pi = 27,8$  bar.

Um einen Liter Wasser durch einen Quadratcentimeter der Membran zu befördern ist damit bei reversibler Prozessführung eine Arbeit von

$$W = F \cdot x \quad (4.27)$$

mit  $x = 10$  m

zu verrichten. Daraus errechnet sich eine reversible (und damit minimale) mechanische Entsalzungsarbeit von  $W_{reversibel} = 2780$  J/l oder  $0,77$  kWh/m<sup>3</sup>.

Für einen reversiblen thermodynamischen Prozess erhält man mit dem Carnotfaktor  $\eta = 0,17$  bei Temperaturen von 85/25 °C einen minimalen Energiebedarf von

$$W_{thermisch, rev.} = 4,6 \text{ kWh/m}^3.$$

## 5 Überlagerung der Übergänge, Modellbildung

Die vorangegangenen Überlegungen bilden die Grundlage für ein mathematisches Modell der Feuchtluftdestillationsanlage, das seine Entsprechung in einem umfangreichen Differentialgleichungssystem gefunden hat. Diese Gleichungen werden in der Folge dargestellt. Entsprechend den zahlreichen Rückkopplungen innerhalb des betrachteten thermodynamischen Systems sind die Querbeziehungen innerhalb des Gleichungssystems umfangreich, weshalb eine analytische Lösung nicht durchführbar ist. Stattdessen lässt sich das Gleichungssystem iterativ (z. B. mit Hilfe der EES-Programmoberfläche<sup>1</sup>) numerisch lösen und daraus sowohl das Höhenprofil der Temperaturen in der Anlage als auch die Auflösung der lokalen Stoffübertragung über die Anlagenhöhe  $z$  berechnen.

### 5.1 Schichtenmodell der Anlage

Für die Modellierung der Anlage wurde ein horizontales Raster mit gleichmäßiger Zellenhöhe  $\Delta z$  über Kondensator und Verdunster gelegt. Dabei wird angenommen, dass die Zustandsgrößen Wasserdampfbeladung, Enthalpie und Temperatur global betrachtet nur von der Höhenkoordinate  $z$  und lokal von der Koordinate  $y$  senkrecht zu den Austauschflächen abhängen. Einströmeffekte wie z.B. hydrodynamischer Anlauf am Rand der Austauschflächen, verursacht durch die von der Hauptströmung abzweigenden oder in diese einmündenden Luftmassen, werden hier vernachlässigt. Dies ist eine Näherung, die unter den gegebenen Umständen gerechtfertigt erscheint, da die durch Übertragungsvorgänge bewirkten *Änderungen* in Partialkonzentration und Temperatur der globalen Luftströmung hauptsächlich in  $z$ -Richtung erfolgen, während die für die lokale Wärme- und Stoffübertragung wichtigen Gradienten zwischen Austauschflächen und Luftströmung in  $y$ -Richtung erfolgen. Im Modell wird damit vereinfachend angenommen, dass eine in  $y$ -Richtung homogen durchmischte Luftströmung vorliegt. Dies entzieht einem allerdings die Möglichkeit, eine Aussage über das ideale Verhältnis von Breite zu Höhe der Austauschflächen zu treffen.

Weiterhin wird angenommen, dass bei konstantem Verhältnis  $\varphi$  von Verdunster- zu Kondensatorfläche auf jeder Höhe  $z$  entlang der  $z$ -Achse

$$\varphi(z) \equiv \frac{A_{Kond}(z)}{A_{Verd}(z)} = \frac{A_{Kond}^{ges}}{A_{Verd}^{ges}} \quad (5.1)$$

---

<sup>1</sup> EES: Engineering Equation Solver® von **F-Chart® Software**, 4406 Fox Bluff Road, Middleton, WI 53562, USA



im selben Höhenintervall  $dz$  von Verdunster und Kondensator gleiche Wärme- und Stoffmengen umgesetzt werden. Diese Annahme ist gerechtfertigt durch das experimentell gründlich verifizierte Ergebnis, dass nach Korrektur der Leistungen von Wärmeverlusten die Temperaturprofile in Verdunster und Kondensator bezüglich der Bauhöhe symmetrisch verteilt sind:

$$\Delta T(z) = T_{Verd}(z) - T_{Kond}(z) = const. \quad (5.2)$$

Damit gelangt man zu folgender Darstellungsweise:

### 1) Übergang Sole im Verdunster => Luftströmung

Im Höhenelement  $\Delta z$  wird der Massenstrom  $\dot{m}_{Verd}(z)$  und der Strom fühlbarer Wärme  $\dot{Q}_{Verd}(z)$  entsprechend den Gleichungen ( 3.28) von der Soleströmung auf den lokalen Verdunsterluftmassenstrom  $\dot{m}_{fl}^{Verd}(z)$  übertragen. Die lokalen Übertragungskoeffizienten  $\alpha(x)$  und  $\beta(x)$  berechnen sich gemäß den Beziehungen ( 3.22) und ( 4.5) unter Berücksichtigung der lokalen Nußelt- und Sherwoodzahlen in Abhängigkeit von Strömungszustand, Dichte und Temperatur.

Die Temperaturdifferenz für den Strom fühlbarer Wärme ist gegeben durch die Differenz der Temperatur an der Grenzfläche  $g$  und die mittlere Temperatur der Strömung  $T_m$ :

$$\Delta T_{Verd}(z) = T_{g,Verd}(z) - T_{m,Verd}(z), \quad (5.3)$$

die Partialdichtedifferenz für den Stoffstrom unter Beachtung der Dampfdruckerniedrigung über Sole nach Gleichung ( 3.17)

$$\Delta \rho_{Verd}(z) = \frac{1}{R_{H_2O}} \left( \frac{P_{g,Satt}^{Verd}(T_g^{Verd}(z))}{T_g^{Verd}} - \frac{P_{m,DP}^{Verd}(T_{DP}^m(z))}{T_{DP}^m} \right). \quad (5.4)$$

Dabei wird die Luft direkt an der Grenzfläche  $g$  zum Solefilm als gesättigt angenommen, während das feuchte Luftpaket in der Strömung mit der Temperatur  $T_m$  bei Taupunkttemperatur  $T_{DP}^m$  nicht zwangsweise als gesättigt angenommen wird.

Abbildung 19 zeigt die parallelen Ströme latenter und fühlbarer Wärme zwischen der Grenzschicht der Verdunsterfläche und der Strömung feuchter Luft. Die parallelen Strömungen spiegeln sich in Gleichung ( 4.6) und ( 4.7) wieder.

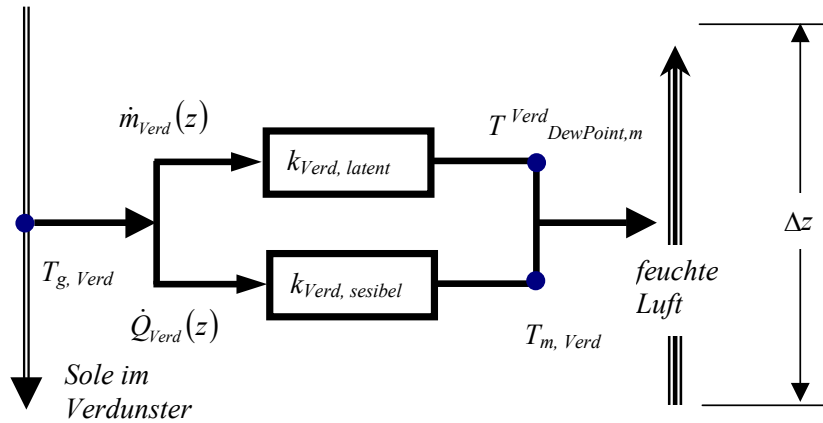


Abbildung 19: Wärme- und Stoffübergang im Höhenglement der Höhe  $\Delta z$  von der Verdunsterfläche zur feuchten Luft

Dabei wird der Soleströmung neben dem sensiblen Wärmestrom  $\dot{Q}_{Verd}(z)$  der Latentwärmestrom

$$\dot{E}_{lat}^{Verd}(z) = r(T_g^{Verd}(z)) \cdot \dot{m}_{Verd}(z) \quad (5.5)$$

entzogen, wodurch sich seine Temperatur  $T_{Sole}(z)$  um den Betrag

$$\Delta T_{Sole}^{Verd}(z) = \frac{\dot{E}_{lat}^{Verd}(z) + \dot{Q}_{Verd}(z)}{c_{p,Sole} \cdot \dot{m}_{Sole}(z)} \quad (5.6)$$

vermindert und sein Massenstrom  $\dot{m}_{Sole}(z)$  um  $\dot{m}_{Verd}(z)$  vermindert wird.

Gleichzeitig finden im Kondensator äquivalente Prozesse statt:

## 2) Übergang Luftströmung => Kondensatorplatte und Wärmedurchgang zur Sole

Die treibenden Potentiale im Kondensator sind die Temperaturdifferenz :

$$\Delta T_{Kond}(z) = T_{m,Kond}(z) - T_{g,Kond}(z) \quad (5.7)$$

und die Partialdichtedifferenz zwischen Luftströmung und Kondensatorplattenoberfläche:

$$\Delta \rho_{Kond}(z) = \frac{1}{R_{H_2O}} \left( \frac{p_{DP}^{Kond}(T_{DP}^m(z))}{T_{DP}^m} - \frac{p_{g,Satt}^{Kond}(T_g^{Kond}(z))}{T_g^{Kond}} \right) \quad (5.8)$$

Der somit auf die Plattenoberfläche übertragene Latentwärmestrom

$$\dot{E}_{ges}^{Kond}(z) = \dot{E}_{lat}^{Kond}(z) + \dot{Q}_{Kond}(z) \quad (5.9)$$

muss durch die Plattenwand auf die Soleströmung übertragen werden und wird verursacht durch die treibende Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{Kond}^{Platte} = \frac{\dot{E}_{ges}^{Kond}}{k_{ges}^{Kond}} \quad (5.10)$$

Der Gesamtwärmestrom verursacht eine Erhöhung der Kondensatortemperatur nach Durchströmen des Höhenelementes  $\Delta z$  um

$$\Delta T_{Sole}^{Kond}(z) = \frac{\dot{E}_{lat}^{Kond}(z) + \dot{Q}_{Kond}(z)}{c_{p,Sole} \cdot \dot{m}_{Sole}(z)} \quad (5.11)$$

Abbildung 20 illustriert den Gesamtweg des Wärme- und Stoffüberganges von der Luftströmung im Kondensator mit der mittleren Temperatur  $T_m$  zur Kondensatorplatte und von dort den Wärmeübergang von der Plattenoberfläche auf die Soleströmung.

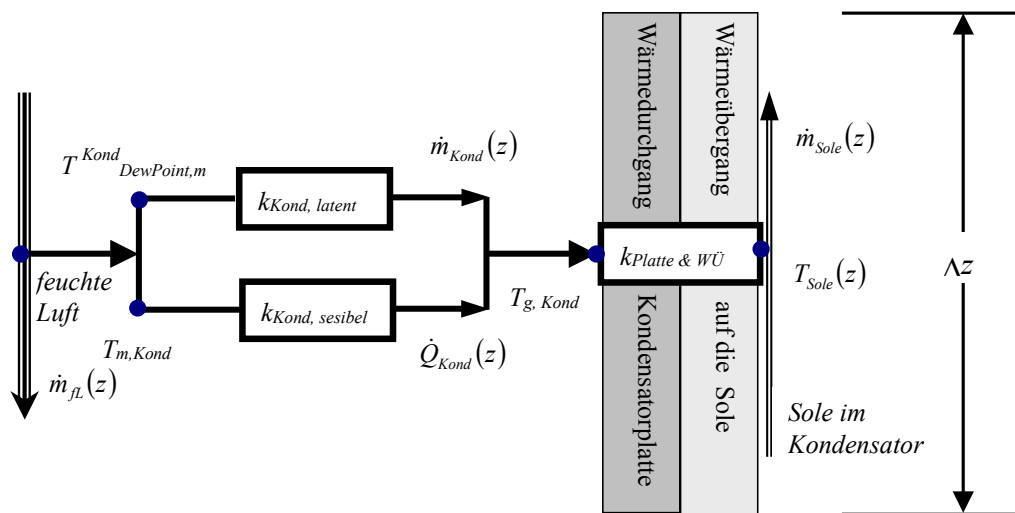


Abbildung 20: Stoff und Wärmeübergang von der feuchten Luft auf die Kondensatorplattenoberfläche und von dort als Wärmedurchgang durch die Platte auf die im Gegenstrom aufsteigende Sole

Der kondensierende Massenstrom  $\dot{m}_{Kond}(z)$  trägt zu einer Vermehrung des von oben gerechnet bis zur Höhe  $z$  kondensierten Destillatmassenstromes  $\dot{m}_{Dest}(z)$  bei, der abfließt und für die Energiebilanz vernachlässigt wird.

### 5.1.1 Randbedingung: Massenstromverhältnis feuchte Luft und Sole

Als Randbedingung ist es dabei notwendig, das Massenstromverhältnis von feuchter Luft und Sole anzugeben, da die eigentliche Konvektionsströmung im Modell *nicht* als Ausgleichsströmung zwischen Potentialdifferenzen behandelt wird. Es wurde vielmehr entsprechend den Überlegungen aus Abschnitt 4.3 angenommen, dass sich in der kon-

tinuierlichen Anlagenkonfiguration entsprechend der Minimierung der treibenden Potentiale im stationären Zustand ein Massenstromverhältnis einstellt, für das die virtuellen<sup>1</sup> Wärmekapazitätsströme

$$K_{Sole}(z) = \dot{m}_{Sole}(z) \cdot c_{p,Sole}(z) \quad (5.12)$$

und

$$K_{fl}(z) = \frac{dh_{fl}}{dT} \dot{m}_{fl}(z), \quad h_{fl} \text{ aus Gleichung (6.1)} \quad (5.13)$$

gleich groß sind, so dass also das Massenstromverhältnis  $MV$  auf der Höhe  $z$

$$MV \equiv \frac{\dot{m}_{fl}(z)}{\dot{m}_{Sole}(z)} = \frac{c_{p,Sole}}{\frac{dh_{fl}}{dT}} \quad (5.14)$$

beträgt. Die Berechtigung für diese Vorgehensweise kann aus der Übereinstimmung der als experimentelles Ergebnis erhaltenen Temperatur-Höhenprofile mit den Simulationsergebnissen unter Annahme gleicher Wärmekapazitätsströme abgeleitet werden (vergleiche dazu Abschnitt 7.2).

### 5.1.2 Randbedingung: Massenerhaltung und Energieerhaltung

Zur iterativen Lösung des Gleichungssystems in Schichten  $\Delta z$  von oben nach unten müssen einige Randbedingungen vorgegeben werden. Global betrachtet muss - bei Vernachlässigung von Kondensationsverlusten an den Wänden und von Leckagen des Wasserdampfs durch das Gehäuse - der auf der einen Seite verdunstende Massenstrom auf der gegenüberliegenden Seite kondensieren.

Durch Messung zahlreicher Temperaturprofile in Verdunster und Kondensator konnte gezeigt werden, dass die Wärmeübertragung symmetrisch erfolgt, d.h. die Massen- und Energieerhaltung ist nicht nur integral über die Austauschflächen erfüllt ist, sondern auch lokal in jedem Höhenelement  $\Delta z$ . Damit ist unter Vernachlässigung der leicht geänderten Verdampfungsenthalpie bei der gegenüber dem Verdunster etwas niedrigeren Übergangstemperatur im Kondensator auch die Annahme auf gleicher Höhe gleich großer Massenströme erfüllt.

<sup>1</sup> virtuell bedeutet Wärmekapazität unter Berücksichtigung latenter und fühlbarer Anteile. Wird oft auch als effektiver oder Pseudo-Wärmekapazitätsstrom bezeichnet

## 5.2 Gesamtwärmeübergang

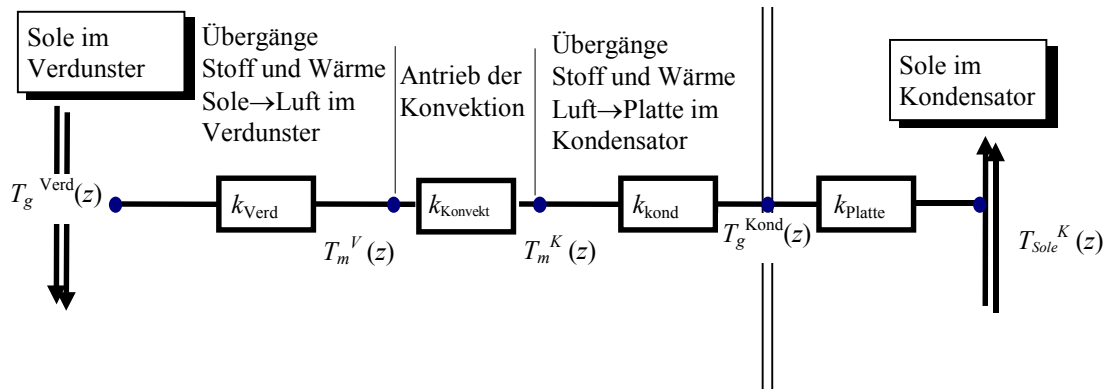


Abbildung 21: Einzelschritte des Gesamtwärmeüberganges vom Verdunster zur Sole im Kondensator: Zusammenfassung in einem Gesamtwärmeübergangskoeffizient  $k_{ges}(z)$

Die Zusammenfassung aller Übergangskoeffizienten zum Gesamttransportkoeffizient  $k_{ges}(T)$  ist in Abbildung 21 dargestellt und erfolgt durch eine Serienschaltung der betrachteten Einzelwiderstände im Zuge des Wärme- und Stofftransportes von der Verdunstertuchoberfläche bis zum kühlenden Meerwasser (Sole) im Kondensator. Somit ergibt sich ein temperaturabhängiger Übertragungswiderstand für den Enthalpiestrom von

$$\frac{1}{k_{ges}(T_m)} = \frac{1}{k_{Verd}(T_m)} + \frac{1}{k_{Konvektion}} + \frac{1}{k_{Kond}(T_m)} + \frac{1}{k_{Film}} + \frac{1}{k_{kond}^{gesamt}} \quad (5.15)$$

In der Abbildung sind Film- und Kondensatorplattenwiderstand zum Gesamtwiderstand  $1/k_{Platte}$  zusammengefasst.

Wie in den vorhergehenden Kapiteln dargestellt, lassen sich die Beiträge  $1/k_{Konvektion}$  und  $1/k_{Film}$  gegenüber den andern Beiträgen vernachlässigen.

## 6 Detaillierte Verfahrensbeschreibung

Feuchtluft-Destillationsanlagen liegt das Prinzip der Be- und Entfeuchtung von Luft in benachbarten Verdunstungs- und Kondensationsbaugruppen zu Grunde. Bei der im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Anlage erfolgt der Transport der feuchten Luft zwischen den Baueinheiten durch freie Konvektion bei Umgebungsdruck im Gegenstrom zur Sole<sup>1</sup>. Die freie Konvektion entsteht innerhalb eines wärmeisolierten und den Stoffaustausch mit der Umgebung unterbindenden Gehäuses.

Wie in Abschnitt 2.1 auf Seite 24 (vgl. Abbildung 14) bereits kurz erläutert, wird die von der Konvektionsströmung aus dem Kondensator herangeführte trockene Luft in der Verdunstungseinheit aus frei hängenden Tüchern, über welche die heiße Sole verteilt wird, mit Wasserdampf angereichert und erwärmt. Diese heiße, mit Wasserdampf beladene, im Idealfall gesättigte Luft strömt auf die Kondensationsseite. Hier befindet sich ein von der kälteren Sole von unten nach oben durchströmter Wärmetauscher, der unterschiedlich ausgeführt sein kann. So verwendete man in den ersten Anlagen PP-Wellrohre in unterschiedlichen Anordnungen, Rippenplattenstrukturen und zuletzt Stegdoppelplatten aus Polypropylen (PP).

Am gekühlten, von Meerwasser durchströmten Kondensator schlägt sich der Wasserdampf aus der feuchten Luft nieder. Dieses Kondensat rinnt an den Kondensatorplatten herab und wird als Produkt aus der Anlage geführt. Die Luft kühlt sich dabei an den Platten ab und kehrt anschließend wieder zum Verdunster zurück. Das den Kondensator kühlende Meerwasser nimmt die Kondensationswärme auf und wird, auf diese Weise vorgewärmt, einer Prozesswärmequelle außerhalb der Anlage zugeführt. Dort wird die Sole auf Verdunstereinlauftemperatur nacherhitzt.

Der auf den Verdunstertüchern ablaufende Solestrom wird durch teilweise Verdunstung um etwa 5 bis 7 % reduziert. Seine Temperatur verringert sich dabei um einen der Verdunstungsenthalpie entsprechenden Wert, so dass er am Ausgang des Verdunsters nur einige Grad Kelvin wärmer ist als die dem Kondensator zugeführte frische Sole. Die ablaufende, leicht mit den gelösten Stoffen angereicherte Sole kann entweder nach Abkühlung auf Kondensator-Einlauftemperatur, dem zulaufenden Meerwasser zugemischt werden (Kreislaufprinzip), oder dem Reservoir (z.B. Meer) wieder zugeführt werden. Welches Konzept man verfolgt, hängt vom speziellen Einsatzfall ab. Ist das Reservoir, dem man die Sole entnimmt weit entfernt, und dadurch die Pumpleistung gegenüber der Prozesswärme nicht zu vernachlässigen oder steht nur eine geringe Menge aufzubereitenden Rohwassers zur Verfügung (z.B. Brackwasserbrunnen), wird man sicher den Kreislaufbetrieb wählen. Dieser hat auch verfahrenstechnisch einen Vorteil, da

---

<sup>1</sup> In der untersuchten Anlage ist man prinzipiell in der Lage, Destillation mit den unterschiedlichsten Stoffen und Lösungen durchzuführen. Es soll ab sofort von dem Einsatzfall Meerwasserentsalzung ausgegangen werden. Daher wird der Begriff 'Sole' für die Lösung, aus der das Destillat zu gewinnen ist, verwendet.

man das sogenannte „untere Temperaturniveau“ des dem Kondensator zugeführten Meerwassers unabhängig von der Reservoirtemperatur wählen kann. Diese Maßnahme ermöglicht bei gleichem Prozesswärmebedarf eine wesentlich höhere Destillatausbeute. Im Kreislaufbetrieb muss dafür gesorgt werden, dass die Sole nicht bis zur Sättigungskonzentration angereichert wird. Dazu ist eine minimale Zufuhr an frischer Sole sicherzustellen.

Im Folgenden wird zunächst die Darstellung stationärer Betriebszustände im Enthalpie-Temperaturdiagramm diskutiert (Abschnitt 6.1). Damit wird die theoretische Beschreibung der Funktionsweise geleistet und vorteilhafte Verbesserungen des Verfahrens innerhalb dieser Arbeit erläutert.

## 6.1 Be- und Entfeuchtungsprozess bei Umgebungsdruck

### 6.1.1 Beschreibung stationärer Betriebszustände

Die Beschreibung der einzelnen Enthalpieflüsse im Inneren der Anlage wurde ausführlich in Abschnitt 3.2 dargestellt. Sie sind bedingt durch konvektiven Transport in den Strömungen der feuchten Luft, der Sole und des Destillats, durch Wärmeübergang bzw. Latentwärmeübergang an den Austauschflächen von Kondensator bzw. Verdunster und durch Wärmeleitung durch die Kondensatorplatten an die Sole. Um die Relation der Enthalpieströme zueinander und ihre Wechselwirkung miteinander zu erfassen und um die theoretischen Grenzen der möglichen Enthalpieflüsse zu erkennen, hilft eine Darstellung des thermodynamischen Gesamtsystems, die die Enthalpieflüsse in Abhängigkeit voneinander aufzeigt. Hierfür hat sich die Darstellung spezifischer Enthalpien der Soleströmungen in Verdunster und Kondensator einerseits und der Enthalpien der feuchten Luft andererseits als sinnvoll erwiesen.

### 6.1.2 Die Gleichgewichtslinie (Linie der Sättigungsenthalpie) feuchter Luft

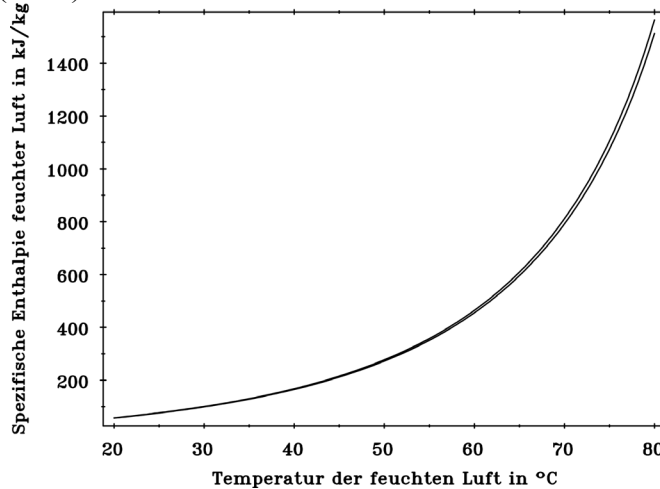
Die feuchte Luft transportiert das aus der Sole verdunstete Destillat als Wasserdampf auf die Kondensationsseite. Gleichzeitig stellt die strömende feuchte Luft mit dem Massenstrom der trockenen Komponente  $\dot{m}_L$  einen Enthalpiestrom  $\dot{H}_{fL} = \dot{m}_L h_{fL}$  dar, in dem die Latentwärme des Wasserdampfes und die sensible Wärme feuchter Luft der Celsius-Temperatur  $T$  enthalten sind, wobei

$$h_{fL} = c_{pL}T + x(c_{pD}T + r_0) \quad (6.1)$$

ist. Dabei sei  $x$  ohne besondere Indizierung ab sofort immer die Sättigungswasserdampfbeladung gemäß (3.10) bzw. (3.11),  $r_0$  ist die Verdampfungsenthalpie bei 0 °C.

In Graphik 6 erkennt man die starke Temperaturabhängigkeit der spezifischen Enthalpie bedingt durch die überexponentiell steigende Wasserdampfbeladung  $x$  gesättigter Feucht-

luft nach ( 3.11) mit dem Wasserdampfpartialdruck  $p_{Satt}$  nach ( 3.15) bzw. für Meerwasser nach ( 3.17).

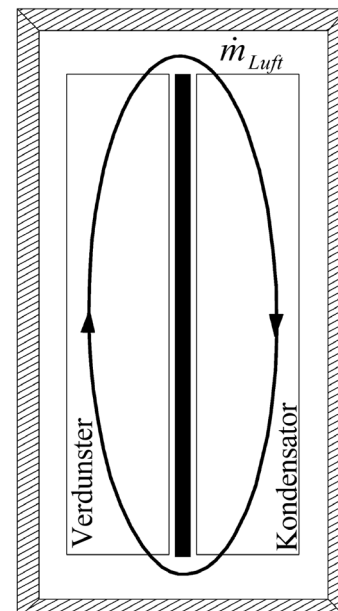


Graphik 6: spezifische Energie / Temperaturdiagramm feuchter Luft über reinem Wasser (obere Kurve) und über Standardmeerwasser (untere Kurve, Dampfdruckerniedrigung bedingt Beladungsverringerung). Einheit ist Leistung pro Massenstrom **trockener** Luft entsprechend Enthalpie pro Masseneinheit **trockener** Luft

Diese sogenannte Gleichgewichtslinie beschreibt den mit dem Massenstrom gesättigter Luft verknüpften Strom latenter Wärme und sensibler Wärme, normiert auf Null für  $T = 0\text{ °C}$ .

### 6.1.3 Einstufige Konfiguration

In einer Feuchtluftdestillationsanlage mit nur einer Stufe werden Verdunstungs- und Kondensationseinheit räumlich getrennt und die Kolonnen lediglich oben und unten durch Strömungskanäle für die feuchte Luft verbunden. Damit stehen zwar Luftsäulen unterschiedlicher Temperatur, Wasserdampfbeladung und Dichte über die gesamte Kolonnenhöhe zum Antrieb der natürlichen Konvektionswalze zur Verfügung, der Wärme- und Stoffübertrag ist aber aufgrund lokal unterschiedlicher *Temperaturgradienten* (und bei Sättigung damit auch *Konzentrationsgradienten*) zwischen Feuchtluft und Austauschflächen nicht über die Gesamthöhe optimiert. Optimiert bedeutet hierbei möglichst gleichmäßige Verteilung der Transportvorgänge über die Austauschflächen bezüglich der Höhe. Dieser Sachverhalt soll im Folgenden mit Hilfe von Graphik 7 (S. 66) erläutert werden.





Wesentliche Randbedingung in diesem Fall ist die Massenstromerhaltung der Komponente *trockene Luft* in der Konvektionswalze, da über die Gesamthöhe von Verdunster bzw. Kondensator keine Luft abzweigen kann. Tauschen die Massenströme feuchter Luft einerseits und Sole in Kondensator bzw. Verdunster andererseits latente und sensible Wärme aus, treffen unterschiedliche Enthalpie-Temperatur Charakteristiken aufeinander, wie man in Graphik 7 sieht.

Wenn man annimmt, dass der Verdunster über die gesamte Bauhöhe gleichmäßig durchströmt wird und der Kondensator seinen von kalter Sole durchströmten Querschnitt über die Höhe nicht ändert, ist das Massenstromverhältnis  $MV = \dot{m}_L / \dot{m}_S$  über die gesamte Bauhöhe näherungsweise<sup>1</sup> konstant.

In das  $h$ - $T$ -Diagramm der feuchten Luft (Graphik 6) werden die Linien für die Enthalpien der Sole in Verdunster und Kondensator eingefügt, indem man die Enthalpien der im Gegenstrom zur Feuchtluft fließenden Soleströmungen ebenfalls<sup>2</sup> auf die Masseneinheit der trockenen Luft bezieht. Eingezeichnet sind also die „spezifischen“ Enthalpien derjenigen Massenströme an Sole, mit der die Menge feuchter Luft, in der ein kg trockener Luft enthalten ist, wechselwirken kann. Werden in der Anlage nach Erreichen eines stationären Zustandes z.B. 25 kg/h trockener Luft in der freien Konvektionsströmung umgewälzt, wobei der Solemassenstrom auf 150 kg/h eingestellt wurde, so beträgt das Massenstromverhältnis  $MV$  näherungsweise (exakt nur am Verdunstereingang)

$$MV \equiv \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{Sole,oben}} = \frac{1}{6}$$

Im  $h$ - $T$ -Diagramm eingezeichnet wird also in diesem Fall die „spezifische“ Enthalpie der Sole bezogen auf die „Masseneinheit“ 6 kg Sole. Auf diese Weise wird erreicht, dass sich untereinander entsprechende spezifische Enthalpieströme mit gleicher  $h$ -Skalierung im  $h$ - $T$ -Diagramm eingezeichnet werden.

### Analytische Behandlung

Die analytische Behandlung des zweifachen Wärme- und Stoffübertrages Verdunster → feuchte Luft → Kondensator ist bei der einstufigen Anlage nur näherungsweise möglich und sei im Folgenden dargestellt.

Zunächst ist zu beachten, dass der Solemassenstrom  $\dot{m}_S$  im Verdunster von oben nach unten aufgrund der Verdunstung abnimmt. Entsprechend ist es sinnvoll, auf der Kondensatorseite den in den Kanälen der Stegdoppelplatten aufsteigenden Solemassenstrom und den außen an den Kondensatorplatten ablaufenden, nach unten hin zunehmenden Destillatstrom zu einem gemeinsamen Massenstrom zusammenzufassen:

$$\dot{m}_S(z) \equiv \dot{m}_S^{Kond} + \dot{m}_{Dest}(z) \quad (6.2)$$

<sup>1</sup> Bis auf Effekte zweiter Ordnung, siehe weiter unten

<sup>2</sup> Die spezifische Enthalpie der feuchten Luft bezieht sich definitionsgemäß auf ein kg trockener Luft in der feuchten Luft

Dabei hat  $\dot{m}_{\text{Dest}}(z)$  wegen der  $\dot{m}_S^{\text{Kond}}$  entgegengesetzten Strömungsrichtung ein negatives Vorzeichen, so dass der so definierte Massenstrom der Sole auch im Kondensator von unten nach oben zu nimmt.

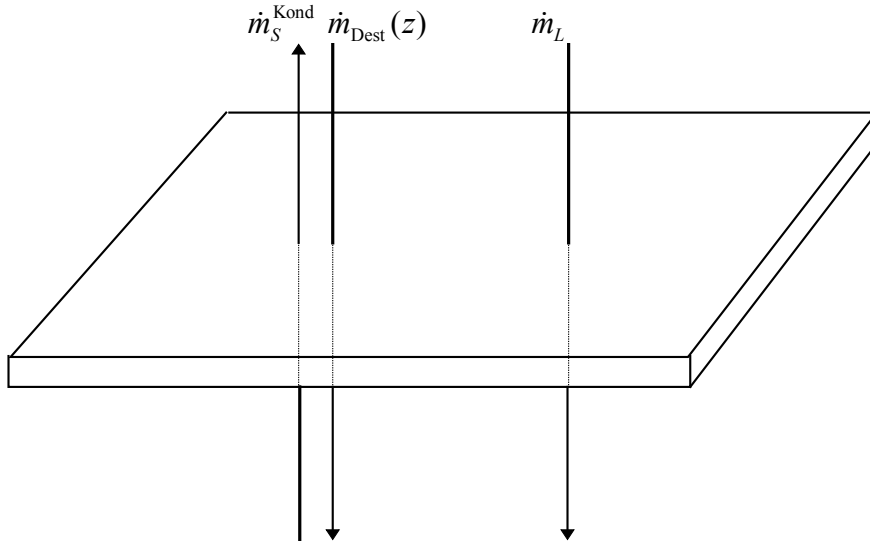


Abbildung 22: Definition der Massenströme im Kondensator. Kontrollvolumen der Höhe  $dz$ .

Betrachtet man die Energiebilanz für den Gegenstromprozess im Kondensator, so braucht man eine mit der Massenstromdefinition verträgliche Definition für den Enthalpiestrom:

$$\dot{H}_S(z) \equiv \dot{H}_S^{\text{kond}} + \dot{H}_{\text{dest}}(z) \quad (6.3)$$

Verwendet man für die Temperatur der Sole im Kondensator  $T_S(z)$  die zu letzterem konsistente Definition

$$T_S \equiv \frac{c_{p,S}^{\text{kond}} \dot{m}_S^{\text{kond}} T_S^{\text{kond}} + c_{p,\text{dest}} \dot{m}_{\text{dest}} T_{\text{dest}}}{c_{p,S} \dot{m}_S} \quad (6.4)$$

und für die spezifische Wärmekapazität der Sole

$$c_{p,S} \equiv \frac{c_{p,S}^{\text{kond}} \dot{m}_S^{\text{kond}} + c_{p,\text{dest}} \dot{m}_{\text{dest}}}{\dot{m}_S}, \quad (6.5)$$

so bekommen die Energiebilanzen für Kondensator und Verdunster eine analoge Form. Die anschließende Herleitung gilt für beide Seiten Verdunster wie Kondensator. Die spezifischen Enthalpien der Sole und der feuchten Luft sind implizit definiert durch die Beziehungen

$$\begin{aligned}\dot{H}_{fL} &= h_{fL} \cdot \dot{m}_L \\ \dot{H}_S &= h_S \cdot \dot{m}_S\end{aligned}\quad (6.6)$$

wobei der Zusammenhang zwischen Soletemperatur und  $h_S$  definiert ist über die Gleichung

$$dh_S = c_{p,S} dT_S \quad (6.7)$$

Hier ist die Annahme zu machen, dass über die gesamte Höhe von Verdunster und Kondensator die Wärmeverluste durch die Außenwände vernachlässigbar klein gegenüber der Wärme- und Stoffübertragung zwischen den Tauscherflächen und der feuchten Luft sind. Das ist aufgrund der Tatsache, dass die größten Temperaturdifferenzen zwischen Innerem und Äußerem der Anlage unter dem Dach der Anlage auftreten, und die gesamten Wärmeverluste außerdem für Betriebszustände mit Sole-Massenströmen von mehr als 100 l/h deutlich über dem Wärme- und Stoffumsatz der Anlage liegen, in guter Näherung erfüllt. Dann folgt aufgrund der Energieerhaltung für jedes Kontrollvolumen (vgl. Graphik 13), dass die von der Sole aufgenommene/abgegebene Enthalpie gleich der von der feuchten Luft abgegebenen/aufgenommenen Enthalpie ist,

$$d\dot{H}_{fL} = d\dot{H}_S \quad (6.8)$$

Da aufgrund der Massenerhaltung des Inertgases Luft  $d\dot{m}_L = 0$  ist, folgt mit den Gleichungen (6.6) :

$$\dot{m}_L dh_{fL} = \dot{m}_S dh_S + h_S d\dot{m}_S \quad (6.9)$$

Vernachlässigt man in erster Näherung die Veränderung des Massenstroms der Sole aufgrund von Verdunstung bzw. Kondensation, so ist der zweite Summand auf der rechten Seite von Gleichung (6.9) gleich Null und man erhält als Gleichung der Betriebsgeraden unter Verwendung von (6.7)

$$dh_{fL} \approx \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_L} dh_S = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_L} c_{p,S} dT_S = \frac{1}{\dot{m}_L} d\dot{H}_S \quad (6.10)$$

$h_{fL}(T_S)$  ist die Gleichung der Geraden, welche die „spezifische“ Enthalpie der Sole (jetzt bezogen auf die *Masse der trockenen Komponente der feuchten Luft im Gegenstrom*) wiedergibt. Um eine suggestivere Schreibweise für diese Enthalpie der Sole zu haben und um eine Verwechslung mit der Gleichgewichtslinie zu vermeiden, wird für die Betriebslinien eine andere Notation verwendet:

$$h_{fL}^{\text{Sole}}(T_S) \equiv h_{fL}(T_S) \text{ für Betriebslinien.} \quad (6.11)$$

In zweiter Näherung *wird* die Änderung des Solemassenstromes mit der Höhe berücksichtigt, die erste Näherung geht in höherer Ordnung darin ein. Sei  $\dot{m}_{wD}$  der Massenstrom der Wasserdampfkomponente der feuchten Luft. Dann gilt mit  $x = \dot{m}_{wD} / \dot{m}_L$  wegen Massenerhaltung für jedes infinitesimale Kontrollvolumen

$$d\dot{m}_S = d\dot{m}_{wD} = dx \cdot \dot{m}_L \quad (6.12)$$

und mit der Definition der spezifischen Enthalpie feuchter Luft ( 6.1)

$$dx = \frac{1}{r_0 + c_{pD}T_L} (dh_{fL} - c_{pL}dT_L) \quad (6.13)$$

Für die Differentiale werden die Näherungen

$$\begin{aligned} dh_{fL} &\approx \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_L} c_{pS} dT_S \text{ und} \\ dT_L &\approx dT_S \end{aligned} \quad (6.14)$$

verwendet. Die erste Beziehung entspricht der ersten Näherung, die zweite wird nur im Mittel über die gesamte Anlagenhöhe gut erfüllt, falls die Temperaturdifferenzen zwischen Luft und Sole oben und unten etwa gleich groß sind. Dann bekommt  $dx$  die Form

$$dx \approx \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_L} c_{pS} dT_S \left( \frac{1 - \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_S} \frac{c_{pL}}{c_{pS}} - \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_S} \frac{c_{pD}}{c_{pS}} (h_{fL} - c_{pL}T_L)}{\underbrace{(r_0 + c_{pD}T_L)}_{\equiv \frac{1}{r_m}} \underbrace{(r_0 + c_{pD}T_L)^2}_{\ll \frac{1}{r_m}}} \right) \quad (6.15)$$

Da  $r_m$  nur in höherer Ordnung in die zweite Näherung von  $h_{fL}(T_S)$  eingeht, darf man  $r_m$  als eine Konstante, die nur mit den unterschiedlichen Betriebszuständen variiert, einführen. Sie ergibt sich, wenn man für  $T_L$  eine Lufttemperatur in der Mitte des Temperaturprofils einsetzt und für das Massenstromverhältnis  $\dot{m}_L / \dot{m}_S$  das bekannte Massenstromverhältnis am oberen Ende der Anlage  $MV = \dot{m}_L / \dot{m}_{S,\text{oben}}$  verwendet.

Setzt man die Gleichung ( 6.15) in ( 6.12) ein , so erhält man für die differentielle Massenstromänderung mit der Temperaturänderung  $dT_S$  näherungsweise

$$d\dot{m}_S \approx \dot{m}_S c_{pS} \frac{1}{r_m} dT_S \quad (6.16)$$

oder nach Integration mit dem Bezugspunkt oben an Verdunster bzw. Kondensator

$$\dot{m}_S = \dot{m}_{S,\text{oben}} \cdot \exp\left(-\frac{c_{pS}}{r_m}(T_{S,\text{oben}} - T_S)\right) \quad (6.17)$$

Durch Übernahme der Gleichungen ( 6.17) und ( 6.16) in ( 6.9) erhält man schließlich

$$dh_{fL} = \frac{c_{pS}}{MV} \exp\left\{-\frac{c_{pS}}{r_m}(T_{S,\text{oben}} - T_S)\right\} \cdot \left(1 + \frac{c_{pS}}{r_m} T_S\right) dT_S \quad (6.18)$$

oder nach Integration zum Bezugspunkt oben in der Anlage unter Berücksichtigung von Gleichung ( 6.14):

$$h_{fL}^{\text{Sole}}(T_S) = h_{fL,\text{oben}}^{\text{Sole}} - \frac{c_{pS}}{MV} \left( T_{S,\text{oben}} - T_S \exp\left\{-\frac{c_{pS}}{r_m}(T_{S,\text{oben}} - T_S)\right\} \right) \quad (6.19)$$

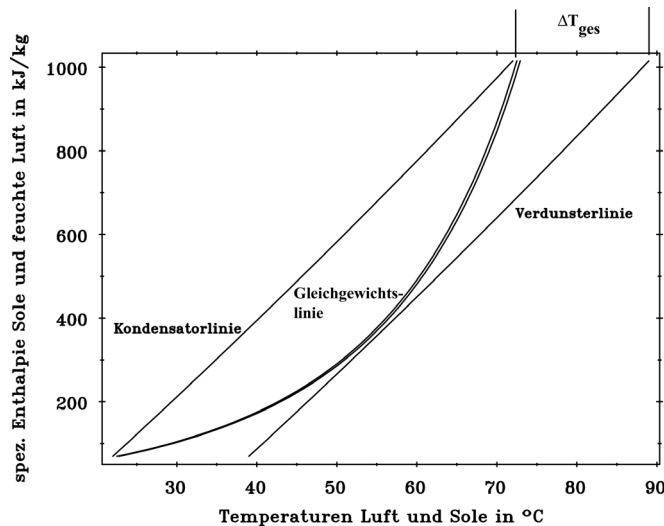
Das ist die zweite Näherung für die Betriebslinien, die im Gegensatz zur ersten die Änderung der Solemassenströme mit der Höhe in Verdunster und Kondensator berücksichtigt. Im Gegensatz zur ersten Näherung sind sie leicht nach unten „durchgebogen“. Sie stellen die „spezifische“ Enthalpie der gesamten Soleströmung dar, die jetzt nach unten<sup>3</sup> hin abnimmt. („spezifisch“ bezogen auf die als konstant angenommenen Strömung der trockenen Komponente der Luft).

### Darstellung im $h$ - $T$ -Diagramm

Um die Verdunster- und die Kondensator-Betriebslinie sowie ihre beiden Gleichgewichtslinien in einem *gemeinsamen* Diagramm darzustellen, muss man sich auf sinnvolle Enthalpienullpunkte einigen, da für die Betriebslinien nach ( 6.19) die Integrationskonstante  $h_{fL,\text{oben}}^{\text{Sole}}$  noch offen ist. Da die Wärme- und Stoffübertragung zwischen Verdunster, Luft und Kondensator durch das Diagramm erklärt werden soll, setzt man unter der Annahme, dass auf dem Weg vom Verdunster zum Kondensator keine Wärmeverluste durch die Anlagenwände auftreten, die Enthalpien oben für alle Betriebs- und Gleichgewichtslinien gleich groß, z.B. gleich der durch ( 6.1) festgelegten Enthalpie der feuchten Luft oben.

$$h_{fL}^{\text{Sole}}(T_{S,\text{Verd. oben}}) \equiv h_{fL}^{\text{Sole}}(T_{S,\text{Kond. oben}}) \equiv h_{fL}(T_{L,\text{oben}}).$$

<sup>3</sup> Zu niedrigerer Höhe in der Anlage und damit auch zu niedrigeren Temperaturen



Graphik 7:  $h$ - $T$ -Diagramm mit eingezeichneten Betriebslinien für Kondensator und Verdunster zur Verdeutlichung der Relation zwischen den Enthalpien und Temperaturen. Alle Enthalpien, also auch die der Volumenströme der Sole in Verdunster und Kondensator, sind bezogen auf den Massenstrom *trockener* Luft.

So entsteht das  $h$ - $T$ -Diagramm, wie es in Graphik 7 exemplarisch dargestellt ist. Alle Informationen über den Betriebszustand der Anlage sind enthalten.

Die *Kondensatorlinie* zeigt die „spezifische“ Enthalpie der Sole (bezogen auf die Masse der strömenden, trockenen Komponente der Luft) in Abhängigkeit von ihrer Temperatur. Die dazu gehörige Gleichgewichtslinie (Linie der Sättigungsenthalpie) der feuchten Luft gibt die spezifische Enthalpie der feuchten Luft in Abhängigkeit von ihrer Temperatur wieder. Kondensatorlinie und Gleichgewichtslinie beginnen und enden definitionsgemäß bei jeweils gleichen Enthalpiewerten, da im stationären Fall und bei Vernachlässigung von Wärmeverlusten der Enthalpiezunahme der Sole eine Enthalpieabnahme der feuchten Luft entspricht<sup>4</sup>, und zwar sowohl über das Gesamtintervall als auch für jedes infinitesimale Höhenelement.

$$h_{fL}(T_{L, \text{oben}}) - h_{fL}(T_{L, \text{unten}}) = h_{fL}^{\text{Sole}}(T_{S, \text{oben}}) - h_{fL}^{\text{Sole}}(T_{S, \text{unten}}) \quad (6.20)$$

Der Wärme- und Stoffübergang kann wegen des zweiten Hauptsatzes nur von höheren zu niedrigeren Temperaturen erfolgen, daher muss die Kondensatorlinie im  $h$ - $T$ -Diagramm bei stationären Zuständen stets links von der Gleichgewichtslinie liegen, ein Schneiden ist nicht zulässig. Interessant und wesentlich ist es im Hinblick auf eine hier mögliche Optimierung zu bemerken, dass die unterschiedliche Steigung der Enthalpiekurven von Sole (linear) und feuchter Luft (exponentiell) auf verschiedenen Temperaturniveaus (Höhen) in der Anlage auch bei *nicht* vorhandenen Wärmeübergangswiderständen in einstufigen Anlagen mit kanalisierter Luftführung eine *Temperaturdifferenz* zwischen Sole und Luft *unvermeidbar* machen. Damit ist auch eine hohe Entropieproduktion

<sup>4</sup> über die ganze Höhe sowohl des Temperaturintervalls als auch der Anlage

verbunden. Dieser entscheidende Nachteil wird bei einer kontinuierlichen Anlage ohne Kanalisierung (wie im nächsten Abschnitt dargelegt und in den optimierten Anlagen realisiert) vermieden (Vgl. auch Abschnitt 4.3).

Die *Verdunsterlinie* gibt die „spezifische“ Enthalpie der Sole im Verdunster in Abhängigkeit von ihrer Temperatur wieder. Sie steht in Wechselwirkung mit der Gleichgewichtslinie (Linie der Sättigungsenthalpie) der Sole, die sich von ihr wegkrümmt. Auf diese Weise wird eine Temperaturdifferenz oben und unten in der Anlage erzwungen. Da die Wärme- und Stoffübertragung auf jedem Temperatur- bzw. Enthalpieniveau von der Sole auf die feuchte Luft von höherer zu niedrigerer Temperatur erfolgen muss, liegt die Verdunsterlinie stets rechts von der Gleichgewichtslinie und kann diese auch im Scheitelpunkt nicht schneiden. Verdunsterlinie und Gleichgewichtslinie beginnen und enden wegen der Energieerhaltung bei Vernachlässigung von Wärmeverlusten aus der Anlage auf denselben Enthalpieniveaus (vgl. Kondensatorlinie).

Die den Enden der Betriebslinien zugeordneten Temperaturen entsprechen den Ein- und Austrittstemperaturen der Sole in Verdunster bzw. Kondensator.

#### 6.1.4 Mehrstufige Konfiguration

Im letzten Abschnitt wurde gezeigt, dass die Anlagenkonfiguration mit Trennwand zwischen Verdunster und Kondensator und damit vorgegebenem Strömungskanal für die Luft zur Erzielung hoher Wärmerückgewinnungsgrade ungünstig ist. Der Grund dafür ist, dass der Volumenstrom der feuchten Luft in  $z$ -Richtung sich über die Höhe nicht ändern kann. Aufgrund der durch unangepasste Kapazitätsraten erzwungenen Temperaturdifferenzen ist eine höhere Wärmeleistungszufuhr auf höherem Temperaturniveau in die Anlage nötig als bei optimierter Auslegung der Luftströmung erforderlich wäre. Zur Verbesserung des Wärmerückgewinnungsgrades<sup>5</sup> ist es notwendig, eine „Annäherung“ der Betriebslinien an die Gleichgewichtslinie und damit untereinander im  $h$ - $T$ -Diagramm zu ermöglichen.

Die Steigungen der Enthalpielinien  $h(T)$  im  $h$ - $T$ -Diagramm sind *spezifische* Wärmekapazitätsströme von Feuchtluft und Sole, wobei „spezifisch“ sich auf den Massenstrom trockener Luft  $\dot{m}_L$  bezieht. Um die Betriebslinien unter Beibehaltung der Temperaturspreizung zwischen Kondensator- und Verdunster*einlauf* ohne Schnittpunkt zwischen Betriebslinien und Gleichgewichtslinie näher zueinander zu bringen und dadurch die Temperatur am Kondensator*auslauf* näher an die gewünschte Verdunster*einlauf*temperatur zu bringen, ist es erforderlich, den Massenstrom der trockenen Luft in Abhängigkeit von der Temperatur so zu variieren, dass aneinander angepasste Kapazitätsraten von Feuchtluft und Sole miteinander im Austausch stehen. Dies ist gleichbedeutend damit, die Steigungen von Betriebslinien und Gleichge-

<sup>5</sup> gleichbedeutend mit einer Verringerung der Temperaturdifferenz zwischen Verdunstereingang und Kondensatorausgang bei gleichem Solestrom

wichtslinie für bestimmte Temperaturintervalle auf verschiedenen Temperaturniveaus aneinander anzugleichen.

Eine erste mögliche Änderung ist die, aus der einstufigen Anlage eine sogenannte zweistufige Anlage in dem Sinne zu machen, dass zwei getrennte Anlagenbereiche existieren, in denen jeweils angepasste, unterschiedliche Luftmassenströme  $\dot{m}_L^{(i)}$  mit einem in erster Näherung konstanten Solemassenstrom kommunizieren.

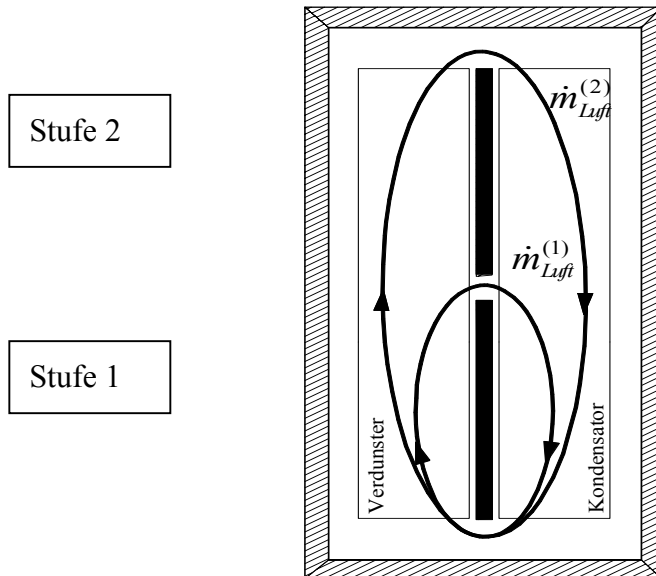


Abbildung 23: Zweistufige Anlage mit zwei parallelen Luftwalzen. Durch die unterschiedlichen Luftmassenströme oberhalb und unterhalb des zusätzlichen Spaltes in der Trennwand durch einen horizontalen Querschnitt ergibt sich eine bessere Anpassung der Wärmekapazitätsströme der feuchten Luft an den der Sole.

Durch eine Abzweigmöglichkeit eines Teils des Luftstromes an einem Spalt in der Mitte der Trennwand ergibt sich die Möglichkeit unterschiedlicher Massenströme oberhalb und unterhalb der zusätzlichen Öffnung in der Trennwand. Dadurch ist in der unteren Hälfte der Anlage der Massenstrom trockener Luft im Kondensator bzw. Verdunster größer als in der oberen Hälfte. Dies führt zu der Möglichkeit der oben diskutierten besseren Anpassung der Wärmekapazitätsströme aneinander. Gedanklich lassen sich die obere und untere Hälfte auch wie zwei getrennte Anlagen beschreiben, wobei die Luft- und Soletemperaturen am Übergang von der unteren zur oberen Anlagenhälfte einander angepasst werden müssen. Zwei eigenständige, jeweils abgeschlossene einstufige Anlagen seien so miteinander verbunden, dass der Kondensatorausgang der einen mit dem Kondensatoreingang der nächsten Stufe und der Verdunsterrücklauf der oberen mit dem Verdunstereinlauf der unteren verbunden ist. Jede Luftwalze stellt sich dann in der jeweiligen Teilanlage auf die für die Gesamtanlage jeweils optimale Strömungsgeschwindigkeit ein, die Luftwalzen sind aber voneinander getrennt.

Bezieht man sich bei der analytischen Beschreibung weiterhin auf den Massenstrom der trockenen Luft, so ergibt sich mit dem Massenstromverhältnis in der  $i$ -ten Stufe  $MV^{(i)}$  ( $i$  aus I,II,...) für die Darstellung der Betriebslinie in der  $i$ -ten Stufe nach ( 6.19)

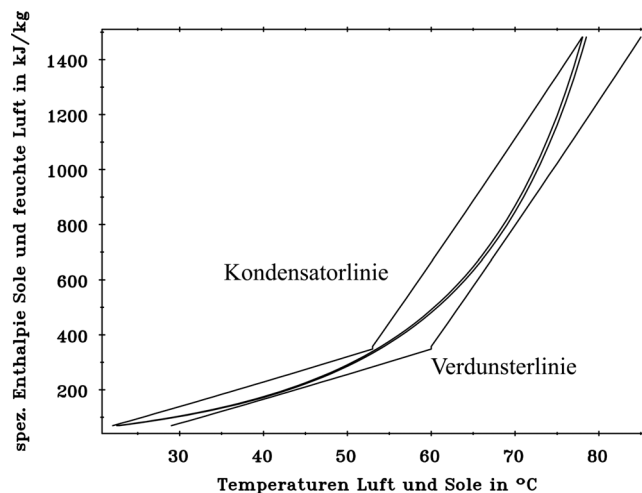


$$h_{fL}^{\text{Sole},(i)}(T_S) = h_{fL,oben}^{\text{Sole},(i)} - \frac{c_{pS}}{MV^{(i)}} \left( T_{S,oben}^{(i)} - T_S \cdot \exp \left\{ -\frac{c_{pS}}{r_m(MV^{(i)})} (T_{S,oben}^{(i)} - T_S) \right\} \right) \quad (6.21)$$

Im  $h$ - $T$ -Diagramm für alle Stufen entsteht am Übergang zwischen den Bereichen mit unterschiedlichen Luftmassenströmen ein Knick, da die Steigung der Betriebslinie in erster Näherung nach (6.10) (genau nur oben in jeder Stufe)

$$\frac{dh_{fL}^{\text{Sole}}}{dT_S} \approx \frac{c_{pS}}{MV^{(i)}} = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_L^{(i)}} c_{pS} \quad (6.22)$$

ist. Im auf die feuchte Luft bezogenen  $h$ - $T$ -Diagramm zeigt sich also die Änderung des Luftmassenstromes in einem Knick der Betriebslinie, welche die „spezifische“ Enthalpie der Sole darstellt, obwohl der Solemassenstrom in erster Näherung konstant ist.



Graphik 8:  $h$ - $T$ -Diagramm der 2-stufigen Anlage;

Die „spezifischen“ Enthalpien beziehen sich hier wie bei der einstufigen Konfiguration auf den Massenstrom des Anteils trockener Luft in der feuchten Luft. Die Betriebslinien der Sole in Verdunster und Kondensator haben auf dem Temperaturniveau der Massenstromänderung der Luft einen Knick, da der Kehrwert ihrer Steigung bei näherungsweise konstantem Solemassenstrom ein Maß für den Massenstrom trockener Luft ist. Man erkennt, dass die Betriebslinien näher zusammenrücken können als bei der einstufigen Anlage (vgl. Graphik 7), wodurch sich der Wärmerückgewinnungsfaktor erhöht (ermöglicht durch die geringere Temperaturdifferenz am oberen Ende der Betriebslinien zwischen Kondensatorauslauf und Verdunstereinlauf)

### Auf den Solemassenstrom bezogene Darstellung im $h$ - $T$ -Diagramm

Nicht nur um zu einer eleganteren Darstellung zu gelangen, sondern auch weil die sonst notwendige Information über die Stufengrenztemperaturen für die Beschreibung kontinuierlicher Anlagen im  $h$ - $T$ -Diagramm fehlt, ist es für die Behandlung mehrstufiger

bzw. kontinuierlicher Anlagen günstiger, eine Darstellungsweise zu wählen, in der sich alle miteinander zu vergleichenden „spezifischen“ Enthalpien auf den Massenstrom der Sole  $\dot{m}_s$  beziehen und nicht auf den Massenstrom trockener Luft  $\dot{m}_L$ . Dann spiegelt sich das Massenstromverhältnis in der Gleichgewichtslinie wider, und die Betriebslinien beschreiben nun wirklich die spezifische Enthalpie der Sole. Dazu definiert man die spezifische Enthalpie  $\tilde{h}$ , wobei

$$\tilde{h} \equiv MV \cdot h. \quad (6.23)$$

Ausgehend von der Betriebslinie in der Darstellung, in der man sich auf die Masse der trockenen Luft bezieht, gelangt man für die einstufige Anlage zur auf den Solemassenstrom bezogenen Darstellung

$$\tilde{h}_{fL}^{\text{Sole}}(T_S) = \tilde{h}_{fL, \text{oben}}^{\text{Sole}} - c_{pS} \left( T_{S, \text{oben}} - T_S \exp \left\{ -\frac{c_{pS}}{r_m} (T_{S, \text{oben}} - T_S) \right\} \right) \quad (6.24)$$

Da die so definierte spezifische Enthalpie der Sole sich nun nicht mehr auf den Massenstrom der trockenen Komponente der Luft bezieht, schreiben wir ab sofort für  $\tilde{h}_{fL}^{\text{Sole}}(T_S)$ :

$$h_{\text{Sole}}(T_S) \equiv \tilde{h}_{fL}^{\text{Sole}}(T_S).$$

Für die Gleichgewichtslinie (=Linie der Sättigungsenthalpie) der feuchten Luft bekommt man statt Gleichung (6.1)

$$h_{fL}(T) = c_{pL}T + x(c_{pD}T + r_0),$$

nun für jede Stufe die Form

$$\tilde{h}_{fL}^{(i)}(T_L) = \tilde{h}_{fL}^{(i)}(T_{L, \text{oben}}^{(i)}) - MV^{(i)} \left( h_{fL}(T_{L, \text{oben}}^{(i)}) - h_{fL}(T_L) \right), \quad (6.25)$$

wobei zu beachten ist, dass diese Funktion nur noch stückweise zwischen den Temperaturniveaus an den Stellen mit abzweigendem Massenstrom definiert ist. Für die oberste Stufe ist definitionsgemäß  $\tilde{h}_{fL}^{(i)}(T_{L, \text{oben}}^{(i)})$  gleich der spezifischen Enthalpie der Sole  $h_{\text{Sole}}(T_S^{\text{oben}})$  oben in der Anlage, für die tieferen Stufen gelten rekursiv die Bedingungen

$$T_{L, \text{oben}}^{(i)} = T_{L, \text{unten}}^{(i+1)} \quad (6.26)$$

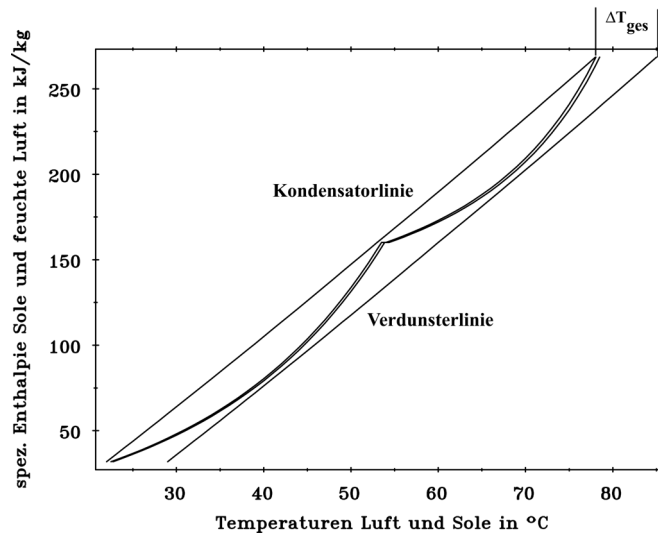
und

$$\tilde{h}_{fL}^{(i)}(T_{L, \text{oben}}^{(i)}) = \tilde{h}_{fL}^{(i+1)}(T_{L, \text{unten}}^{(i+1)}). \quad (6.27)$$

Das  $\tilde{h}$ - $T$ -Diagramm für feuchte Luft- und Soleströme der *einstufigen* Anlage ist in dieser Darstellungsweise nahezu identisch mit der mit auf den Luftmassenstrom bezogener spe-

zifischer Enthalpie, lediglich die Skala der Enthalpieachse ändert sich um den Faktor  $1/MV$ .

In der graphischen Darstellung der *zweistufigen* Anlage erscheinen mit in erster Näherung konstantem Solemassenstrom die Betriebslinien als durchgehende Geraden; nun knickt die Gleichgewichtslinie (Sättigungsenthalpielinie) der feuchten Luft wegen des sich ändernden Massenstromes feuchter Luft auf Höhe des Spaltes ein.



Graphik 9:  $\tilde{h}$ - $T$ -Diagramm der zweistufigen Anlage.

Da sich die Enthalpien nunmehr auf den Solemassenstrom beziehen, sind die Betriebslinien in erster Näherung Geraden mit der Steigung  $c_{pS}$ . Der Luftmassenstrom ändert sich auf einem bestimmten Temperaturniveau, daher macht an dieser Stelle die spezifische Gleichgewichtslinie der feuchten Luft, die sich nun auf den Solemassenstrom bezieht, einen Knick. Auch in dieser Darstellungsart erkennt man, dass mehrstufige Anlagen ein näheres Zusammenrücken der Betriebslinien ermöglichen als einstufige.

### Massenstromverhältnis in der $i$ -ten Stufe

Das ideale Massenstromverhältnis in der  $i$ -ten Stufe, welches dazu führt, dass mit der insgesamt über die ganze Höhe der  $i$ -ten Stufe pro Zeiteinheit zwischen feuchter Luft und Sole ausgetauschten Enthalpie sich die Temperatur des Solestroms von  $T_S$  auf  $T_S + \Delta T$  und die der Luft von  $T_L$  auf  $T_L - \Delta T$  ändert, ist gegeben durch die Beziehung

$$\frac{h_{\text{Sole}}(T_{S, \text{oben}}^{(i)}) - h_S(T_{S, \text{unten}}^{(i)})}{\Delta T} = \frac{\tilde{h}_{fL}(T_{L, \text{oben}}^{(i)}) - \tilde{h}_{fL}(T_{L, \text{unten}}^{(i)})}{\Delta T} \quad (6.28)$$

oder explizit durch

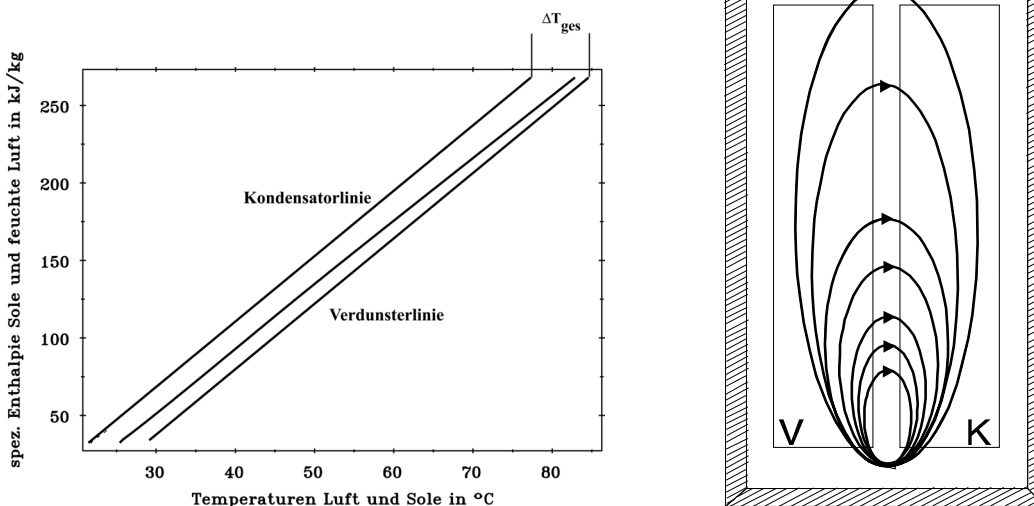
$$MV^{(i)} = \frac{h_{\text{Sole}}(T_{S, \text{oben}}^{(i)}) - h_S(T_{S, \text{unten}}^{(i)})}{h_{fL}(T_{L, \text{oben}}^{(i)}) - h_{fL}(T_{L, \text{unten}}^{(i)})} \quad (6.29)$$

### 6.1.5 Kontinuierliche Konfiguration

Führt man die Überlegungen des letzten Abschnittes fort, wird plausibel, dass mit zunehmender Stufenzahl (entsprechend der Zahl der zusätzlichen Abzweige minus Eins) ein immer besser angepasster Volumenstrom auf der Seite der strömenden Feuchtluft zumindest theoretisch *möglich* ist. Ob die freie Konvektionsströmung tatsächlich die optimale Anpassung realisiert, ist theoretisch bzw. analytisch schwer zu beweisen, lässt sich aber immerhin durch Plausibilitätsüberlegungen begründen.

Bei Iteration der Stufenzahl  $n$  gegen unendlich führt in jeder betrachteten Stufe  $i$  ein lokal nicht angepasster Volumenstrom global zu einer Erhöhung der erzwungenen Temperaturdifferenz zwischen flüssiger und gasförmiger Phase in Kondensator oder Verdunster und letztlich zwischen Verdunstereinlauf und Kondensatorauslauf<sup>6</sup>. Dadurch wird das treibende Potential für eine Änderung des Strömungszustandes in Richtung lokal besser angepasstem Volumenstrom zur Verfügung gestellt. Dieses Potential erreicht im stationären Zustand ein globales Minimum in dem Moment, wo ein Strömungsmuster realisiert wird, das die lokalen Temperatur- und Partialdruckdifferenzen minimiert.

Aufgrund der vielfachen Rückkopplungen im betrachteten System wird auf eine analytische Behandlung dieses Mechanismus hier verzichtet und als ausreichendes Indiz auf eine Realisierung dieses Strömungsmusters geschlossen, wenn die räumliche Verteilung des Wärme- und Stoffüberganges in gemessenen und unter der Annahme der Anpassung simulierten stationären Anlagenzuständen zu übereinstimmenden Ergebnissen führen.



Graphik 10:  $\tilde{h}$ - $T$ -Diagramm der idealen kontinuierlichen Anlage (links) und qualitatives Strömungsmuster (rechts): Die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{ges}}$  wird nur noch durch Wärme- und Stoffübergangswiderstände definiert, nicht angepasste Kapazitätsströme kommen nicht mehr vor.

<sup>6</sup> bei festgehaltener Kondensatoreinlaufstemperatur und Verdunstereinlaufstemperatur und konstantem Volumenstrom

## 6.2 Beschreibung der Anlagenkomponenten

### 6.2.1 Verdunster mit Flüssigkeitsverteiler

Abbildung 24 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Verdunsters. Von einem Hauptverteilerrohr wird das heiße Meerwasser gleichmäßig auf mehrere Rohre eines Verteilerrechens aufgeteilt. In diesen Verteilerrohren befinden sich feine Bohrungen (vgl. Abbildung 25), aus denen die heiße Flüssigkeit direkt auf die Tücher ausströmt.

An dieser Komponente wurde während mehrerer Jahre intensive Entwicklungsarbeit betrieben, deren Ergebnis schließlich auch patentiert wurde [46]. Dennoch stellte bis heute die beinahe drucklose Verteilung äußerst geringer Mengen heißen Meerwassers auf Stoffbahnen ein wesentliches Problem dar. Dies wird deutlich wenn man berücksichtigt, dass zum optimalen Betrieb eines Tuchfilm-Verdunsters bei Umgebungsdruck in der vorliegenden Konfiguration äußerst geringe flächenbezogene Volumenströme von nur 8,5 l/m<sup>2</sup>h erforderlich sind.

In Versuchsreihen im Labor und in Demonstrationsprojekten wurde an diesem Problem gearbeitet. Dabei war sowohl die Aufteilung des Volumenstromes im Hauptverteilerrohr auf die Rohre des Verteilerrechens als auch die Verteilung von diesen Rohren auf die Tücher zu lösen.

Zur gleichmäßigen Verteilung der Flüssigkeit vom Hauptrohr in die Einzelverteilerrohre (Verdunstertuch-Halterohre) ist es wesentlich, dass wegen des beinahe drucklosen Austritts aus dem Rohr auf das Tuch der Druckabfall bis zum Eintritt in jedes einzelne Rohr möglichst gleich ist. Der Staudruck vor dem Austritt aus dem Rohr aufs Tuch ist in der Größenordnung von ca. 4 cm Wassersäule (4 mbar). Dieser Wert wurde experimentell ermittelt; er entspricht ungefähr der Steighöhe eines frei herausprudelnden Wasserstrahles an einem vom Verdunstertuch befreiten Austrittsloch. Falls dieser Druck auf Grund nicht untereinander nivellierter Austrittsöffnungen oder durch ungleichmäßige Verdunstertuchbeschaffenheit von Rohr zu Rohr verschieden ist, resultiert eine extrem ungleichmäßige Verteilung der Sole auf die verschiedenen Verdunstertücher. Daher sollte ein ähnlicher oder sogar etwas höherer Vordruck für den Austritt aus dem Hauptverteilerkanal in das entsprechende Rohr vorgegeben werden. Folgende Lösungsansätze wurden dazu untersucht:

#### 1) Verengung des Eintrittsquerschnittes der Verdunstertuch-Halterohre

Das vom Hauptverteilerkanal abzweigende Rohr hat einen Durchmesser 18 mm. Da nur sehr geringe Volumenströme auf jedes Rohr verteilt werden (ca. 2,5 bis 16 l/h je nach Betriebszustand), resultiert hieraus kein Staudruck. Eine definierte Verengung des Eintrittsquerschnittes ist hier sinnvoll. Folgende Druckabfallberechnung verdeutlicht die Verhältnisse:

Die dynamische Viskosität von konzentriertem Meerwasser ( $C = 60$  g/Liter) bei 80 °C beträgt gemäß [28]

$$\eta_{Sole,60g/l,80^{\circ}C} = 0,415 \text{ Ns/m}^2 \quad (6.30)$$

die Dichte

$$\rho_{\text{Sole},60\text{g}/1,80^\circ\text{C}} = 1015,8 \text{ kg/m}^3. \quad (6.31)$$

Der Druckabfall bei der Strömung durch die betreffenden Röhren vom Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$  berechnet sich in drei Schritten (Eintritt, Strömungsreibung, Austritt): Gemäß den Gesetzen der Strömungsmechanik (z.B. in [59]) berechnet sich der Druckabfall durch Reibung zu

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} w^2 \text{ in N/m}^2$$

$$\lambda = \text{Rohrreibungszahl} \quad (6.32)$$

$\rho$  = Dichte der Flüssigkeit in  $\text{kg/m}^3$   
 $w$  = mittlere Strömungsgeschwindigkeit

Eine Abschätzung zeigt, dass die Strömung in den Röhren turbulent ist. Bei turbulenter Strömung und glatter Oberfläche (z.B. Glas, wie hier verwendet) berechnet sich gemäß derselben Quelle [59] die Rohrreibungszahl  $\lambda$  zu

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (6.33)$$

mit der viskositätsabhängigen dimensionslosen Reynoldszahl  $Re$

$$Re = \frac{wd\rho}{\eta}. \quad (6.34)$$

Zu diesen Reibungsdruckverlusten der Strömung im Röhren sind die Staudruckverluste durch die Querschnittsverengung beim Abzweig vom Hauptsammler zu addieren sowie der Austrittsverlust bei der Querschnittserweiterung vom Glasröhren in den Querschnitt des Halterohrs des Verdunstertuchs. Die Berechnung erfolgt über Widerstandsbeiwerte  $\zeta$ , die für idealisierte Standardkonfigurationen tabellarisch erfasst sind.

Für den Staudruckverlust beim Eintritt ins Röhren mit Widerstandsbeiwert  $\zeta_{\text{ein}}$  ergibt sich nach [78] für eine scharf gebrochene Kante und bündigen Abschluss  $\zeta_{\text{ein}} = 0,5$ .

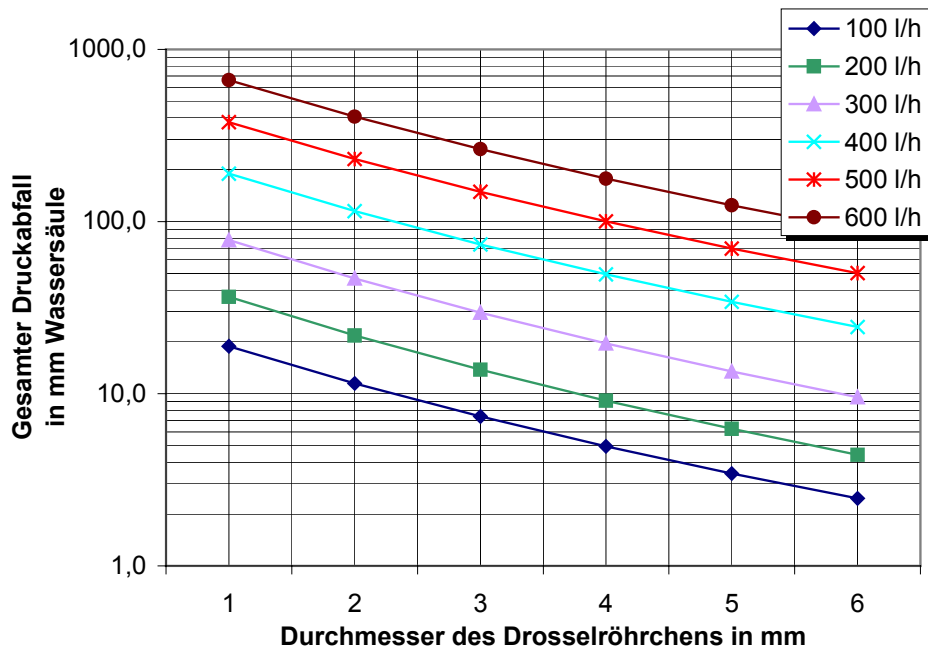
Dabei ist der Quotient von Strömungsgeschwindigkeit im abzweigenden Röhren zur Strömungsgeschwindigkeit im Sammler je nach Röhrendurchmesser mit  $w_2/w_1 = 12$  bis 32 wesentlich größer als eins, sodass idealisiert vom Auslauf aus einem Gefäß mit stehender Flüssigkeit ausgegangen werden kann.

Für den Widerstandsbeiwert  $\zeta_{\text{aus}}$  beim Ausströmen aus dem Glasröhren ins Verdunsterrohr tritt durch die plötzliche Querschnittserweiterung durch Wirbelbildung ein Austrittsdruckverlust auf, dessen Widerstandsbeiwert angegeben wird zu

$$\zeta_{\text{aus}} = \left(1 - \frac{A_{\text{eng}}}{A_{\text{weit}}}\right)^2 \quad (6.35)$$

Damit ergibt sich als Gesamtdruckverlust

$$\begin{aligned}\Delta p_{ges} &= \Delta p_{Strömung} + \Delta p_{ein} + \Delta p_{aus} = \\ &= \left( \lambda \frac{l}{d} + \zeta_{ein} + \zeta_{aus} \right) \frac{\rho}{2} w^2\end{aligned}\quad (6.36)$$



Graphik 11: Berechneter Druckabfall durch Rohrreibung, Eintritts- und Austrittsdruckverlust an Drosselröhrchen der Länge  $l = 2$  cm. Scharfkantiger Einlauf. Variierter Volumenstrom durch den gesamten Verdunster der Anlage mit 36 parallelen Röhren in l/h.

Der schließlich gewählte Röhrchendurchmesser beträgt 2 mm. Man erkennt aus Graphik 11, dass eine Gleichverteilung der Volumenströme auf die Verdunstertuch-Halterohre je nach Betriebszustand (Gesamtvolumenstrom) auf Grund eines Staudruckes an den Röhrchen zwischen 13 und 400 mm Wassersäule zu erwarten ist.

Reduziert sich nun der Druckverlust an der über dem Rohr anliegenden Tuchoberfläche aufgrund einer Materialinhomogenität, oder sind die Rohre um einige mm gegen die horizontale Nivellierung verkippt, so ist dennoch der Anstieg der Ausströmrates von Flüssigkeit durch das entsprechende Rohr beschränkt.

Ohne die Drosselröhrchen stieg der entsprechende Volumenstrom durch das entsprechende Rohr um einen Faktor bis zu 20 an. Das hatte zur Folge, dass die Beschickung der restlichen Austauschflächen äußerst unzureichend war.

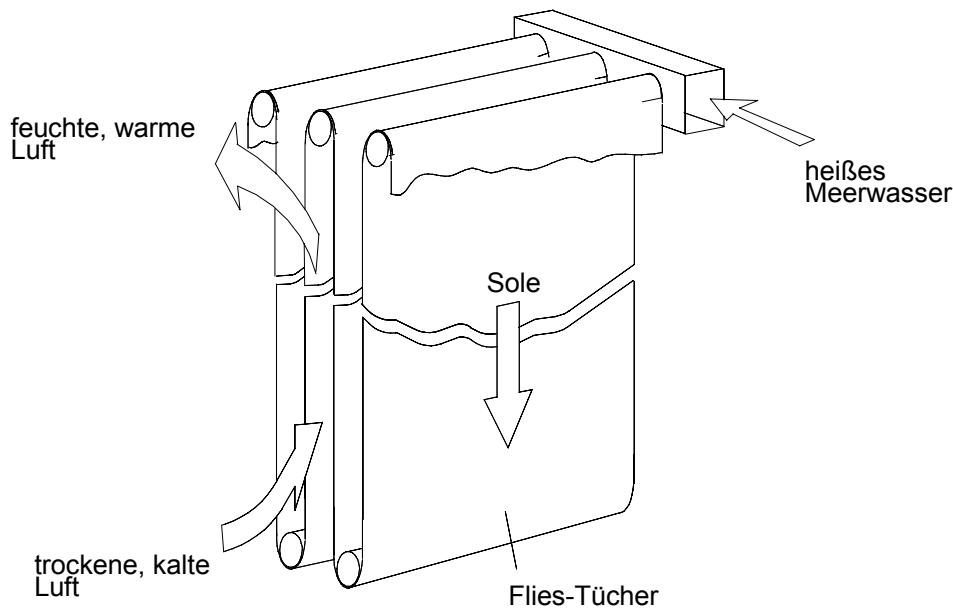


Abbildung 24: Verdunster mit Verteiler-Rechen und eingehängten Vliestüchern als Verdunstungsflächen

## 2) Einklemmen der Verdunstertücher in Klemmrohrhalbschalen aus Polycarbonat

Eine weitere Variante zur Optimierung der Wasserverteilung auf die Verdunstertuch-Fläche besteht aus einem Verdunstertuch-Halterrohr mit aufgelegtem Verdunstervlies, auf das ein Hüllrohr aufgeklemt wurde. Zwischen Verdunstertuch und Hüllrohr wurde darüber hinaus mit mehreren unterschiedlichen Auflagematerialien experimentiert (vgl. Abbildung 25). Dabei kamen versuchsweise auch verschiedene Hüllrohr-Materialien zum Einsatz.

Zunächst wurde mit Polypropylen-Rohren gearbeitet. Der Innendurchmesser des Rohres betrug hier 21,7 mm, die Wandstärke 1,65 mm. Die extrudierten Vollrohre wurden mit einem Hakenmesser längsgeschlitzt und dann spanabhebend mit einer Fräse bearbeitet. Die fertigen Hüllrohre sollten einen Winkel von ca. 185° umschließen, um beim Aufschnappen des Hüllrohres über das Verdunstervlies eine gewisse Klemmwirkung zu erzielen.

Problematisch zeigte sich hier zunächst das Verhalten des Rohres nach dem Schlitzen: Da das Rohr offenbar im extrudierten Zustand unter Spannung steht, vergrößert sich der Krümmungsradius des Materials nach dem Schlitzen. Dem musste durch eine Änderung der abzuspannenden Materialmenge begegnet werden, um den Umfassungswinkel beizubehalten.

Nach thermischer Belastung des Materials in der laufenden Anlage wurde schnell deutlich, dass PP kein geeigneter Werkstoff für diesen Einsatzzweck darstellt. Durch Erwärmung auf knapp über 80 °C wird das Rohr so weich, dass die Biegespannung nicht ausreicht, das Hüllrohr auf dem Verteilerrohr zu halten. Es wird durch den Staudruck der



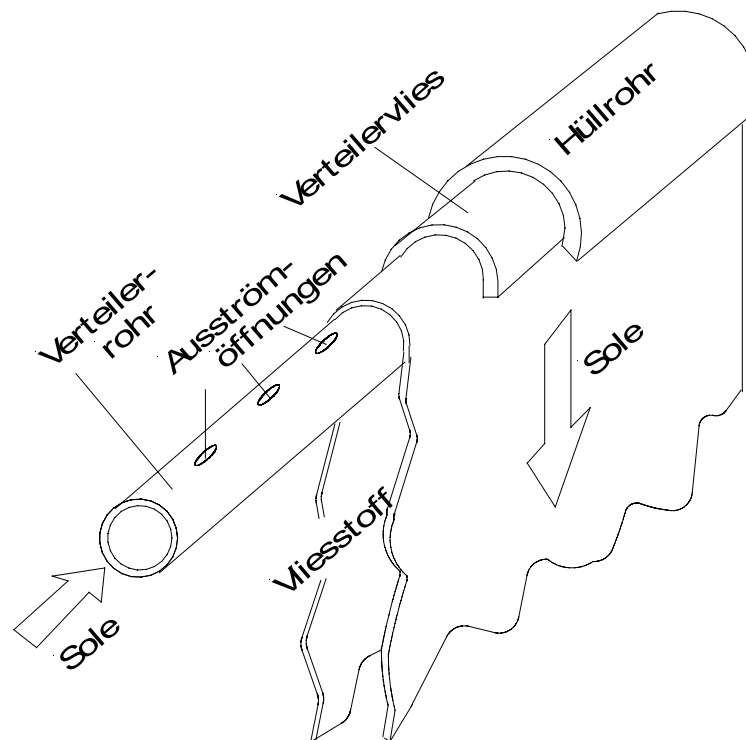


Abbildung 25: Verteilerrohr im Verdunster mit aufgeklemmtem Hüllrohr zur Verbesserung der Verteilung

austretenden Flüssigkeit abgehoben und fällt entweder ab oder sitzt so weit über dem Tuch, dass kein Staudruck mehr aufgebaut wird.

Härtere und thermisch belastbarere Materialien könnten hier eventuell Abhilfe leisten. Aufgrund der aufgetretenen Schwierigkeiten wurde diese Variante verworfen.

### 6.2.2 Kondensator

Der Kondensator der in dieser Arbeit untersuchten Feuchtluftdestillationsanlage wurde in enger Zusammenarbeit mit der Firma T.A.S. GmbH & Co. KG in München entworfen und von dieser hergestellt. Es handelt sich dabei um einen Platten-Kunststoffwärmetauscher mit Stegdoppelplatten der Wandstärke 0,6 mm und einem Rastermaß von 3 mm. Die Verrohrung der Einzelplatten zu einem Kondensatorstapel erfolgte nach Tichelmann, um eine ausreichend gleichmäßige Durchströmung des Kondensators zu erreichen.

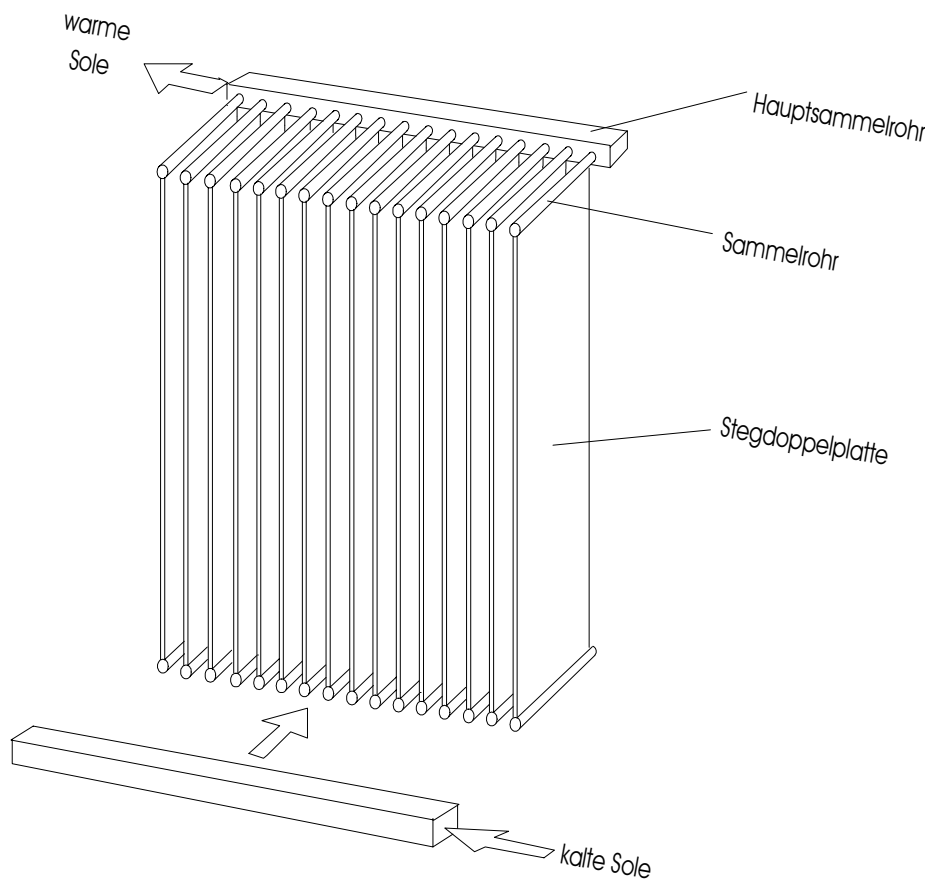


Abbildung 26: Gesamtansicht des Kunststoffkondensators der Fa. T.A.S. GmbH aus Polypropylen

In der Detailansicht erkennt man die Medienführung durch die Kondensatoreinheit. Der untere Sammler ist ebenso an den abzweigenden Plattensammlern angesteckt wie oben im Bild.

Die Stegdoppelplatten werden von unten nach oben von der kalten Sole durchströmt, im Gegenstrom dazu strömt von oben nach unten die feuchte Luft. Der Wasserdampf schlägt sich an den Kondensatorplatten nieder, die feuchte Luft kühlt sich ab. Die anfallende Wärme wird von der Sole aufgenommen. Die Sole verlässt den Kondensator stark erwärmt, um der Prozesswärmequelle zugeführt zu werden. Das sich auf den Kondensatorplatten sammelnde Kondensat fließt nach unten ab, tropft in ein Sammelbecken unter dem Kondensator und wird aus der Anlage geführt.

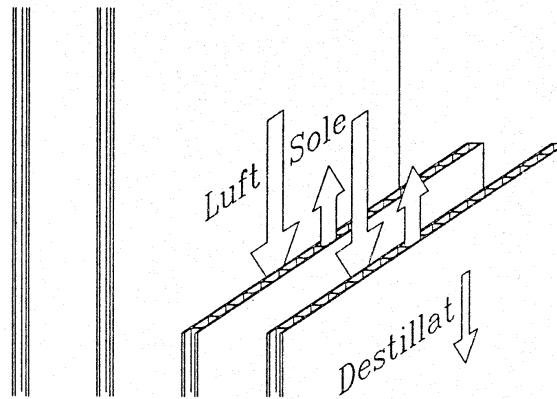


Abbildung 27: Detailansicht der Stegdoppelplatten mit Luftführung (feuchte Luft), Destillatkondensation und Durchströmung mit Meerwasser (Sole) in den Stegdoppelplatten

### 6.2.3 Anordnung von Verdunster und Kondensator

Die beschriebenen Baueinheiten Kondensator und Verdunster werden so in ein Gestell aus Kunststoff-Fertigelementen eingehängt, dass sich die Tuchbahnen und Kondensatorplatten parallel zueinander gegenüber hängen. Der Abstand zwischen Verdunster und Kondensatoreinheit sollte zur Minimierung der Außenmaße der Anlage so klein wie möglich sein. Gleichzeitig muss der Abstand aber groß genug sein, um ein Herüberspritzen von Sole in die Destillatwanne zu verhindern. In der Prototypanlage 2 betrug er 35 cm.

Im laufenden Betrieb bildet sich aufgrund der Dichteunterschiede zwischen heißer, feuchter Luft im Verdunster und trockenerer, kühlerer Luft im Kondensator eine natürliche Konvektionsströmung zwischen den Platten aus, die qualitativ in Abbildung 28 gezeigt ist und die in Abschnitt 6.3 genauer behandelt wird.

Der von den Tüchern abfließende, nicht verdunstete Teil der Sole und das von den Kondensatorplatten abtropfende Destillat werden in getrennten Becken unter dem Verdunster bzw. dem Kondensator gesammelt und aus der Anlage geführt.

Der benachbarten Anordnung von Verdunster und Kondensator wird eine Haube aus PE-Kunststofffolie als Dampfsperre übergestülpt. Zuletzt werden Isolationswände und ein Deckel mit 8 cm dicker PU-Schaumschicht um die Komponenten herum als Wärmeisolation aufgestellt.

Photos der Anlagenkomponenten und des geschlossenen Moduls finden sich in Kapitel 11.

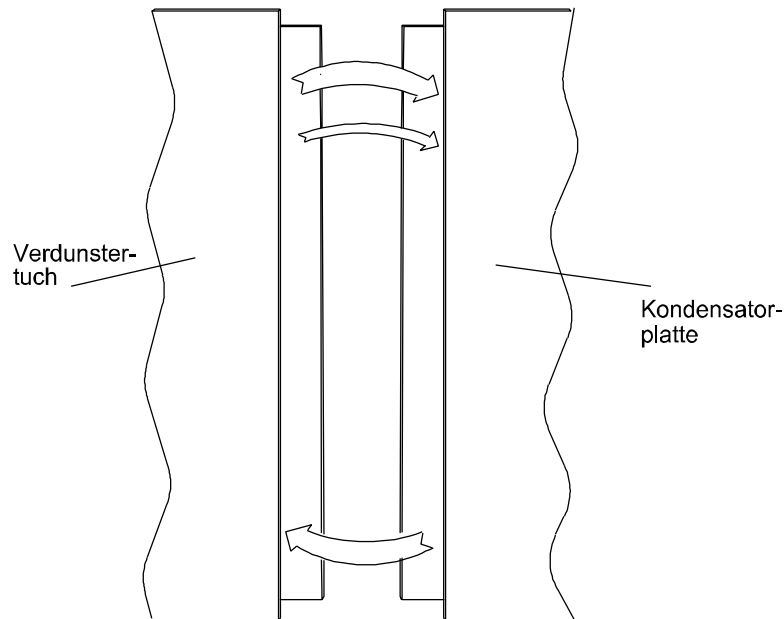


Abbildung 28: freie Konvektionswalze zwischen Verdunster und Kondensator

### 6.3 Freie Konvektionsströmung

Der Transportmechanismus in der isolierten Box zwischen der heißen Soleoberfläche im Verdunster und den kondensierenden Destillattröpfchen auf den Kondensatorplatten ist eine Überlagerung einer Diffusionsströmung und einer freien Konvektionsströmung. Beide werden prinzipiell durch Temperatur-, Dichte- und Konzentrationsgradienten angetrieben.

Dabei ist es ausschlaggebend für die der Modellbildung zugrundeliegenden Annahmen, dass die Konzentrationsgradienten im wesentlichen zum (lokalen) Wärme- und Stoffübergang in der laminaren Spaltströmung zwischen den Verdunsterplatten bzw. den Kondensatorplatten führen, während die Dichtedifferenzen zwischen Verdunster und Kondensator die globale Konvektionsströmung antreiben. Erstere wird durch die Modellbildung in Abschnitt 4.3 beschrieben. Bezüglich der Konvektionsströmung werden dabei folgende Annahmen gemacht:

Die Selbstregelung der Konvektionsströmung erfolgt so, dass an jedem Ort im stationären Zustand gleiche Wärmekapazitätsströme miteinander wechselwirken.

Diese Annahme ist durch Vermessung der Temperaturhöhenprofile in der Anlage experimentell verifiziert. Die Begründung für diese Behauptung und ihre experimentelle Verifizierung finden sich in 4.3 (Theorie) und 7.4 (experimentelle Begründung).

## 7 Experimentelle Untersuchungen

### 7.1 Überblick

Versuchsanlagen nach dem Feuchtluftdestillationsprinzip wurden im Labor vermessen und evaluiert. Ziel war die Bestätigung der theoretischen Überlegungen und die Weiterentwicklung der Technologie mittels der Bewertung von Anlagenmodifikationen.

#### 7.1.1 Anlagenvarianten

Ein erstes Entsalzungsmodul („Anlage 1“) ohne Trennwand zwischen Verdunster und Kondensator (kontinuierliche Anlage) hatte Austauschflächen von 78,6 m<sup>2</sup> im Kondensator und 74,1 m<sup>2</sup> im Verdunster. Der Kondensator bestand hier aus Polypropylen-Stegdoppelplatten mit 2 mm Wandstärke der Firma Wülfling & Hauck. An dieser Anlage wurden Messungen zum Höhenprofil der Temperatur in Verdunster und Kondensator durchgeführt (Abschnitt 7.5) sowie Modifikationen am Abstand der Austauschflächen vorgenommen.

In einer verbesserten Anlage („Anlage 2“) wurde ein PP-Kondensator der Firma T.A.S. mit einer Wandstärke von 0,6 mm eingesetzt, Austauschflächen waren hier 63,4 m<sup>2</sup> im Kondensator und 76,0 m<sup>2</sup> im Verdunster. An dieser Anlage wurde eine umfangreiche Vermessung stationärer Zustände unter Variation der Einlauftemperaturen zu Verdunster und Kondensator vorgenommen (Abschnitt 7.2). Diese Messungen bilden die Basis für die Kennlinienbestimmung, die wiederum in das Simulationsmodell der Anlage eingehen (Abschnitt 7.4). Die Anlage wurde auch zum Testen verschiedener Stofftrennaufgaben verwendet (Abschnitt 7.6).

Demonstrationsanlagen in Gran Canaria und Muskat entsprechen einer um Faktor 2 skalierten Ausführung dieser zweiten Laboranlage durch Verlängerung der Anlage in Richtung der Flächensenkrechten ( $y$ -Achse) um den Faktor 2 und Verdoppelung der Zahl von Verdunstertüchern und Kondensatorplatten mit Austauschflächen von 126,8 m<sup>2</sup> im Kondensator und 152 m<sup>2</sup> im Verdunster.

#### 7.1.2 Zusammenstellung der gemessenen Größen

Die Messung folgender Größen bildet die Grundlage für die Evaluierung der Entsalzungsanlagen:

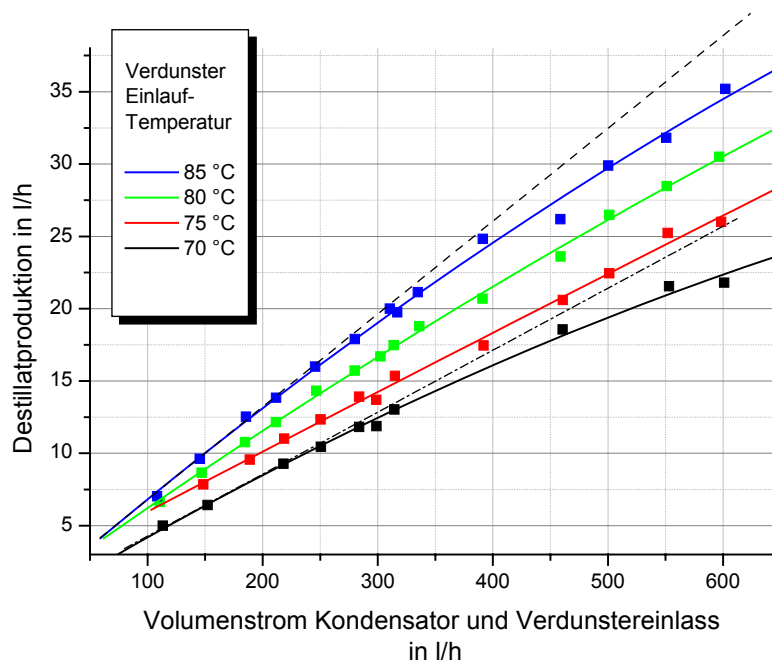
- Temperaturen an Verdunsterein- und -auslauf, Kondensatorein- und -auslauf
- Temperaturprofil über die Höhe von Verdunster und Kondensator (bei Anlage 1)
- Umgebungstemperatur
- Volumenstrom der dem Kondensator und dem Verdunster zugeführten Sole
- Volumenstrom des Destillats
- Zur Funktionskontrolle: Leitfähigkeit des Destillates

Die Messgenauigkeit für die Temperaturen ist  $\pm 0,15$  K, für den Volumenstrom der Sole  $\pm 3$  % und den Volumenstrom des Destillates  $\pm (0,3 \text{ l/h} + 5 \%)$  vom Messwert.

## 7.2 Vermessung stationärer Betriebszustände

Ein Raster stationärer Betriebszustände wurde an der Laboranlage 2 vermessen. Dabei wurde für jeden Zustand je nach Volumenstrom des Solezulaufs zwischen 40 und 120 Minuten auf Konstanz der Temperaturwerte insbesondere am Kondensatorausgang gewartet. Für die Messung wurden eine halbe Stunde lang im Abstand von 30 s Einzelwerte festgehalten und dann die Mittelwerte gebildet, die als Messung verwendet wurden.

Variiert wurden dabei die Verdunstereinflauftemperatur in Stufen von 5 K zwischen 65 °C und 85 °C, die Kondensatoreinflauftemperatur in Stufen von 5 K zwischen 25 und 45 °C, sowie der dem Verdunster zugeführten Solemassenstrom. Das Raster der so ermittelten Verteilung der Destillatproduktion für einen konstanten Wert der Kondensatoreinflauftemperatur von 35 °C ist in Graphik 12 dargestellt. Auf der linken Achse variiert die Verdunstereinflauftemperatur, auf der rechten Achse der Volumenstrom durch den Kondensator und zum Verdunstereinfluss.



Graphik 12: Destillatproduktionsraten (stationäre Zustände) für verschiedene Verdunstereinflauftemperaturen und Volumenströme

Man erkennt, dass der Volumenstrom an produziertem Destillat mit steigendem Solemassenstrom am Verdunstereinfluss bei sonst konstanten Parametern bei niedrigen

Volumenströmen zunächst linear ansteigt. Dies entspricht der erhöhten Energiezufuhr mit der Vergrößerung der mit dem Massenstrom verknüpften Kapazitätsrate

$$K \equiv \dot{m} \cdot c_p \quad (7.1)$$

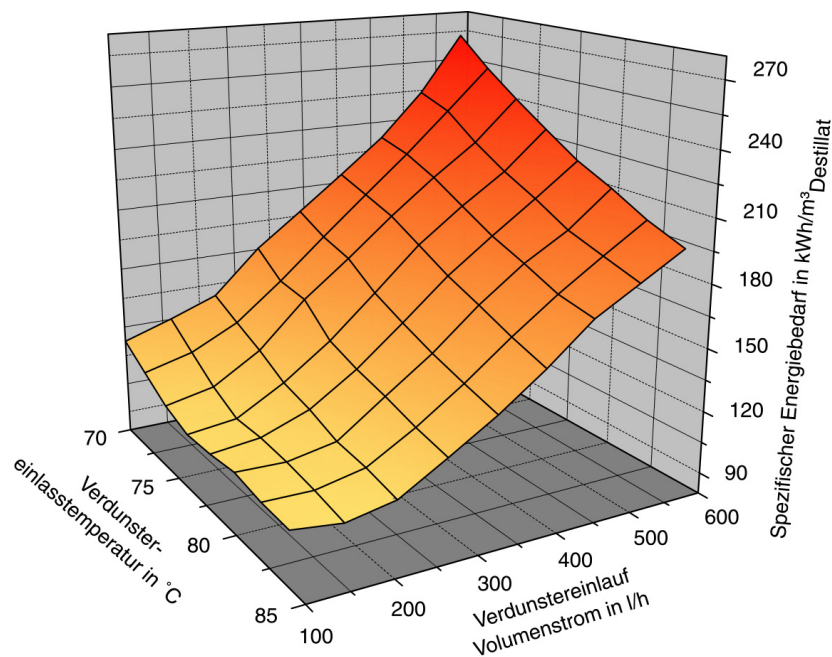
Mit steigender flächenspezifischer Verdunstungs- und Kondensationsleistung begrenzt schließlich der Stoffübergang ein weiteres proportionales Ansteigen der Destillatleistung (Eintritt in Überlastbereich).

Bei Erhöhung der Verdunstereinlauftemperatur bei sonst konstanten Bedingungen wirkt sich der bei höherer Temperatur höhere Konzentrationsgradient<sup>1</sup> mit einer Vermehrung der Destillatproduktion aus. Diese Effekte werden in der Folge genauer quantifiziert.

Aus den Messungen von Temperaturen und Volumenströmen errechnet sich der spezifische Energiebedarf der Anlage zu

$$E_{\text{Spezifisch}}^{\text{Destillat}} = \frac{\dot{m}_{\text{Sole}} c_p^{\text{Sole}} (T_{\text{Verd}}^{\text{Ein}} - T_{\text{Kond}}^{\text{Aus}})}{\dot{m}_{\text{Destillat}}} \quad (7.2)$$

Dieser Wert stellt die wesentliche Auslegungsgröße für eine Systemintegration des Entsalzungsmoduls (vgl. Abschnitt 1) dar. Der spezifische Energiebedarf pro produzierter Destillatmenge bei der Energiezufuhr zwischen Kondensator und Verdunster in Abhängigkeit vom Betriebszustand ist in Graphik 13 dargestellt.



Graphik 13: Spezifischer Energiebedarf der Laboranlage 2 bei verschiedenen Betriebszuständen

<sup>1</sup> Über die exponentielle Abhängigkeit des Wasserdampf-Sättigungspartialdruckes von der Temperatur steigt der Konzentrationsgradient mit höherer Verdunstereinlauftemperatur bei gleicher Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Kernströmung

### 7.3 Wärme- und Stoffübergang

Während der Vermessung stationärer Zustände an der Laboranlage wurde auch das Temperatur-Höhenprofil im Kondensator des Entsalzungsmoduls 1 vermessen, um die Wärmeübertragung durch Wärmeleitung und Kondensation aus der feuchten Luft auf die Sole orts aufgelöst (und damit auch temperaturabhängig) bestimmen zu können. Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse können mit den Berechnungen aus dem in Abschnitt 4.5 erarbeiteten Simulations-Modell verglichen werden. Dies geschieht am Ende dieses Kapitels.

Eine entlang den Kondensatorplatten orts aufgelöste Messung der Kondensationsrate  $\dot{m}_{Kond}(z)$  konnte wegen der messtechnischen Schwierigkeit nicht durchgeführt werden. Somit ist experimentell orts aufgelöst nicht eindeutig feststellbar, in welchem Maße der gemessene lokale Wärmestrom zur Sole im Kondensator von Kondensation (latente Wärme) und in welchem Maße von Wärmeleitung in der feuchten Luft (sensible Wärme) herrührt. Die richtige Gewichtung des Verhältnisses von Stoff- zu Wärmetransport in Abhängigkeit von den lokalen Bedingungen (Temperatur, Sättigung) wird durch die Lewisbeziehung (vgl. Abschnitt 3.2.6) definiert.

Eine experimentelle Überprüfung der theoretischen Darstellung des Kondensationsmassenstromes kann hier lediglich integral erfolgen, d. h. durch Summation von lokaler Kondensationsmassenstromdichte und Gesamtwärmestrom über die Bauhöhe des Kondensators z:

$$\dot{m}_{Dest} = b_{Kond} \cdot \int_0^h \frac{d\dot{m}(z)}{dA} dz$$

und (7.3)

$$\dot{Q}_{Kond} = b_{Kond} \cdot \int_0^h \frac{d\dot{Q}_{lat}(z)}{dA} + \frac{d\dot{Q}_{sen}(z)}{dA} dz$$

kann mit den gemessenen Daten von Destillatmassenstrom  $\dot{m}_{Dest}$  und über die gemessene Kondensatorleistung  $\dot{Q}_{Kond}$  aus Temperaturspreizung  $\Delta T_{Kond} = (T_{Kond}^{Aus} - T_{Kond}^{Ein})$  multipliziert mit der Kapazitätsrate  $\dot{m}_{Sole} c_p^{Sole}$  im Kondensator für verschiedene Betriebszustände erfolgen.

### 7.4 Verifizierung und Verfeinerung des theoretischen Modells anhand experimenteller Ergebnisse

Die im Theorieteil dargestellte Modellbildung (Abschnitt 4.5) beschreibt den lokalen Wärme- und Stoffübergangsmechanismus im Feuchtluftdestillationsmodul auf Basis theoretischer Beziehungen bei idealisierten Bedingungen. Ziel der Modellbildung für das



Destillationsmodul ist es, ein Werkzeug zur Auslegung von Entsalzungssystemen zur Verfügung zu haben, in denen das Destillationsmodul als Komponente vorkommt.

Das Modell des Destillationsvorganges beinhaltet nicht die Verluste durch Wärmeleitung durch die Gehäusewände bzw. den Wasserdampfaustritt durch Ritzen oder durch Diffusion durch die Dampfsperre aus Polyethylenfolie. Ebenso fanden bis jetzt Praxiseffekte wie unvollständiger Benetzungsgrad der Verdunstertücher oder ungleichmäßige Durchströmung der Kondensatorplatten keine Würdigung, da sie allgemein nicht zu erfassen sind.

Beim nun beschriebenen Vergleich zwischen experimentellen Untersuchungen und den Ergebnissen von Simulationsrechnungen war es jedoch notwendig, in das Simulationsmodell Glieder einzufügen, die diese Effekte berücksichtigen.

Die weitere Vorgehensweise ist nun wie folgt: In diesem Abschnitt wird das Simulationsmodell unter Berücksichtigung der eben genannten Effekte mit den Messungen verglichen. Als Ergebnis der Modellverfeinerung ergeben sich die zwei charakteristischen Kennlinien  $k_{ges}(T)$  für den Gesamtübergangskoeffizienten an Stoff- und Wärmefluss und  $\kappa(T)$  für das Verhältnis von Stoff- und Wärmefluss.

Diese beiden Kennlinien gehen in das Simulationsmodell für Entsalzungssysteme ein wie es in Kapitel 1 geschildert wird. Dort wird eine weitere Bestätigung der Richtigkeit der Modellbildung anhand des Vergleichs zwischen Systemmessungen im Feld und Simulationen mit dem Gesamtmodell gesucht. Dieses erweiterte Modell berücksichtigt dabei ebenso Wärmeverluste wie die eben angesprochenen Praxiseffekte.

#### 7.4.1 Gesamt-Wärmeübertragungskoeffizient $k_{ges}(T)$

In einer Serie von Experimenten wurden stationäre Zustände der Destillationsanlage bei verschiedenen Einlaufbedingungen in Verdunster und Kondensator vermessen. Dabei wurde jeweils ein hoher Solevolumenstrom von ca. 800 l/h gewählt, um eine möglichst gleichmäßige Verteilung der Sole auf die Verdunstertücher zu erreichen. Die Verteilung wird mit zunehmendem Volumenstrom immer besser, da der Druckverlust an den Eintrittsröhrchen zum Auflagerrohr des Verdunstertuchs mit steigendem Volumenstrom höher wird. Der Einfluss nachgeschalteter Effekte wie beispielsweise die Inhomogenität des Verdunstertuchmaterials, die zu einer ungleichmäßigen Benetzung der Tücher an der Austrittsöffnung führen können, oder die Verkippung der Halterohre der Verdunstertücher gegen eine horizontal einheitliches Niveau werden damit in ihrem Einfluss reduziert. Fehler bei der experimentellen Bestimmung des Gesamtübertragungskoeffizienten  $k_{ges}(T)$ , die lediglich durch eine schlechte Soleverteilung und die damit verbundenen Reduktion der effektiven Austauschfläche zustande kommen, werden dadurch vermieden.

Gleichzeitig wurde die Temperaturdifferenz zwischen Kondensatoreinlauf und Verdunstereinlauf auf einen gegenüber dem Normalbetrieb kleinen Wert (4-5 K) eingestellt, so dass praktisch jede der beiden Austauschflächen auf fast konstantem Temperaturniveau war. Aus der gemessenen Temperaturspreizung zwischen Kondensatorauslauf und

Kondensatoreinlauf und dem Volumenstrom der Sole durch den Kondensator ergibt sich der auf den Kondensator in der Anlage übertragene Energiestrom:

$$\dot{E}_{ges}^{Kond} = (T_{aus}^{Kond} - T_{ein}^{Kond}) \cdot c_p^{Sole} \cdot \dot{m}_{Sole} \quad (7.4)$$

Der Vergleich mit der im Verdunster abgeführten Energie

$$\dot{E}_{ges}^{Verd} = (T_{ein}^{Verd} - T_{aus}^{Verd}) \cdot c_p^{Sole} \cdot \dot{m}_{Sole} \quad (7.5)$$

ergibt die Verlustleistung der Anlage:

$$\dot{E}_{Verlust} = \dot{E}_{ges}^{Verd} - \dot{E}_{ges}^{Kond} \quad (7.6)$$

Da für den Vergleich der Messung mit dem Modell des reinen Verdunstungs- und Kondensationsprozesses der Wärmeverlust der Anlage herausgerechnet werden muss, wird an dieser Stelle mit dem Mittelwert aus vom Verdunster abgegebener und vom Kondensator aufgenommener Energie gerechnet: Einerseits wird durch die zusätzliche Wärmesenke der Verlustleistung vermutlich mehr Wasser verdunstet als ohne Verluste (zusätzlicher Antrieb der Konvektionswalze), andererseits kommt der an der Verlustwärmesenke kondensierende Wasserdampf nicht am Kondensator an und kann hier nicht zu  $\dot{E}_{ges}^{Kond}$  beitragen. Daher wird als tatsächlich transferierter Energiestrom der Wert

$$\dot{E}_{ges}^{trans} = \frac{\dot{E}_{ges}^{Verd} + \dot{E}_{ges}^{Kond}}{2} \quad (7.7)$$

betrachtet.

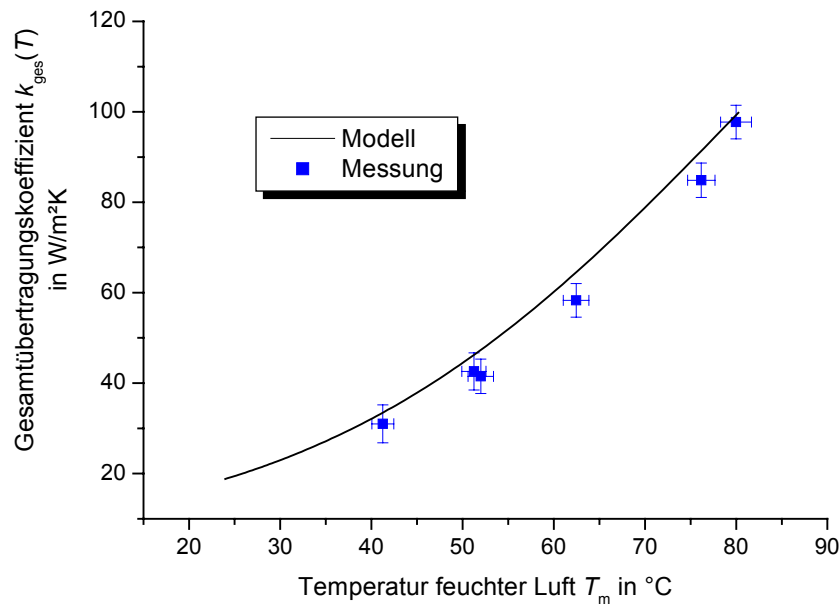
Als mittlere Temperaturdifferenz zwischen Verdunster und Kondensator wird der Mittelwert der Temperaturdifferenzen oben und unten verwendet:

$$\Delta\bar{T} = \frac{(T_{ein}^{Verd} - T_{aus}^{Kond}) + (T_{aus}^{Verd} - T_{ein}^{Kond})}{2} \quad (7.8)$$

Es ergibt sich schließlich als indirekt gemessener Wert  $k_{ges}(T)$

$$k_{ges}(T) = \frac{\dot{E}_{ges}^{trans}}{\Delta\bar{T}} \quad (7.9)$$

Die Auftragung der so bestimmten Werte  $k_{ges}(T)$  gegen  $\Delta\bar{T}$  im Vergleich mit der aus dem Simulationsmodell abgeleiteten Kennlinie ist in Graphik 14 gezeigt.



Graphik 14: Temperaturabhängige Übertragungskennlinie  $k_{ges}(T)$  für den kombinierten Transport latenter und sensibler Wärme vom Verdunster zum Kondensator. Linien: Simulationsergebnisse für verschiedene Betriebszustände; Punkte: Mittelwert aus Messungen bei verschiedenen Betriebszuständen mit geringem Temperaturhub über die Austauschflächen. Die mit der Temperatur zunehmende Steigung der Kurve ist bedingt durch die exponentielle Zunahme der Wasserdampfbeladung gesättigter Feuchtluft und der verknüpften Erhöhung der Konzentrationsgradienten für den Stoff- und damit latenten Wärmetransport.

#### 7.4.2 Proportionalitätsfaktor $\kappa(T)$ für Latentwärmeanteil

Wie oben dargelegt, wird der kombinierte Gesamtwärmestrom zwischen Verdunster und Feuchtluft und anschließend von der Feuchtluft zur Kondensatorplatte zum Teil durch sensiblen Wärmestrom, zum Teil durch den latenten Energiestrom von aufeinanderfolgender Verdunstung und Kondensation verursacht. Der Quotient aus latentem Anteil zu Gesamtenergiestrom ist jedoch nicht konstant, sondern von der Temperatur abhängig. Diese Kennlinie berechnet sich zu

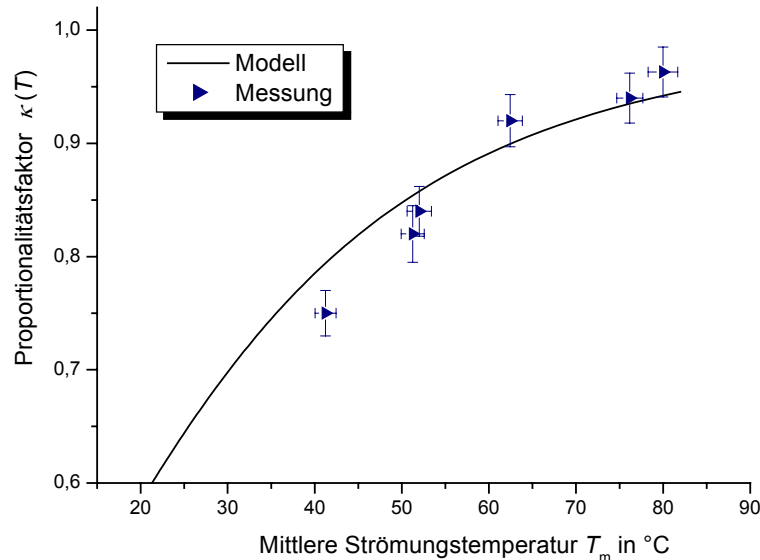
$$\kappa(T) = \frac{\dot{Q}_{lat}^{ges}}{\dot{E}^{ges}}. \quad (7.10)$$

Aus der gemessenen Destillatproduktion unter Verwendung der Verdampfungsenthalpie ergibt sich der Latentwärmestrom als

$$\dot{Q}_{lat}^{ges} = \dot{m}_{Dest} \cdot r(T_m) \quad (7.11)$$

und die übertragene Gesamtenergie aus der Beziehung (7.7).

Unter Berücksichtigung der Wärmeverluste der Anlage erhält man daraus den folgenden Verlauf für die Modellkennlinie und die aus den gemessenen Größen bestimmte Werte des Proportionalitätsfaktors



Graphik 15: Kennlinie  $\kappa(T)$  für die Temperaturabhängigkeit des Anteils der Latentwärme am Energietransport vom Verdunster zum Kondensator

Dabei muss beachtet werden, dass die Messungen für diese Zustände mit relativ großen Fehlern behaftet sind, da kleine Temperaturdifferenzen und geringe Destillatproduktionsraten in die Berechnung des gemessenen  $\kappa$ -Wertes eingehen. Entsprechend groß ist die Schwankungsbreite der Messwerte in Graphik 14 und Graphik 15.

Weitere Unsicherheit birgt die Unkenntnis über den genauen Benetzungsgrad der Verdunsterflächen, die in der Folge in einem Korrekturfaktor berücksichtigt wird.

Im Rahmen der relativ großen Fehler und Unsicherheiten bei dieser kritischen Messung ist die Übereinstimmung mit den Modellwerten zufriedenstellend.

### 7.4.3 Destillatproduktion

Zur weiteren Bewertung der Modellgültigkeit wurde ein Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Destillatproduktionsraten bei stationären Zuständen vorgenommen. Dabei wurde das Simulationsmodell unter Verwendung der eben geschilderten und für gültig erkannten Kennlinien  $\kappa(T)$  und  $k_{\text{ges}}(T)$  verwendet.

Es zeigte sich, dass nur unbefriedigende Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung bei einer systematischen Abweichung in Richtung zu hoher simulierter Destillatproduktion vorlag. Möglichen Gründe dafür liegen nach der Verifikation der Kennlinien in der Anlage 2 an einer ungleichmäßigen Benetzung der Verdunstertücher mit Kanalbildung während dieser Experimente, an einer unzureichenden Verteilung der

Sole auf die Kondensatorplatten oder in weiteren, bisher nicht erkannten Einflussfaktoren, die in der Simulation eigentlich berücksichtigt werden müssten.

Es wurde ein Korrekturfaktor für die Verdunsterflächenbenetzung eingeführt, der einen von Anlage zu Anlage variierenden Wert darstellen dürfte. Aus einer Anpassung über alle gemessenen Betriebszustände ergab sich schließlich ein Wert von  $BenetzProz = 0,68$  für die Verminderung der Austauschfläche.

Mit diesem zusätzlichen Korrekturfaktor, der dann nicht mehr variiert wurde, ergibt sich der in Abbildung 27 dargestellte Vergleich zwischen Simulation und Messung für 21 verschiedene stationäre Betriebszustände.

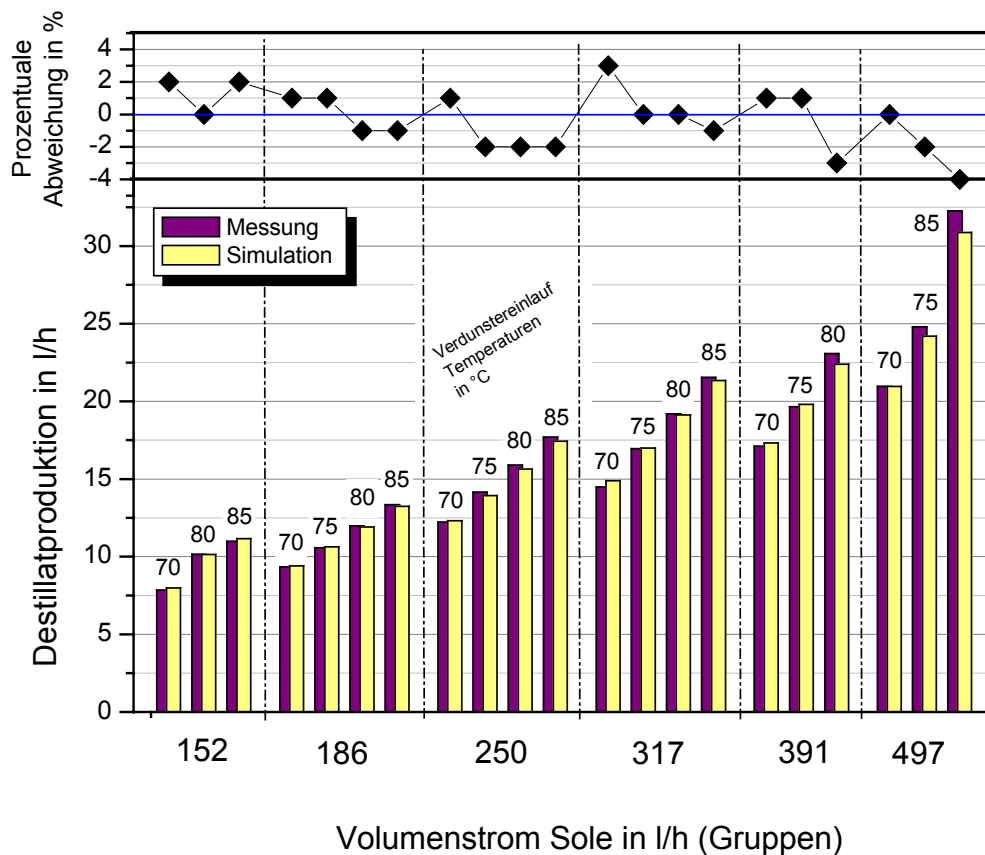


Abbildung 29: Simulierte und gemessene Destillatproduktionsraten für ein übergreifendes Spektrum sinnvoller Betriebszustände der MEH-Laboranlage 2.

Man erkennt nun eine gute Übereinstimmung von Simulation und Experiment über das gesamte Spektrum an Betriebszuständen. Damit ist die grundsätzliche Gültigkeit des Modells gezeigt, wobei als Unsicherheit für die Übertragbarkeit auf modifizierte Anlagen der Faktor  $BenetzProz$  für das Verhältnis effektiver zu realer Austauschfläche zu berücksichtigen ist.

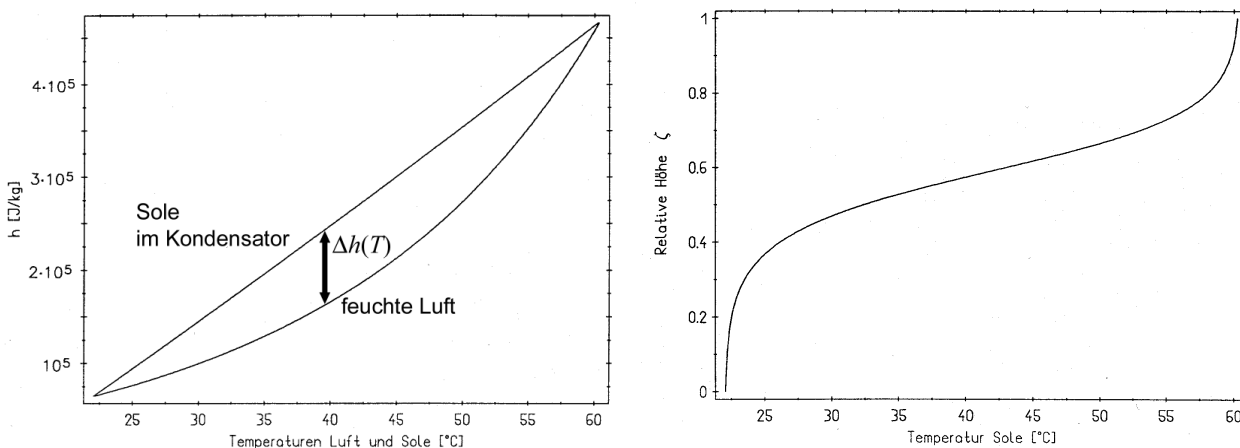
## 7.5 Temperaturprofile und Selbstregelung der freien Konvektion

In diesem Abschnitt soll die experimentelle Verifizierung der in vorigen Kapiteln getroffenen Annahme erbracht werden, dass die Eigendynamik der freien Konvektionsströmung feuchter Luft das Massenstromverhältnis ( 5.14) so einstellt, dass im Gleichgewicht gleich große Wärmekapazitätsströme miteinander wechselwirken.

$$MV \equiv \frac{\dot{m}_{fL}(z)}{\dot{m}_{Sole}(z)} = \frac{c_{p,Sole}}{\frac{dh_{fL}}{dT}} \quad (7.12)$$

Dazu werden die sich einstellenden Höhenprofile der Temperatur  $T_g^{Kond}(z)$  untersucht. Als hinreichende Bedingung für die Bestätigung der Annahme genügt es dann, dass die Höhenprofile aus Messung und einer Simulation, in der die Annahme vorausgesetzt wird, im Rahmen der Modellgenauigkeit übereinstimmen, was gleich anhand von Graphik 17 gezeigt wird.

Eine notwendige Voraussetzung dafür, dass die Temperaturprofile  $T_g^{Kond}(z)$  aus Simulation und Experiment im Falle der Gültigkeit der Annahme übereinstimmen können, ist die Gültigkeit der temperaturabhängigen Darstellung des Gesamtübertragungskoeffizienten  $k_{ges}(T)$ . Dieser Nachweis wurde im vorhergehenden Kapitel erbracht. Ein weiteres Indiz für die Richtigkeit der Annahme lässt sich aus dem Vergleich mit dem theoretischen Temperaturprofil einer einstufigen Anlage ableiten. In frühen Untersuchungen der einstufigen Anlage [69] wurden diese Profile aufgezeigt (vgl. auch Abschnitt 6.1.3)



Graphik 16:  $h$ - $T$ -Diagramm im Kondensator der einstufigen Konfiguration (links) und daraus errechnetes  $\zeta$ - $T$ -Diagramm (aus [69])

Charakteristisch für das Höhenprofil des Temperaturverlaufes einstufiger Anlagen ist der Wendepunkt wegen der über die Höhe zu- und wieder abnehmender Enthalpiedifferenz  $\Delta h(T) = h_{fl}(T) - h_{Sole}^{Kond}(T)$ , die in nullter Näherung dem Energiefluss bei der Temperatur  $T$  auf der Höhe  $\zeta$  proportional ist (vgl. Abschnitt 3.1). Da oben und unten wegen der Massenstromerhaltung des trockenen Anteils an der Feuchtluft eine geringe Enthalpiedifferenz erzwungen wird, ist der Wärme- und Stoffübergang im Kondensator hier nur sehr klein. Damit erhält man eine Temperaturverteilung über die Höhe wie sie in Graphik 16 rechts gezeigt ist.

Bei der kontinuierlichen Anlage ohne Trennwand ist der Höhenverlauf der Temperatur bestimmt durch den mit steigender Temperatur erhöhten Latenteil am Wärme- und Stoffübergang. Dieser liegt begründet in einer erhöhten Partialdruckdifferenz bei gleicher Temperaturdifferenz.

Die gemessenen Höhenprofile der Temperatur für zwei verschiedene Konfigurationen mit Spaltabständen von 38 mm und 18 mm bei gleichen flächenspezifischen Volumenströmen sind im oberen und unteren Teil von Graphik 17 gezeigt. In dieselben Graphiken ist als durchgezogene Linie das Ergebnis der Simulationen unter den entsprechenden Bedingungen eingezeichnet. Dabei wurde in der Simulationen die Annahme verwendet, dass sich der Volumenstrom der feuchten Luft überall in der Anlage so einstellt, dass aneinander angepasste Kapazitätsraten der gegeneinander strömenden Massenströme feuchter Luft und Sole miteinander wechselwirken.

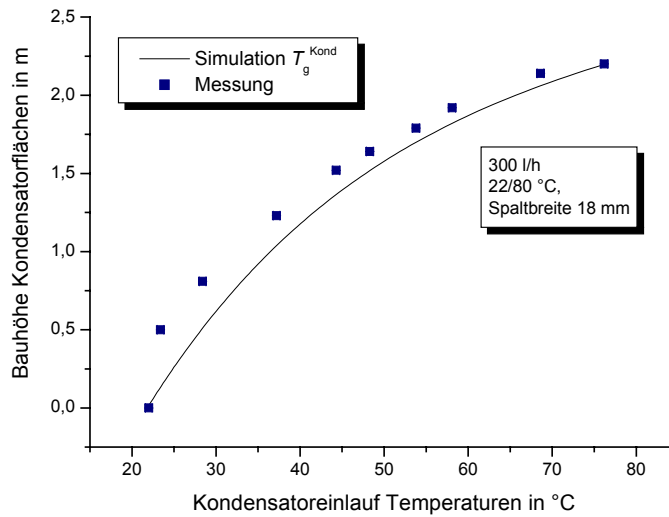
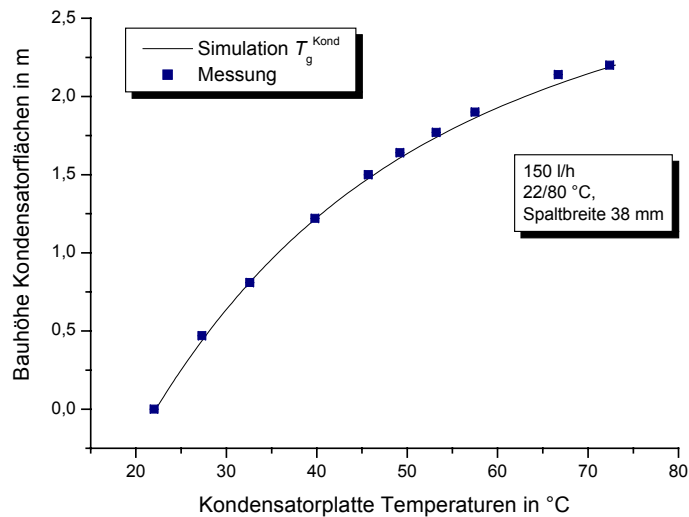
Für den Fall großer Spaltabstände ergibt sich hervorragende Übereinstimmung, was als grundsätzliche Bestätigung der gemachten Annahme angesehen werden kann. Für den Fall enger Spaltabstände (untere Graphik) ergibt sich ein etwas anderes Bild. Hier zeigt sich bei der Messung ein relativ geringer Wärme- und Stoffübergang bis zu einer Höhe von 0,5 m; die Temperatur ändert sich hier über die Höhe weniger als erwartet. Das könnte jedoch auch darin begründet sein, dass für den engeren Spaltabstand die Kondensatorplatten im unteren Teil der Anlage aufgrund von Unregelmäßigkeiten in der Plattenanordnung bereits sehr dicht zusammenlagen und damit ein Einströmen in den Kondensator von unten her verhindert wurde.

Eine andere Begründung für diesen Effekt könnte prinzipiell auch darin liegen, dass die unten in der Anlage relativ hohe Strömungsgeschwindigkeit der Feuchtluft bereits zwischen den Spalten gebremst wird und dadurch hier keine Einstellung der Gleichgewichtsbedingung erfolgen kann. Dem widerspricht allerdings die auf der sicheren Seite erfolgte Abschätzung der Reibungsdissipationsverluste der Anlage wie sie im Abschnitt 4.4 erfolgte.

Eventuell haben in die Anlage eingebaute Blenden zur Abweisung herabtropfender Sole die Konvektion gestört. Ebenso ist es möglich, dass die enge Anordnung der Sammler im Falle der engeren Spaltabstände ein Einströmen in den Kondensator von unten verhinderte, dies aber beim weiten Spaltabstand möglich war.

Betrachtet man die untere Hälfte des Kondensators als abgekoppelt und vergleicht dann die Höhenprofile der Anlage für die sich neu einstellenden Betriebsbedingungen, so ergibt sich wiederum sehr gute Übereinstimmung.

Die Modellannahme angepasster Wärmekapazitätsströme gilt damit als verifiziert und wird im weiteren Vorgehen verwendet.



Graphik 17:  $h$ - $T$ -Diagramme für zwei unterschiedliche Abstände der Wärmetauscherflächen. Gezeigt sind die Messungen und die simulierte Kurve



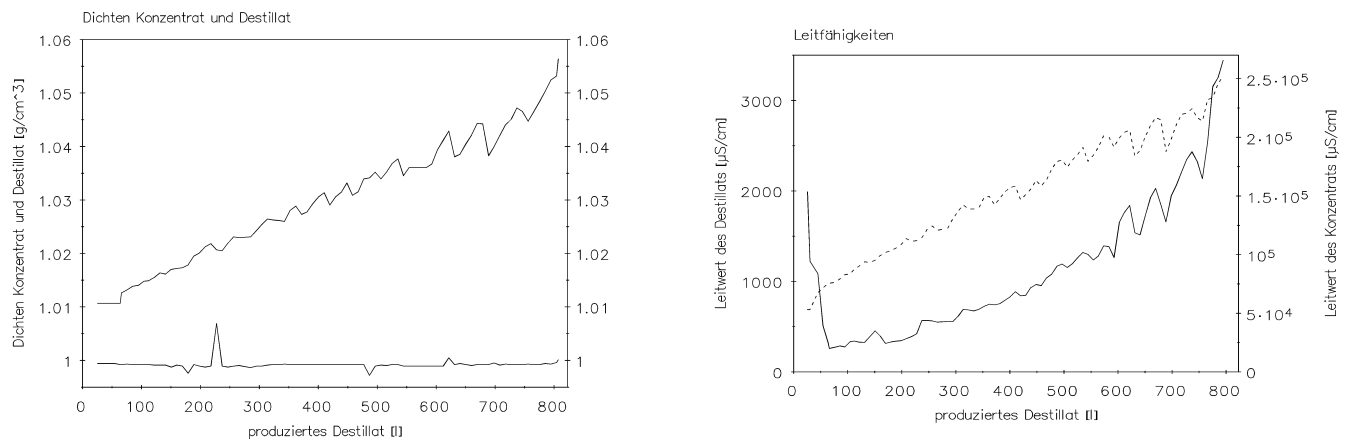
## 7.6 Anwendungen des Verfahrens

Neben der Verwendung des Verfahrens zur Meerwasserentsalzung sind sämtliche Anwendungen in der Verfahrenstechnik mit Stofftrennaufgaben, die über Phasenwechsel realisiert werden können, interessant. Zwei Aufgaben konnten hier aktuell gelöst werden.

### 7.6.1 Reinigung von Eluat aus der Galvanikindustrie

Es wurde ein Testzyklus zur Aufkonzentration von Spülwasser aus der Galvanikindustrie gefahren. Ausgangsmaterial war dabei eine salzsaure Spüllösung (Eluat) mit diversen gelösten Schwermetallsalzen. Die Lösung sollte im laufenden Verfahren so weit wie möglich aufkonzentriert werden, um die Entsorgungskosten gering zu halten.

Produktwasser (Destillat) ist in diesem Fall kein destilliertes Reinstwasser, sondern Salzsäure.



Graphik 18: Dichten und Leitfähigkeiten der getrennten Fraktionen Destillat und Konzentrat

Die Zusammensetzung von Destillat und Konzentrat folgt dabei bezüglich der Anteile an HCl und H<sub>2</sub>O den Gesetzen der Bildung azeotroper Gemische [40]. Dabei pendelt sich bei Fortschreiten des Prozesses das Mischungsverhältnis HCl / H<sub>2</sub>O sowohl beim Konzentrat als auch beim Destillat bei 20% / 80% ein. Dabei enthält der Dampf zunächst mehr Wasser als das Konzentrat. Der Anteil gelöster Schwermetalle reichert sich im Konzentrat an.

Ausgangskonzentration des untersuchten Eluats war 5%-ige Salzsäure mit einem Schwermetallanteil von unter 0,5 %. Das azeotrope Gemisch wurde mangels vorhandener Rohwassermenge<sup>2</sup> nicht erreicht.

<sup>2</sup> Das Entsalzungsmodul hat ein Rohwasserfüllvolumen von ca. 180 Litern. Bei knapp 1000 Litern angeliefertem Rohwasser war damit eine Aufkonzentration lediglich um den Faktor 5 möglich.

### **7.6.2 Reinigung Arsenbelasteten Grundwassers**

Im Zuge eines Gemeinschaftsprojektes mit dem Lehrstuhl für Energie- und Umweltverfahrenstechnik der Fakultät für Maschinenwesen an der Technischen Universität München wurde die Eignung des Verfahrens für die Aufbereitung mit Arsen kontaminierten Grundwassers demonstriert.

In WEST BENGALEN und BANGLADESH gefördertes Grundwasser aus Tiefbrunnen weist häufig eine hohe Arsenkonzentration auf, da die Sedimente in diesen Gebieten reich an Arsen sind. Der Arsengehalt des Wasser liegt an manchen Stellen bis zum Faktor 100 über den Empfehlungen der WORLD HEALTH ORGANIZATION WHO für Trinkwasser. Neueste Statistiken deuten darauf hin, dass 85% der Fläche Bangladeshs und etwa 75 Millionen Einwohner mit dem Risiko erheblicher Gesundheitsgefährdung leben. Mindestens 1,2 Millionen Einwohner sind direkter Vergiftung ausgesetzt.

Das Problem entstand durch das Bohren von Tiefbrunnen und die ausgedehnte Verwendung des Wassers für die Bewässerung landwirtschaftlicher Flächen und die Trinkwasserversorgung der Bevölkerung vor einigen Jahrzehnten. Dadurch sind die Grundwasserspiegel gefallen, und nachströmendes Tiefenwasser anderer Zusammensetzung begann die natürlichen Arsenvorkommen zu lösen. Als Grenzwert für die Arsenkonzentration von Trinkwasser gilt heute ein Wert von 0,01 mg/l oder 10 PPB. In WEST BENGALEN und BANGLADESH verwenden eine Million Menschen Wasser mit mehr als 0,5 mg/l oder 500 PPB, und es wurden Quellen mit Arsengehalten von 10 mg/l oder 10.000 PPB gefunden.

#### **Bekannte Technologien zur Entfernung von Arsen**

Da Arsen in verschiedenen Modifikationen vorkommt, ist seine Entfernung aus dem Wasser ein umständliches Unterfangen, das mehrere Verfahrensschritte erfordert.

Für die Dekontaminierung im großen Maßstab gibt es bewährte Verfahren zur zuverlässigen Arsenentfernung (vgl. [53] S. 279 ff.). Meist wird zunächst das hochgiftige Arsenit  $As_2O_3$  durch Zugabe z.B. von Wasserstoffperoxid zum weniger giftigen  $As_2O_5$  oxidiert, das leichter zu entfernen ist. Im nächsten Verfahrensschritt werden nach Zugabe von Flockungsmitteln (Eisen-, Mangan-, Aluminiumverbindungen) Flockung, Fällung und Ausfilterung unter ständiger Kontrolle des pH-Wertes durchgeführt. Ein anderer Ansatz verwendet einen Ionenaustauschprozess, und auch die Umkehrosiose wird mit Erfolg angewendet.

Bei der Überwachung durch ausgebildetes Personal stellt die Aufbereitung arsenbelasteten Wassers in einer technisch gut ausgestatteten Anlage kein Problem dar. Für die dezentrale Wasseraufbereitung fehlt jedoch geschultes Personal zur Wartung der Anlagen und zur Überwachung des Entgiftungserfolges.

Da Arsen selbst keinen nennenswerten Dampfdruck aufweist, erscheint die Verwendung eines einfachen Destillationsverfahrens wie dem vorliegenden eine vorteilhafte Alternative zur Entgiftung arsenbelasteten Wassers zu sein.

### **Experiment zur Arsenentfernung mittels Feuchtluftdestillation**

Für die Versuche wurde in einer künstlichen Rohwasserprobe ein für die Problemgebiete typischer Arsengehalt von 2000 ppb eingestellt. Zur Simulation von arsenkontaminiertem Brunnenwasser wurde reines Arsen(III)oxyd (99,996%) in entionisiertem Wasser (Leitfähigkeit < 10  $\mu\text{S}$ ) gelöst; es ergab sich damit eine Gesamtleitfähigkeit der Lösung von 139  $\mu\text{S}/\text{cm}$ . Um die Löslichkeit des Arsens im Wasser zu erhöhen, wurde gemäß einschlägigen Standardverfahren das Wasser mit NaOH und  $\text{H}_2\text{SO}_4$  angereichert. Mittels Arsen-Schnelltest wurde zunächst vor Ort für verschiedene Anlagenbetriebszustände die Reinheit des produzierten Destillats getestet. Zusätzlich wurden Proben dem LEHRSTUHL FÜR WASSERGÜTE UND ABFALLWIRTSCHAFT DER TU-MÜNCHEN ZUR ANALYSE übergeben.

Erwartungsgemäß konnte in keiner der Destillatproben Arsen nachgewiesen werden. Eine weitere mögliche Anwendung zur dezentralen Wasseraufbereitung ist damit nachweislich erschlossen.

## 8 Optimierungspotenzial

Für die Feuchtluftdestillation bei Umgebungsdruck ist, wie bereits dargestellt, eine großflächige Verteilung des Rohwassers auf die Verdunstungsflächen essenziell. Damit können der relativ schlechte Stoffübergang des Wasserdampfes aufgrund des hohen Inertgasanteils an der feuchten Luft bei Umgebungsdruck sowie die relativ niedrigen Partialdruckgradienten fern vom Siedepunkt kompensiert werden. Dieser Überlegung führte zur ersten Optimierungsstufe ausgehend von der Solardestille. Solare Absorptionsflächen und Verdunstungsflächen werden räumlich voneinander getrennt und ihr Flächenverhältnis entsprechend den unterschiedlichen Leistungsvermögen angepasst.

So hat ein leistungsfähiger Sonnenkollektor bei einer mittleren Absorbtemperatur von 90 °C und einer Umgebungstemperatur von 20 °C einen Wirkungsgrad von etwa 60%. Bei einer Einstrahlung in Kollektorebene von 900 W/m<sup>2</sup> steht damit über mehrere Stunden am Tag<sup>1</sup> eine Flächenleistungsdichte von 540 W/m<sup>2</sup> zur Verfügung. Wie Überschlagsrechnungen zeigen, ist bei den Temperaturgradienten und Konvektionsgeschwindigkeiten, wie sie in solar stills vorkommen, ein maximaler kombinierter Wärme- und Stofftransportkoeffizient von 70 W/m<sup>2</sup>K auf der Verdunstungs- und von 30 W/m<sup>2</sup>K auf der Kondensationsseite (Glasscheibe) zu erwarten. Damit ist der mittlere Gesamtleitwert für den kombinierten Energiestrom vom Verdunster zum Kondensator bei der solar still auf ca. 21 W/m<sup>2</sup>K begrenzt, was zur Folge hat, dass für eine sofortige Nutzung der eingestrahnten Solarenergie sich ein Temperaturgradient zwischen Verdunsterfläche und Glasscheibe von mehr als 25 °C einstellen muss, was die Wärmeverluste der solar still durch Abstrahlung und Wärmeverluste durch den Boden zusätzlich vergrößert.

Mit der Unterbringung der Verdunstungs- und Kondensationsflächen in einem separaten Gehäuse werden diese Probleme vermieden und zusätzlich die Möglichkeit für eine effektive Wärmerückgewinnung geschaffen.

In der nächsten Stufe kann durch Optimierungen bei Geometrie und Materialwahl die Leistungsfähigkeit der Feuchtluftdestillationsanlage weiter verbessert werden. Dabei bestehen mehrere Möglichkeiten, nämlich die Variation des Spaltabstandes zwischen den Austauschflächen, die Auswahl hochwärmeleitender Materialien im Kondensator und eventuell eine Absenkung des Druckes in der Destillationsanlage. Die Auswirkungen dieser Modifikationen müssen im Zusammenwirken miteinander mittels Simulationsmodell untersucht werden.

Im Hinblick auf die geforderte technische Robustheit und Wartungsfreiheit der Anlagen sowie mit Sicht auf den Anstieg der spezifischen Investitionskosten sind die möglichen Optimierungen auf ihre Wirksamkeit und Vorteilhaftigkeit zu untersuchen.

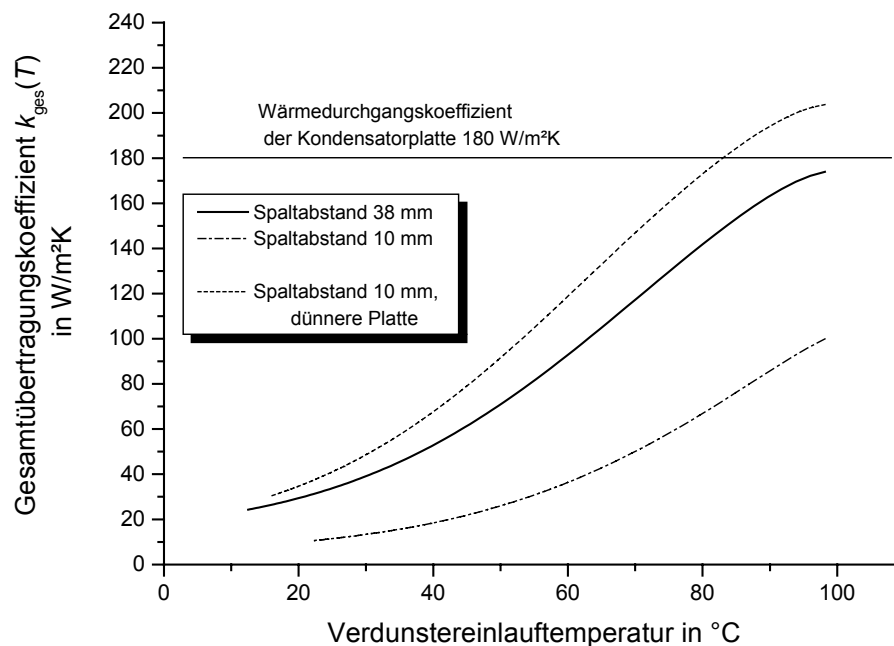
---

<sup>1</sup> Gilt vor allem für Standorte in den Trockenzonen mit hoher Sonneneinstrahlung

## 8.1 Wärmeleitfähigkeit des Kondensatorplattenmaterials

In der Kette der Übertragungsglieder des Energiestroms vom Verdunster zur Sole im Kondensator stellt die Wärmeleitfähigkeit und die Wanddicke des Kondensatorplattenmaterials zusammen mit dem Wärmeübergang auf die Sole den einzigen vom Temperaturniveau unabhängigen Wert dar. Damit ist dieser Wert im Verhältnis zu den restlichen Übertragungsfaktoren vor allem im Bereich hoher Temperaturen begrenzend auf den Gesamtenergiestrom wirksam, da hier die Stoffübertragung und der damit verbundene Wärmestrom besonders effizient sind. Ob er jedoch zu einem wesentlichen Einflussfaktor wird, hängt von der Geometrie des Kondensators ab. Mit enger werdendem Spalt steigen die Partialdruckgradienten bei unveränderter Konzentrations- und Temperaturdifferenz zwischen Tauscherflächen und Strömung an. Nur wenn die Partialdruckgradienten groß genug sind, um einen Latentwärmeübertragungskoeffizienten in der Größenordnung des Wärmedurchgangs der Kondensatorplatten zu erzeugen, wirkt sich die Wärmeleitfähigkeit der Kondensatorplatte limitierend aus.

In der Ausgangskonfiguration wurde ein Kondensator aus Polypropylen mit einer Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{PP} = 0,22 \text{ W/mK}$  und einer effektiven Wandstärke von 1,2 mm verwendet. Der effektive Wärmedurchgang von der Plattenoberfläche bis zur Solekernströmung beträgt hier  $180 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Der Spaltabstand von zunächst 3,8 cm im Kondensator wurde später in Versuchen stufenweise auf 1,0 cm verringert.



Graphik 19: Die Auswirkung des Wärmedurchgangskoeffizienten der Kondensatorplatte auf den Gesamtübertragungskoeffizienten ist erst bei kleinen Spaltabständen und höheren Temperaturen dominierend (alle Werte berechnet, vgl. auch im experimentellen Teil)

Wie man an den berechneten Werten in Graphik 19 erkennt, macht sich erst in diesem Bereich der Wärmedurchgang durch die Platte als limitierender Faktor für den Energiestrom bemerkbar.

Die Verwendung von Polypropylenplatten mit einer geringeren Wandstärke von nur noch 0,6 mm und einem effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten von 240 W/m<sup>2</sup>K ermöglicht bei geringen Spaltabständen eine Verbesserung des Gesamtübertragungskoeffizienten. Da konstruktionstechnische Schwierigkeiten einen Spaltabstand von 10 mm mit weichen PP-Platten nicht sicher darstellbar erscheinen ließen, wurde dieses Limit jedoch bei den Pilotanlagen nicht ausgereizt.

## 8.2 Verringerung des Spaltabstandes in Kondensator und Verdunster

Die Vorteile einer Verengung des Spaltabstandes liegen auf der Hand: Wegen des kürzeren Diffusionsweges und größerer Temperatur- und Konzentrationsgradienten verbessert sich der Stoffübergang. Außerdem ergeben sich in den engeren Spalten bei höherer Strömungsgeschwindigkeit leicht erhöhte Nußelt- und Sherwoodzahlen. Begrenzt wird die Verengung der Spalte durch konstruktive Probleme (Gefahr des Aneinanderlegens gegenüber angeordneter Flächen) und durch die Zunahme der Reibungsdissipation.

Bei der Betrachtung des Gewichtes der verschiedenen Einflussfaktoren auf die Gesamtgüte der Wärme- und Stoffübertragung in Abschnitt 3.2 wurde für die bisherigen Konfigurationen konstatiert, dass der Anteil der Reibungsdissipation am gesamten Wärme- und Stoffübertragungskoeffizienten vernachlässigbar sei. Um die Grenzen einer abgesehen von der Reibung günstigeren Verengung des Spaltabstandes auszuloten, muss das Optimum des Wärme- und Stoffübertragungskoeffizienten im Widerstreit zwischen Reibung und Stoffübergang ermittelt werden.

Zur rechnerischen Darstellung des Optimierungspotenzials musste das Simulationsmodell daher entsprechend verfeinert werden, um den Einfluss der Reibungsverluste der Konvektionsströmung feuchter Luft mit zu erfassen: Bei geringer werdendem Spaltabstand und zu berücksichtigender Reibungsdissipation muss zur Aufrechterhaltung der Konvektionswalze ein größerer Dichteunterschied und damit eine um  $\Delta T_{Konv}$  größere Temperaturdifferenz zwischen Verdunster und Kondensator bereitgestellt werden. Man rechnet wie folgt:

- Der Reibungsanteil der Konvektionswalze wird für jedes Höhenscheibchen  $\Delta z$  berechnet; er ergibt sich aus dem Druckabfall

$$\Delta p = \frac{dp}{dz} \Delta z = \frac{12\eta}{d^2} \bar{w} \Delta z \quad (8.1)$$

wobei sich die mittlere Geschwindigkeit  $\bar{w}$  gemäß der Gleichgewichtsbedingung zwischen den Wärmekapazitätsströmen (vgl. Abschnitt 5.1.1) berechnet zu

$$\bar{w}(z) = \frac{\dot{m}_{fl}(z)}{\rho_{fl} \cdot A_{quer}} = \frac{c_{p,Sole}}{\left(\frac{dh_{fl}}{dT}\right)_T} \frac{\dot{m}_{Sole}(z)}{\rho_{fl} \cdot b \cdot d} \quad (8.2)$$

- Daraus berechnet sich die in  $\Delta z$  dissipierte Leistung  $\Delta P_{mech}$  zu:

$$\Delta P_{mech} = \frac{dP}{dz} \Delta z = \bar{w} \cdot A_{quer} \cdot \Delta p \quad (8.3)$$

- Es wird nun angenommen, dass diese mechanische Leistung von einer Wärmekraftmaschine zwischen den Temperaturniveaus  $T_{Verd}(z)$  und  $T_{Kond}(z)$  auf dieser Höhe bereitgestellt wird. Dieser exergetischen Leistung entspricht eine minimale thermische Leistung von

$$\Delta P_{therm} = \frac{\Delta P_{mech}}{\eta_{rev}} \quad (8.4)$$

mit dem Carnot-Wirkungsgrad

$$\eta_{rev} = 1 - \frac{T_{Kond}(z)}{T_{Verd}(z)} \approx \frac{\Delta T}{T(z)} \quad (8.5)$$

- Der Anteil an der Antriebsleistung der Konvektionswalze aus dem Höhenelement  $\Delta z$  werde nun mit einem virtuellen Reibungswiderstand  $1/k_{Konv}$  im Wärme- und Stoffübertragungsmodell identifiziert.  $k_{Konv}$  ist Anteil am gesamten k-Wert nach Gleichung ( 5.15). Der Energiestrom vom Verdunster zum Kondensator bei Berücksichtigung von Reibung führt zu einem Temperaturabfall  $\Delta T_{Konv}$  am gedachten Dissipationsterm  $1/k_{Konv}$ :

$$\Delta T_{Konv} = \frac{\dot{E}_{ges}}{k_{Konv}} \quad (8.6)$$

Diese Temperaturdifferenz vermindert die wirksamen Temperaturdifferenzen

$$\begin{aligned} \Delta T_{Verd} &= (T_g^{Verd} - T_m^{Verd}) \\ \Delta T_{Kond} &= (T_m^{Kond} - T_{Sole}^{Kond}) \end{aligned} \quad (8.7)$$

die als Potenzial für Wärme- und Stoffübertragung in Verdunster und Kondensator zur Verfügung stehen, denn insgesamt muss gelten:

$$\Delta T_{Verd} + \Delta T_{Kond} + \Delta T_{Konv} = \Delta T_{gesamt} = T_g^{Verd} - T_{Sole}^{Kond} \quad (8.8)$$

Daher wird die zusätzliche Bedingung

$$\Delta T_{Konv} \equiv T_m^{Verd} - T_m^{Kond} \quad (8.9)$$

aufgestellt.

- Die durch Reibung dissipierte Leistung berechnet sich dann als Differenz aus den Energieflüssen durch die gedachte Übertragungskette zwischen Verdunster und Kondensator, die mit bzw. ohne den Widerstand  $1/k_{Konv}$  zwischen Verdunster und Kondensator fließen:

$$\Delta P_{therm} = \dot{E}_{ges} - \dot{E}_{ges}^{Reib} \quad (8.10)$$

mit

$$\dot{E}_{ges} = \Delta T_{ges} \cdot k_{ges} \quad (8.11)$$

und

$$\dot{E}_{ges}^{Reib} = \Delta T \cdot \left( \frac{1}{\frac{1}{k_{ges}} + \frac{1}{k_{Konv}}} \right) \quad (8.12)$$

wobei in  $k_{ges}$  der Reibungsanteil nicht enthalten sei.

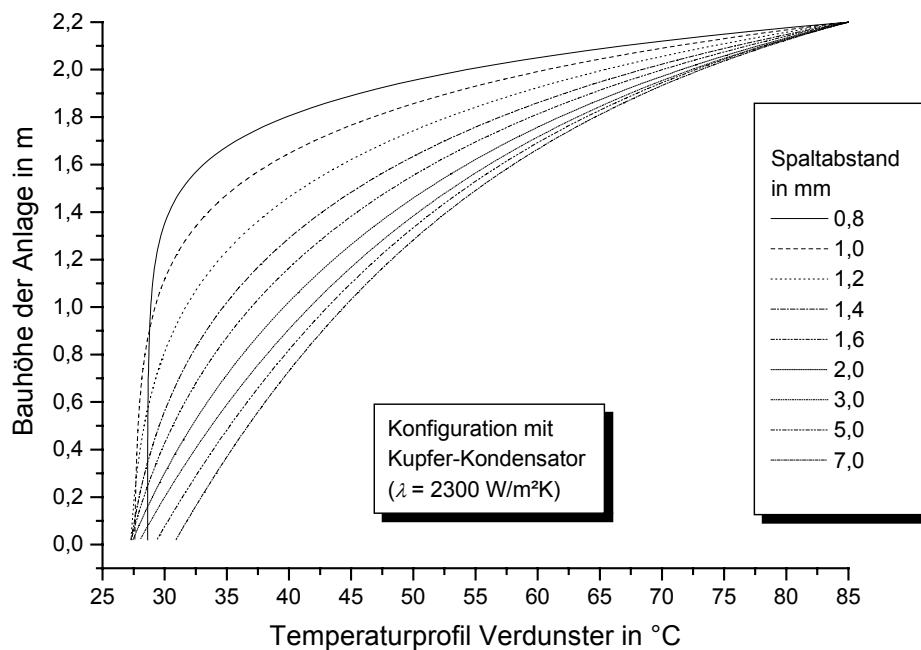
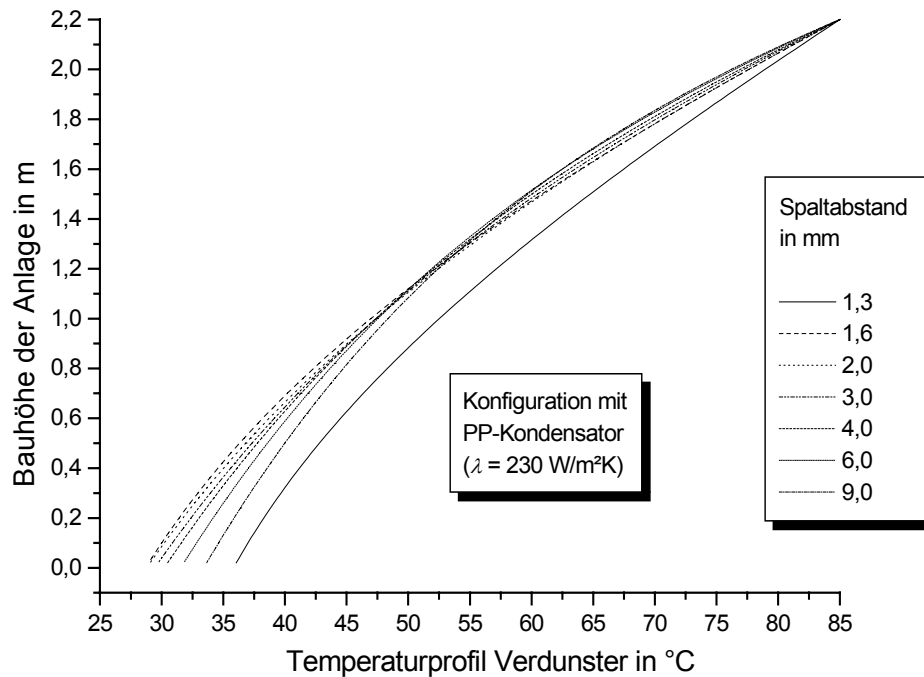
Diese Definition ist konsistent mit der Energieerhaltung im Höhenelement  $\Delta z$ .

Damit wird modellhaft in jedem Höhenscheibchen ein Teil des Energieflusses für die Überwindung der Reibung aufgewendet und steht damit nicht mehr für die Wärme- und Stoffübertragung zur Verfügung.

Abhängig vom verwendeten Kondensatorplattenmaterial und dessen Wärmedurchgangskoeffizient lassen sich damit **optimale Spaltbreiten** angeben, für die der Wert des Gesamtübertragungskoeffizienten unter Berücksichtigung der Reibung maximal bzw. der spezifische Energiebedarf einer kompletten Konfiguration minimal wird. Sie sind der eigentliche Gewinn des vorliegenden Modells für künftige Anlagendesigns.

Die Auswirkungen einer Variation des Spaltabstandes für zwei verschiedene Plattenmaterialien auf das Temperaturprofil über die Bauhöhe der Anlage sind in Graphik 20 oben (Polypropylen) und unten (Kupfer) zu erkennen. Bei konstanter Verdunstereintrittstemperatur von 85 °C und konstanter Kondensatoreintrittstemperatur von 25 °C wurde für verschiedene Geometrien die lokale Wärme- und Stoffübertragungsrate ermittelt, wodurch sich rekursiv das jeweilige Temperaturprofil ableiten läßt. Dabei variiert natürlich auch die lokale Strömungsgeschwindigkeit der Feuchtluft.





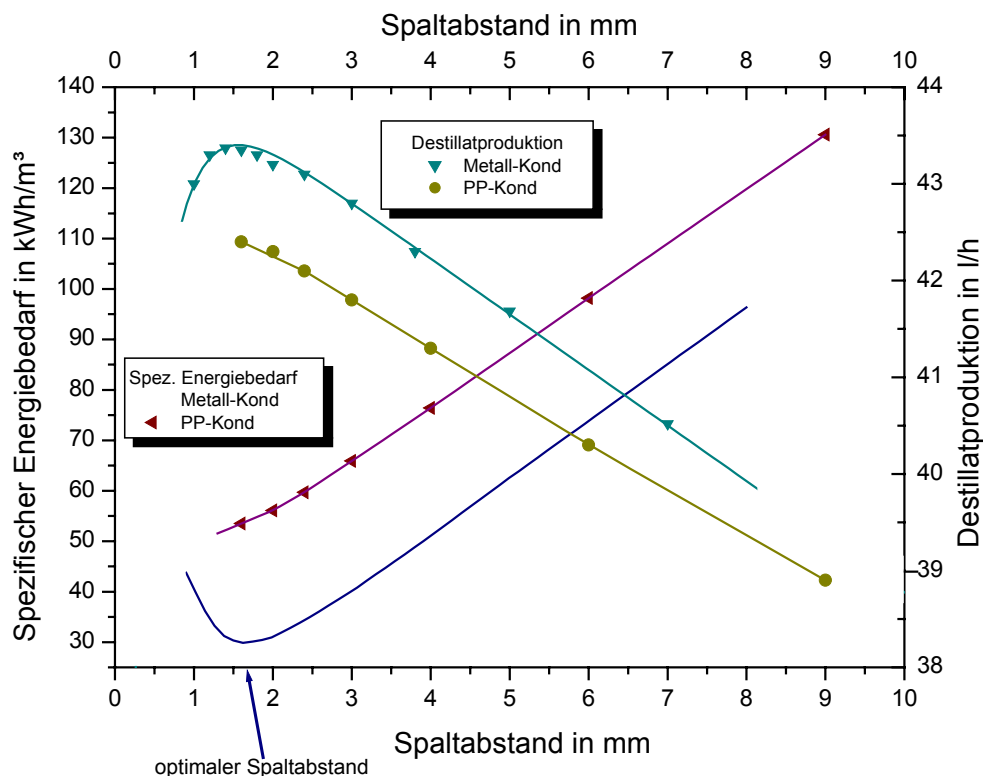
Graphik 20: Temperatur Höhenprofil für Kondensatoren aus Polypropylen (oben) und Kupfer (unten) bei verschiedenen Spaltabständen. Man erkennt vor allem bei Kupfer (hohe Wärmeleitfähigkeit) den Einfluss der Reibung bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten im unteren Teil der Anlage (Spaltabstand 0,8 mm).

Aufgrund der bei zunehmender Strömungsgeschwindigkeit ansteigenden Reibungsverluste (unter Annahme der fortdauernden Erfüllung des Kriteriums gleicher Kapazitäts-

raten) findet bei der Konfiguration mit Kupferkondensator (unten) aufgrund der relativ guten Wärmeleitung des Plattenmaterials schließlich nahezu der gesamte Wärme- und Stoffübertragungsprozess im oberen Teil der Anlage statt; der untere Teil wird nicht mehr genutzt ( $dT/dz \Rightarrow 0$ ). Hier wäre die zum Nachschub der Feuchtluft erforderliche Strömungsgeschwindigkeit so hoch (und damit bei zu engem Spalt der Anteil der Reibungsverluste am Gesamtübergangswiderstand so gross), dass der Antrieb für die Naturkonvektion in diesem Bereich zugunsten der Bereiche höherer Temperatur zusammenbricht.

Bei der Konfiguration mit Polypropylenkondensator (oben in Graphik 20) ist der Anteil der Reibungsverluste am Gesamttransportwiderstand dagegen nie dominierend, daher sind die Kurven durchweg flacher, die Wärme- und Stoffübertragung verteilt sich bei insgesamt aber höherem spezifischem Energiebedarf über die Bauhöhe der Anlage.

Aufgrund dieses Phänomens nimmt der spezifische Energiebedarf mit kleiner werdender Spaltbreite wieder zu. Daher lässt sich für selbigen ein Minimum in Graphik 21 erkennen, in welcher das Ergebnis einer Optimierungsrechnung für den Spaltabstand dargestellt ist.



Graphik 21: Variationsrechnung für den Spaltabstand Verdunster und Kondensator für zwei verschiedene Kondensatorplattenmaterialien (Polypropylen, Wärmeübergangskoeffizient 230 W/m²K und Metall, Wärmeübergangskoeffizient 2300 W/m²K)

Für einen Betriebszustand mit 500 l/h Soledurchsatz und festgelegter Temperaturspannung zwischen Verdunstereinlass (85°C) und Kondensatoreinlass (25°C) wurde die

Destillatproduktion sowie der spezifische Energiebedarf zur Destillation berechnet. Es zeigt sich, dass bei Verwendung von Polypropylen der Spaltabstand praktisch nie so eng wird, dass die Luftreibung dominiert.

Im Gegensatz dazu ist bei einem hypothetischen<sup>1</sup> Metallkondensator mit einem realistischen Wärmeübergangskoeffizienten von der Kondensationsoberfläche zur Sole von 2300 W/m<sup>2</sup>K ein optimaler Spaltabstand zu identifizieren. Der Grund liegt darin, dass für die letztgenannte Konfiguration zur Erfüllung des Kriteriums gleicher Wärmekapazitätsströme eine wesentlich höhere Strömungsgeschwindigkeit der feuchten Luft notwendig ist.

### 8.3 Druckabsenkung in der Verdunstungs- und Kondensationskammer

Der Vorteil einer Druckabsenkung in der gesamten Anlage liegt zum einen in der Verbesserung des Stoffübergangskoeffizienten durch Erhöhung des Diffusionskoeffizienten  $D$  und zum anderen in einer Erhöhung der spezifischen Enthalpiedifferenzen feuchter Luft schon bei niedrigeren Temperaturen, da sich im oberen Teil der Anlage die Temperaturen dem Siedepunkt nähern.

Der Nachteil ist ganz offensichtlich in der erheblichen Komplizierung der Anlage zu sehen, sodass diese Maßnahme hier nur der Vollständigkeit halber aufgeführt ist. Ihr Optimierungspotenzial lässt sich nur im Zusammenwirken mit den anderen Maßnahmen erkennen und ist daher in Abschnitt 8.4 dargestellt.

### 8.4 Zusammenstellung der Optimierungsmöglichkeiten

Die Wirkungsweise der in den letzten Abschnitten diskutierten Optimierungsmaßnahmen muss im Zusammenspiel betrachtet werden, da zum Beispiel der Übergang zu neuen Kondensatorplattenmaterialien mit besseren Wärmedurchgangszahlen nur bei einer gleichzeitigen Verengung des Spaltabstandes sinnvoll ist.

Ebenso lohnt sich eine aufwändige Teilvakuumtechnologie in der Anlage erst dann, wenn die Spaltabstände entsprechend vermindert werden konnten. Die Darstellung eines Spaltabstandes von weniger als 4 mm scheint dabei aus der bisherigen praktischen Erfahrung im Anlagenbau schwierig zu sein, sollte aber in jedem Falle versucht werden, da hier das höchste Optimierungspotential liegt.

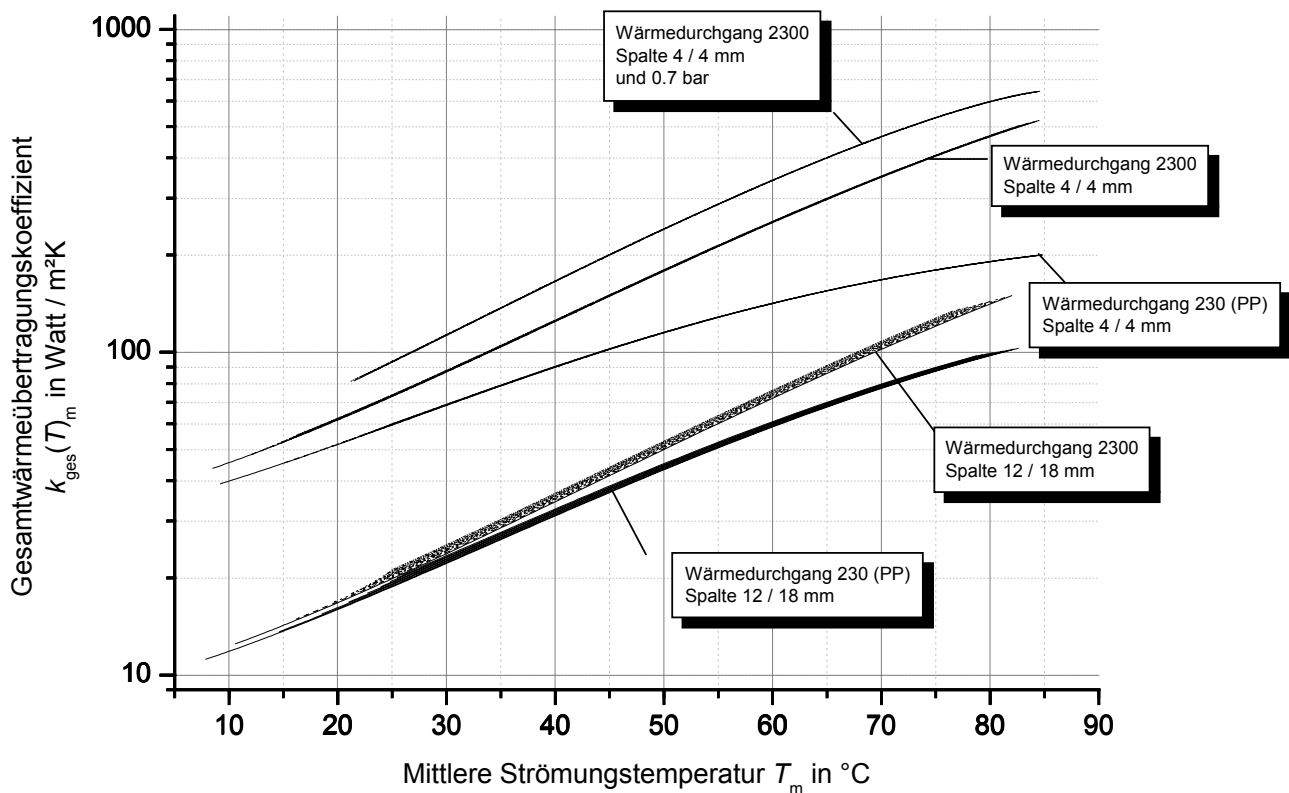
In Graphik 22 ist die Wirkung verschiedener Maßnahmen auf die im Modell verwendete Übertragungskennlinie  $k_{ges}(T)$  zu erkennen. Die Kurvenbündel wurden erstellt bei der jeweils im Fähnchen angegebenen Konfiguration unter Variation der

---

<sup>1</sup> „Hypothetisch“ zum Stand des Abschlusses dieser Arbeit, da Korrosionsfragen und Preis noch ungeklärte Punkte darstellen

Anlagenbetriebsparameter wie dem Volumenstrom, den Einlauftemperaturen zu Verdunster und Kondensator sowie den Temperaturspreizungen. Aus der recht guten Überdeckung der zu Bündeln zusammengefassten Betriebsgeraden lässt sich erkennen, dass die Übertragungskennlinie  $k_{ges}(T)$  tatsächlich nicht von den gewählten Betriebsbedingungen, sondern nur von der Anlagenkonfiguration abhängt.

Ebenso erkennt man die zu favorisierende Reihenfolge der Maßnahmen: Zunächst sollte der Spaltabstand auf unter 4 mm verringert werden, damit sich dann der verbesserte Wärmedurchgangskoeffizient modifizierter Kondensatorplattenmaterialien bemerkbar machen kann. Die Verwendung von Unterdrucktechnik lohnt sich bei dieser Technologie erst bei Spaltabständen von deutlich unter 4 mm.



Graphik 22: Zusammenstellung der Auswirkungen unterschiedlicher Anlagenmodifikationen auf den Modellparameter  $k_{ges}(T)$ . Quelle: Simulationsrechnung. Erläuterungen im Text.

## 9 Simulationsmodell für Entsalzungssysteme

Ein stationäres Modell zur Beschreibung des Verdunstungs- und Kondensationsprozesses wurde in Abschnitt 4.5 erarbeitet und durch Messungen bestätigt. Als Ergebnis daraus wird eine Kennlinie für den Wärme- und Stoffübergangsgesamtwert  $k_{ges}(T)$  abgeleitet, der wie beschrieben aus detaillierten Simulationen stationärer Betriebszustände hergeleitet wurde. Ebenso kann eine charakteristische Kurve  $\kappa(T)$  angegeben werden, die in Abhängigkeit vom Temperaturniveau der Wärme- und Stoffübertragung den Anteil der Latentwärme und damit des Destillatmassenstromes am gesamten Energiestrom angibt.

Zur Komponentenauslegung (Thermischer Speicher, Kollektorfeld) und zur Bestimmung der optimalen Betriebsführung einer Gesamtanlage für einen gegebenen Standort wurde das Simulationsmodell einer kompletten solarthermisch getriebenen Meerwasserentsalzungsanlage programmiert. Dabei wurde auf die dynamische Simulationsumgebung *TRNSYS* zurückgegriffen. Diese wird üblicherweise für die detaillierte Simulation thermischer Solaranlagen und der zugehörigen Haustechnik verwendet. Für das Entsalzungsmodul wurde eine neue *TRNSYS*-Komponente entwickelt, die auch das dynamische Verhalten des Moduls beschreibt.

Diese dynamische Komponente „MEH-Modul“ basiert - wie eben dargelegt - auf der in Kapitel 4.5 diskutierten Modellbildung und der Zusammenfassung von Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten zu einem Gesamtwärmeleitwert (vgl. Abschnitt 4.5). Daraus leitet sich das hier verwendete Modell der Komponente Entsalzungsmodul durch Parallelschaltung mehrerer Gegenstromwärmetauscher mit temperaturabhängigem  $k$ -Wert ab. Dieser ist aufgrund des mit steigender Temperatur stark verbesserten Stoffüberganges um so größer, je höher die mittlere Temperatur des Wärmetauschers ist.

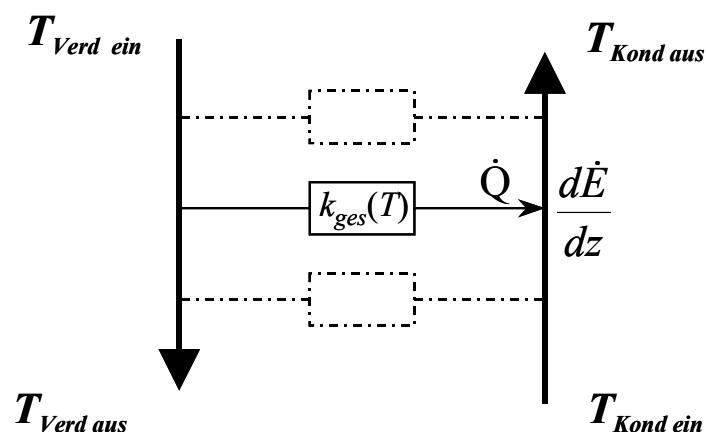


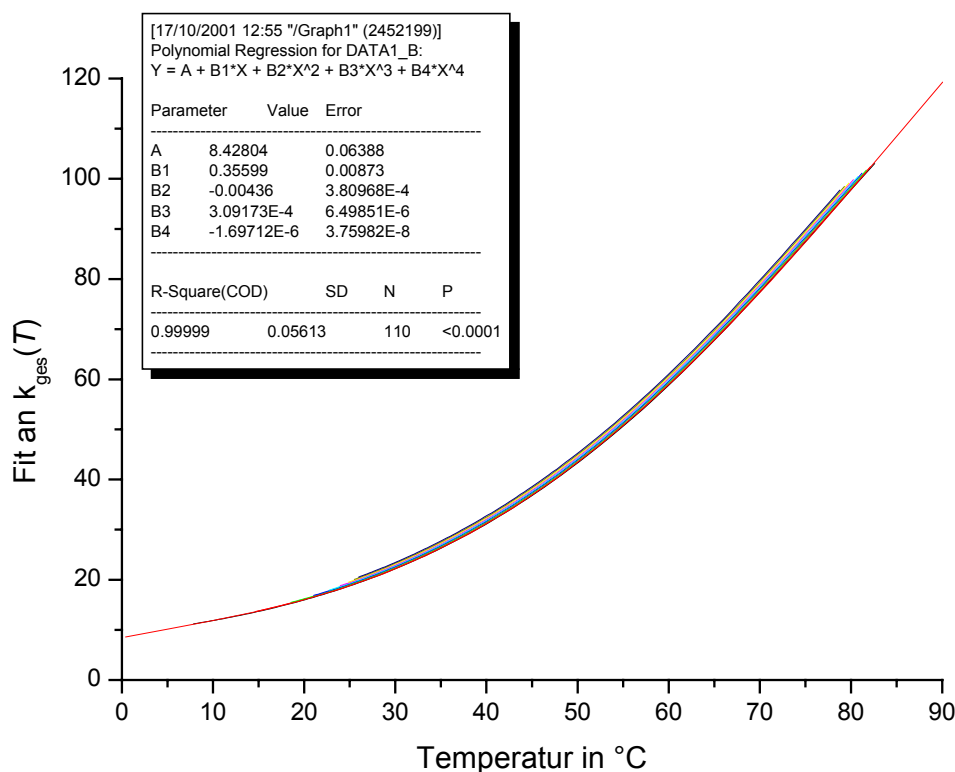
Abbildung 30: Parallele Wärmetauscher unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit  $k_{ges}(T)$  als Modell des Wärmetransportprozesses vom Verdunstertuch bis zur Soleströmung im Kondensator

## 9.1 Kennlinien und dynamische Parameter

Die Bestimmung des Temperaturabhängigkeit des Wärmeleitwertes  $k_{ges}(T)$  erfolgte dabei sowohl aus experimentellen Messungen als auch aus den theoretischen Überlegungen zu Wärme- und Stoffübertragung in der laminaren Spaltströmung. Die Form dieser **Kennlinie** ist abhängig von anlagenspezifischen Geometrie- und Materialgrößen wie etwa dem Spaltabstand in Verdunster und Kondensator oder dem Wärmedurchgangskoeffizienten des verwendeten Kondensatorplattenmaterials. Die Kennlinie ist **nicht** abhängig vom Betriebszustand der Anlage oder der Gesamtfläche der Austauschflächen. Für die Konfiguration der Pilotanlagen gingen folgende Größen in die Simulation ein:

Spaltabstand Kondensator	16 mm
Spaltabstand Verdunster	18 mm
Wärmeleitfähigkeit Kondensatorplatten (mit WÜ zur Sole)	230 W/m <sup>2</sup> K

Daraus konnte folgende **Kennlinie  $k_{ges}(T)$**  simulatorisch bestimmt und experimentell bestätigt werden:



Graphik 23: Polynomfit an den aus Simulation und Messung bestimmten Wärmeübertragungskoeffizienten  $k_{ges}(T)$  für die Anlagenkonfiguration der Pilotanlagen Oman und Gran Canaria

$$k_{ges}(T) = A + B1 \cdot T + B2 \cdot T^2 + B3 \cdot T^3 + B4 \cdot T^4 \quad \text{für } T = 0 \dots 85 \text{ °C} \quad (9.1)$$

mit den aus der Legende in Graphik 23 ersichtlichen Koeffizienten  $A$ ,  $B1$  bis  $B4$ . Diese Beziehung wurde als Kennlinie in die Auslegungsrechnungen übernommen.

Das *dynamische* Modell muss neben dem Wärme- und Stofftransport auch dynamische Eigenschaften des Entsalzungsmoduls wiedergeben, nämlich einerseits die *thermische Trägheit* aufgrund der Wärmekapazität der Komponenten und des in den Kondensatorplatten stehenden Wassers und andererseits die *Wärmeverluste* des Moduls an die Umgebung in Abhängigkeit von den variablen Umgebungsbedingungen. Diese Anpassungen erfolgten durch folgende Komponentenwahl zur simulatorischen Abbildung des MEH-Moduls in TRNSYS:

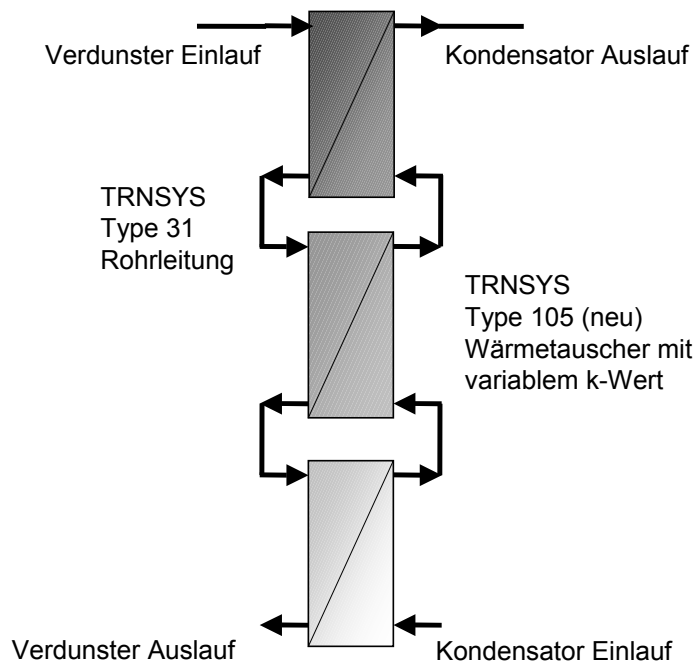


Abbildung 31: Zentrale Komponenten des TRNSYS-Simulationsprogramms zur dynamischen Abbildung eines Multi-Effect-Humidification-Entsalzungsmoduls

Drei<sup>1</sup> Gegenstrom-Wärmetauscher (hier modifizierter TRNSYS Typ 105) beschreiben im dynamischen Modell den kombinierten Transportmechanismus für Wärme und Wasserdampf. Dabei wird im Sinne der Näherung aus Abschnitt 3.2 davon ausgegangen, dass der Gesamtenergiestrom sich temperaturabhängig aus einem Anteil an Wärmeleitung und latentem Wärmeübergang (Verdunstung und Kondensation) zusammensetzt. Die lokal produzierte Destillatmenge in der Stufe  $i$  ( $i = 1,2,3$ ) ist damit proportional zum Quotienten aus übertragener Wärmemenge und Verdunstungsenthalpie bei dieser Temperatur:

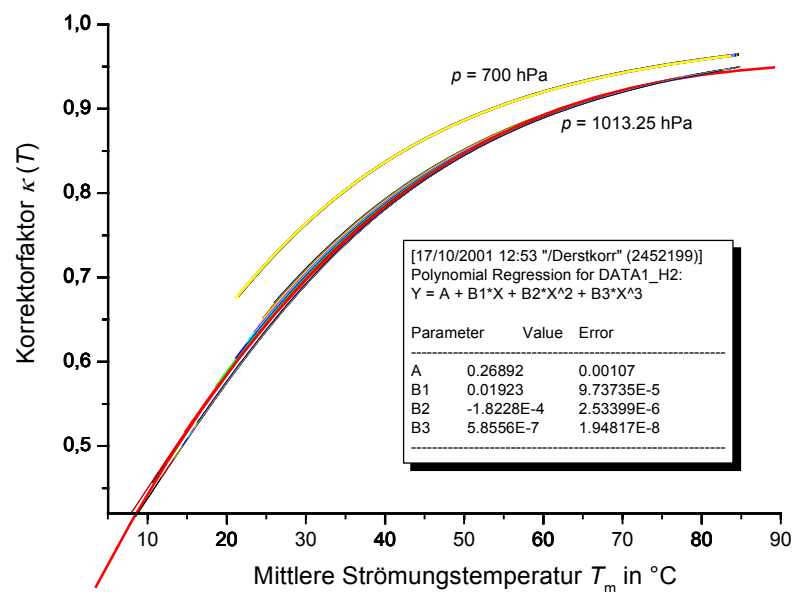
$$d\dot{m}_{WD}^i = \kappa(T_i) \frac{d\dot{Q}_i}{r(T_i)} \quad (9.2)$$

<sup>1</sup> Es wurden auch größere Anzahlen an parallelen Wärmetauschern eingesetzt, aber es zeigte sich, dass die Genauigkeit der Simulation bereits mit drei Wärmetauschern sich im Rahmen der Genauigkeit der k-Wertbestimmung bewegt

Die Temperatur  $T_i$  ist dabei festgelegt als der Mittelwert aus den beiden Einlauftemperaturen jedes Wärmetauschers  $i$ :

$$T_i = \frac{T_{KondEin}^i + T_{VerdEin}^i}{2} \quad (9.3)$$

Die charakteristische Kurve des Proportionalitätsfaktors  $\kappa(T)$  ergibt sich aus der theoretischen Ableitung in Abschnitt 4.5 in Übereinstimmung mit den Messungen in experimentellen Untersuchungen stationärer Zustände:



Graphik 24: Polynomfit an die charakteristische Kurve  $\kappa(T)$  für die Berechnung der Destillatproduktion aus der gesamten übertragenen Energie

$$\text{Fit: } \kappa(T) = A + B1 \cdot T + B2 \cdot T^2 + B3 \cdot T^3 \quad \text{für } T = 0 \dots 90 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (9.4)$$

mit den Koeffizienten gemäß der Legende aus Graphik 24.  $\kappa(T)$  ist eine thermodynamische Beziehung und **nicht** abhängig von Betriebszustand oder Anlagenkonfiguration. Sie ändert sich lediglich bei Absenkung des Druckes in der Anlage.

Die **thermische Trägheit** der Anlage wird im Modell durch geeignete Wahl der Volumina der Verbindungsrohre zwischen den Wärmetauschern (TRNSYS-Type 31) festgelegt. Deren Wärmekapazität muss auf der Verdunster- bzw. Kondensationsseite den Wärmekapazitäten der Einbauten und der Wasser-Füllmengen entsprechen.

Ebenso werden die **Wärmeverluste** der Anlage im Modell wiedergegeben durch eine geeignete Wahl der Oberflächen-Volumenverhältnisse der Rohrleitungen (Typ 31) mit der Angabe von k-Werten, die den realen Materialwerten der Isolation entsprechen.



Die anderen Komponenten des TRNSYS-Simulationsmodells sind:

- Das Sonnenkollektorfeld variabler Größe  $A_{Koll}$ , gekennzeichnet durch die Angabe charakteristischer Kollektorparameter wie linearer und quadratischer Verlustkoeffizient  $k_1$  und  $k_2$ , optischer Wirkungsgrad  $\eta$ , Wärmekapazität und Strahlwinkel-Korrekturfaktor
- Ein geschichteter thermischer Speicher variabler Größe, gekennzeichnet durch seine Abmessungen, den k-Wert seiner Isolation und die Wärmeleitfähigkeit des Wärmeträgermediums
- Mischventile und Volumenstromregelung zur Steuerung von Verdunstereinlauf- und Kollektorauslauf Temperatur
- Ein Wärmetauscher zwischen Kollektorkreis und Wärmeeintrag ins Salzwasser

Eine detaillierte Darstellung der Komponenten des modularen Programms für die Simulationsumgebung TRNSYS zeigt Abbildung 42 im Anhang C auf Seite 155.

## 9.2 Verifikation anhand von Messdaten stationärer Zustände

Die Vorhersagequalität der Komponente „Feuchtluftdestillationsanlage“ des Simulationsmodells wurde für stationäre Zustände bei verschiedenen Volumenströmen und Verdunstereinlaufstemperaturen bestimmt und ist in Abbildung 32 graphisch dargestellt.

Im Unterschied zu Abbildung 29 sind hier die gemessenen Werte stationärer Zustände

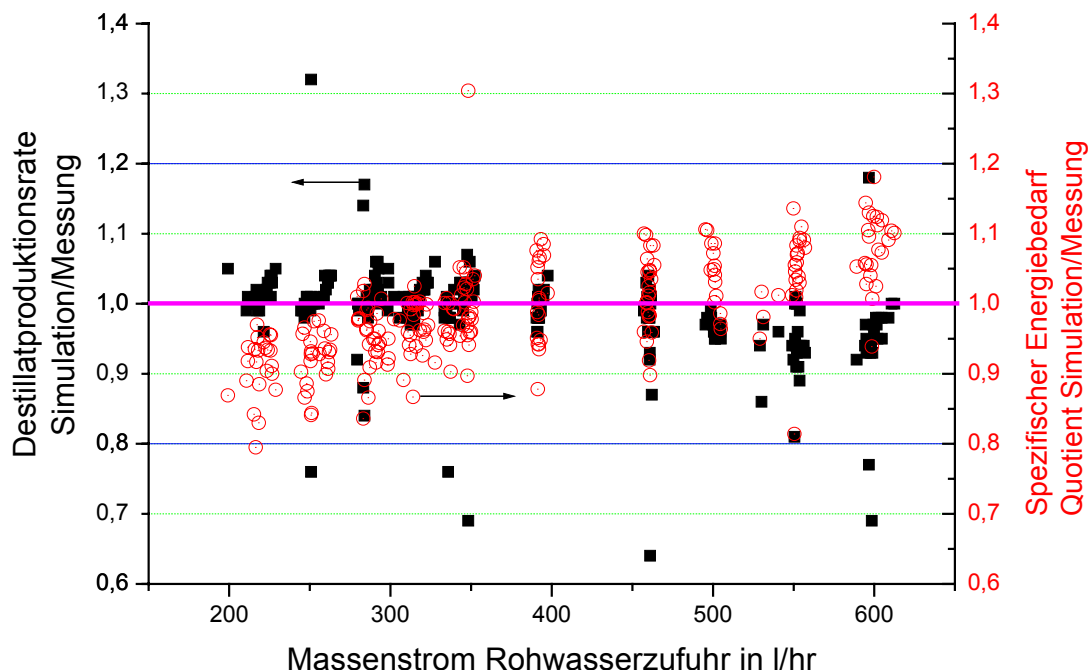


Abbildung 32: Vergleich zwischen simulierten und gemessenen Werten für stationäre Zustände unter Variation von Verdunstereinlaufstemperatur (70-85 °C in Schritten von 5 K) und Massenstrom. O spezifischer Energiebedarf, □ Destillatproduktion, jeweils Quotient sim. / gemessener Wert

mit den Ergebnissen aus der TRNSYS-Simulation verglichen. Dynamische Effekte spielen hierbei noch keine Rolle, da stationäre Zustände untersucht wurden. Jedoch sind in diesen Berechnungen die Wärmeverluste des Entsalzungsmoduls enthalten.

Da die Raumtemperatur bei den Messungen nicht definiert erfasst wurde, resultiert hier ein systematischer Fehler, der sich im spezifischen Energiebedarf niederschlägt: Je höher der Energieumsatz in der Anlage (hohe Solemassenströme), desto geringer ist der Anteil der Wärmeverluste, da diese unabhängig vom Energieumsatz lediglich von der Differenz zwischen den Temperaturen in der Verdunstungseinheit und außerhalb abhängen. In der Folge driftet die mittlere Abweichung (Schwerpunkt der Punktwolken für verschiedene Solemassenströme) zwischen Simulation und Messung bei diesem Vergleich vom Negativen ins Positive. Die Mittelwerte sind jedoch stets innerhalb der  $\pm 10\%$ -igen Abweichung. Diese Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment kann als genügend angesehen werden, zumal auch die Unsicherheit bei der Bestimmung der Kennlinie  $k_{ges}(T)$  in diesem Genauigkeitsbereich liegt.

### 9.3 Simulationsergebnisse im Vergleich mit Feldversuchen

In zwei Pilotanlagen zur solarthermischen Meerwasserentsalzung mit dem MEH-Verfahren konnten während eines Jahres umfangreiche Messdaten gesammelt werden. Die installierten Komponenten wurden dabei bei der Planung der Anlagen entsprechend den Optimierungsergebnissen der vorher simulierten Systeme ausgelegt. Die Gesamtsysteme sind in Kapitel 11 genauer beschrieben.

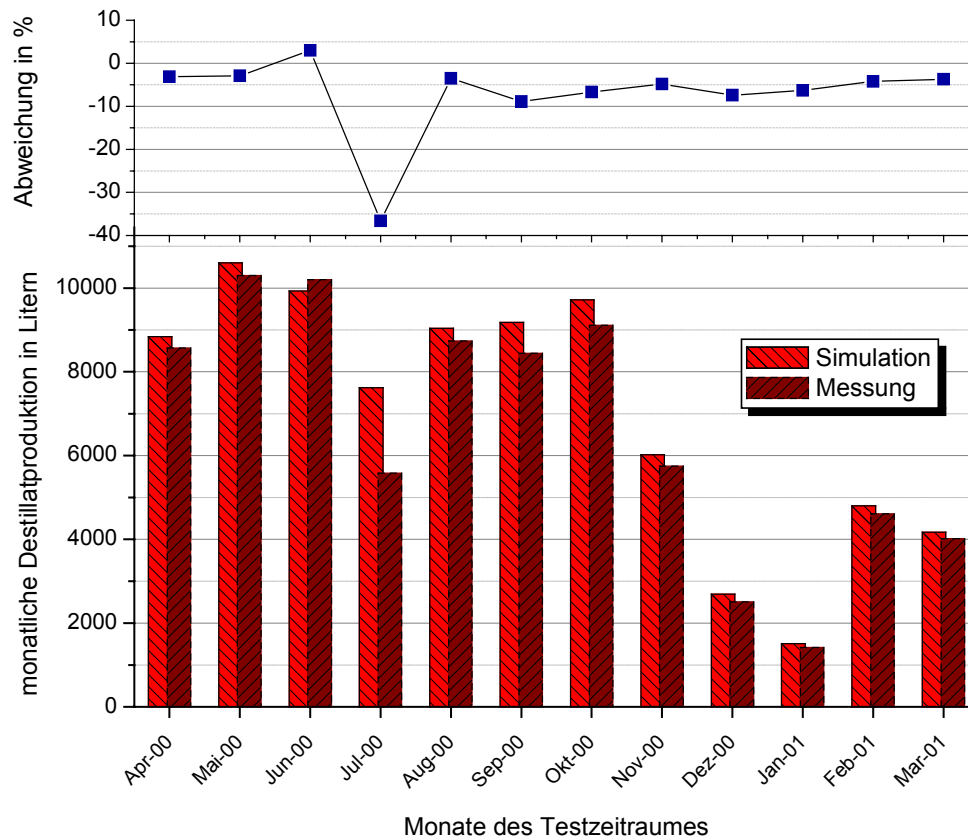
Als Check für die Qualität der Simulationen werden hier einige Vergleiche zwischen Simulation und Feldvermessung angeführt.

Graphik 25 zeigt die simulierten und die gemessenen Monatssummen an produziertem Destillat für eine der beiden vermessenen Anlagen (Oman-Anlage). Dabei wurden in der Simulation die im Feldversuch gemessenen Eingangsgrößen zur Destillationseinheit, nämlich die Verdunstereinlauftemperatur, die Kondensatoreinlauftemperatur und der Solemassenstrom verwendet. Die Simulation stellt dann anhand der Vorgaben des Labormoduls (Kennlinien  $k_{ges}$  und  $\kappa$ ) als Ergebnis die produzierte Destillatmenge und die Kondensatorauslauftemperatur zur Verfügung. Daraus errechnet sich der spezifische Energiebedarf zu

$$E_{Spez}^{Dest} = \frac{\dot{m}_{Sole} (T_{Verd}^{ein} - T_{Kond}^{aus}) \cdot c_p^{Sole}}{\dot{m}_{Dest}} \quad (9.5)$$

Der Vergleich der Monatswerte zeigt bis auf den Juli 2000 (verstopfte Destillatmessung führte zu teilweisem Ausfall) eine gute Übereinstimmung der Messwerte mit der Simulation.

Für den spezifischen Energiebedarf ergibt sich eine ähnlich gute Übereinstimmung, was als Nachweis der Eignung des 3-stufigen Wärmetauschermodells in der TRNSYS-Simulation unter Verwendung der Kennlinien gesehen werden kann.

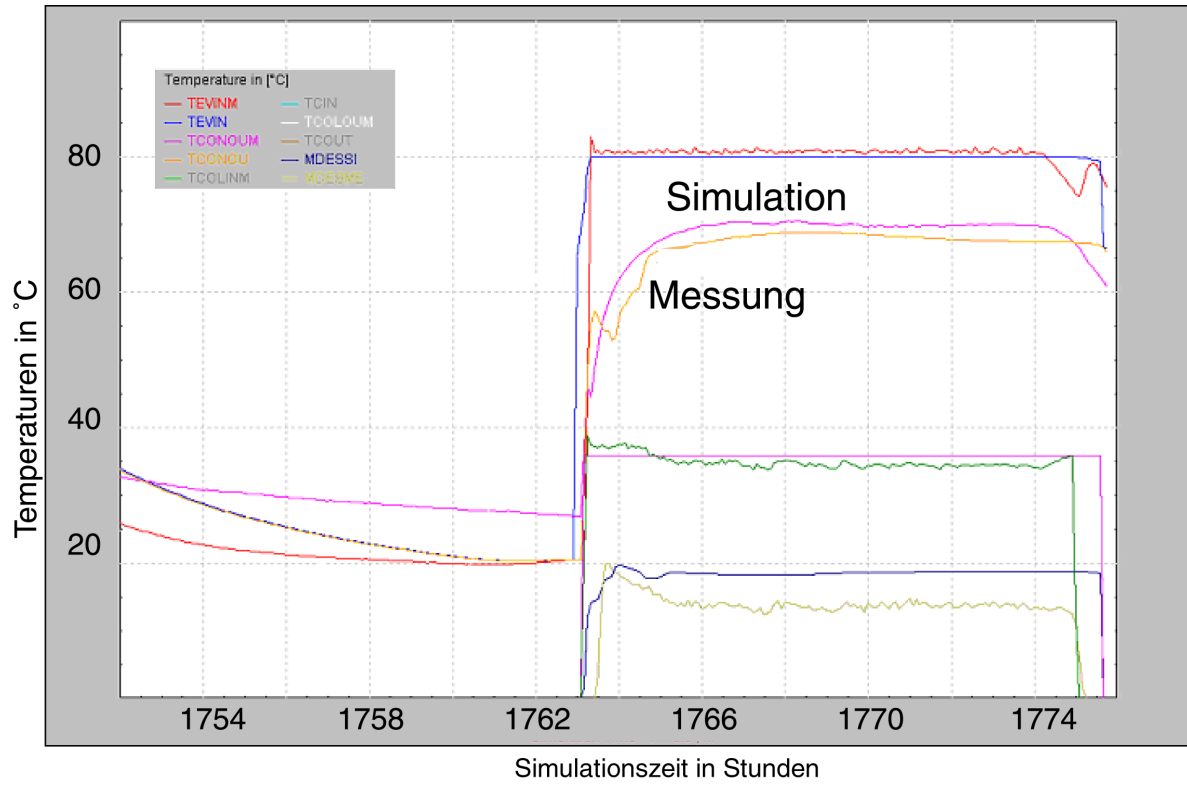


Graphik 25: Destillatproduktion: Vergleich zwischen Messungen und Simulationsergebnissen unter Verwendung von Kollektorertragsdaten und Messungen über ein Jahr im Demonstrationsprojekt Oman

Graphik 26 zeigt einen Ausschnitt aus einer mit TRNSYS erstellten Simulationsperiode, während der die Anlage zur Zeit 1763,5 auf Grund der Erfüllung einer Regelgröße einschaltet ( $T_{\text{Speicher}} > 85^{\circ}\text{C}$ ).

Man erkennt, dass die charakteristische Kapazitätsgröße der Anlage, die den Zeitverlauf zweier Kondensatorauslauftemperaturen (gemessen und simuliert) festlegt, in Simulation und Experiment zu einem gut übereinstimmenden Verlauf führen.

Dies ist die Temperatur, die sich mit der größten Trägheit angleicht, da der Kondensator sehr langsam durchströmt wird und die Wärmerückgewinnung bei Kondensation sich erst mit einiger Verzögerung auf die Auslauf-temperatur auswirkt.



Graphik 26: Vergleich zwischen Simulation und Messung des Anfahrverhaltens der MEH-Anlage

## 10 Einbindung in Systeme

Die Verwendung des Feuchtluftdestillationsverfahrens zur Meerwasserentsalzung oder zur Aufbereitung industrieller Abwässer erfordert individuelle Integrationskonzepte für das eigentliche Entsalzungsmodul in eine Versorgungsperipherie. Dabei ist sowohl die Bereitstellung der thermischen Energie für die Aufheizung des Rohwassers von Kondensatoraustrittstemperatur auf Verdunstereintrittstemperatur als auch die Hilfsenergie zum Betrieb von Pumpen und Regelung zu gewährleisten.

Je nach Einsatzgebiet und Aufbauort wird man sich für eine autarke oder eine netzgebundene Versorgung entscheiden; es gibt jedoch auch Mischvarianten.

Die prinzipielle Versorgungsvielfalt verdeutlicht nachstehende Übersichtsabbildung.

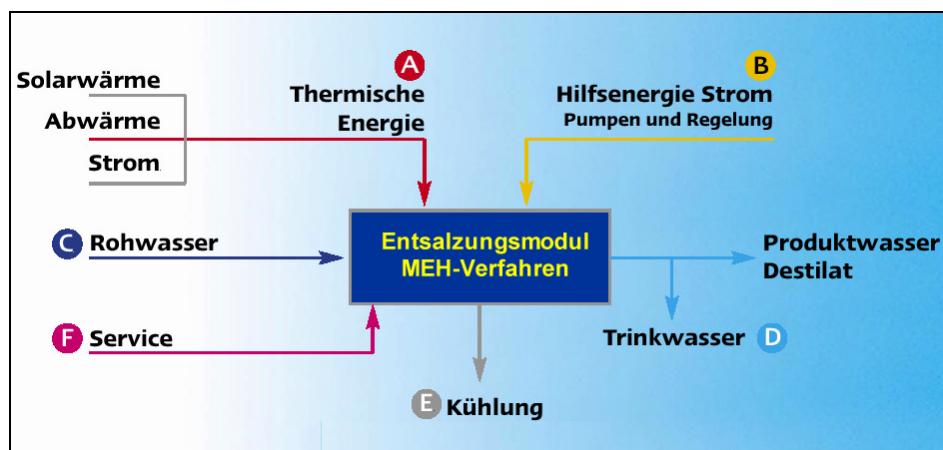


Abbildung 33: Versorgungspfade des thermischen MEH-Verfahrens

Bei der Einbindung des Entsalzungsmoduls in eine Versorgungsperipherie kann zwischen den folgenden Varianten unterschieden werden:

### 10.1 Thermische Energieversorgung

Das MEH-Verfahren erfordert eine thermische Energieversorgung auf einem Temperaturniveau von 85 °C ( $\Delta T = 10$  K) bei einer Leistung von ca. 3,5 kW für eine Stundenproduktion von 42 Litern Destillat. Folgende Quellen kommen dafür in Betracht:

- **solarthermische Kollektoren (evtl. mit thermischer Speicherung)**  
Die tägliche Ausbeute aus einem solarthermischen Kollektorfeld hängt neben der Meteorologie des Standortes von den spezifischen Eigenschaften des Kollektortyps ab. Einflussfaktoren sind der optische Absorptionsgrad des Absorbers, die Emissionseigenschaften des Absorbers im infraroten Strahl

lungsbereich, die Transmission der Glasabdeckung sowie die thermische Isolation des Kollektorgehäuses. Optimiert wird hier im Hinblick auf die

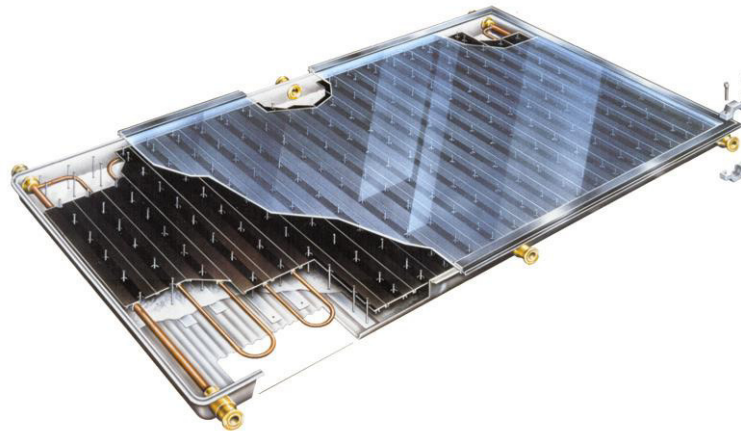


Abbildung 34: Flachkollektor der Fa. thermoSolar

Strahlungsselektivität der Absorptionsfläche, die Reduzierung der Wärmeverluste durch Rückseitenisolation und die Verwendung von Vakuum im Kollektorgehäuse (Flachkollektoren oder Röhrenkollektoren). Teilweise werden auch Kollektoren mit Strahlungskonzentration durch eindimensionale oder zweidimensionale Fokussierung der direkten Sonnenstrahlung verwendet, diese jedoch hauptsächlich bei Nutzttemperaturen von mehr als 90 °C.

Ein guter Flachkollektor bietet bei der hier benötigten Temperatur von 85 °C eine Ausbeute von ca. 45 % der täglichen solaren Einstrahlung in Kollektorebene. Dies sind in sonnigen Breiten ca. 3,2 kWh/m<sup>2</sup> pro Tag bei ca. 550 W/m<sup>2</sup> Spitzenleistung am Mittag .

Für den direkten Betrieb ohne Wärmespeicherung benötigt eine Anlage mit 42 l/h Destillatproduktion in Volllast also eine Kollektorfläche von etwa 8 m<sup>2</sup>. Aus wirtschaftlichen Gründen ist jedoch ein kontinuierlicher Betrieb vorzuziehen. In diesem Fall benötigt man neben dem Kollektorfeld noch einen Wärmespeicher, der bei Temperaturen zwischen 90 und 120 °C betrieben werden kann. Unter Berücksichtigung der zusätzlichen Wärmeverluste von Rohrleitungen und Speicher kommt man in diesem Fall auf Kollektorfeldgrößen von 35 bis 50 m<sup>2</sup> und auf Speichervolumina zwischen 3,5 und 5 m<sup>3</sup>.

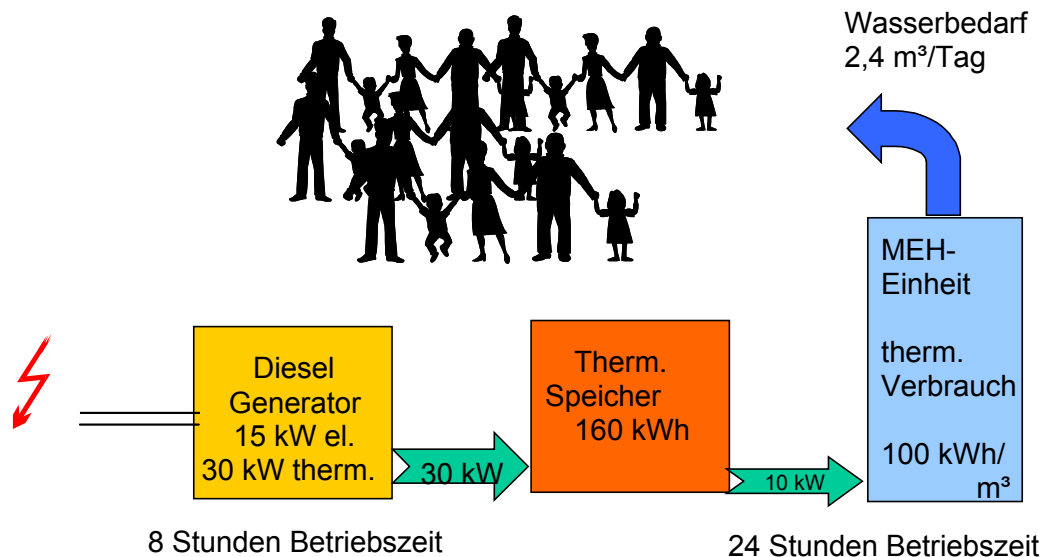
➤ **Abwärmenutzung**

An Standorten mit Stromversorgung aus mit Diesel- oder Gasmotoren betriebenen Generatorstationen kann die thermische Energieversorgung der Meerwasserentsalzungsanlage idealer Weise mit der zur Verfügung stehenden Abwärme realisiert werden. Auch Neubauprojekte mit kombinierter Wasser- und Stromversorgung sind sinnvoll. Moderne Motoren tolerieren dabei eine etwas höhere Rücklauftemperatur von ca. 85 °C und sind zum Teil

wärmegeführt, das heißt, die Regelung des Motors und des Kühlkreises zielt auf eine konstante thermische Leistungsbereitstellung bei konstanter Austrittstemperatur.

### Versorgungseinheit:

50 Personen



#### ➤ Gasbefuerung

Bei fehlender Versorgungsmöglichkeit aus Abwärme und Sonne ist der Betrieb mit einem Gasheizgerät sinnvoll und wirtschaftlich. Allerdings wird das Konzept der Nachhaltigkeit und Unabhängigkeit hier eingeschränkt, falls nicht Biogas verwendet werden kann.

## 10.2 Elektrische Energieversorgung für Pumpen und Regelung

Der elektrische Hilfsenergiebedarf wurde durch Modifikationen an der Rohrleitungsführung optimiert, um eine Unabhängigkeit vom elektrischen Netz zu ermöglichen. Durch die Verwendung leistungsoptimierter Pumpen lässt sich der Gesamtbedarf an Hilfsenergie für das Entsalzungsmodul auf unter 2 kWh pro m<sup>3</sup> Destillatproduktion reduzieren. Für die Versorgung mit Heizwasser zum Wärmetauscher und den Betrieb des Kollektorkreises wird dank einer optimierten Leitungsführung eine Leistung von 3 kWh pro m<sup>3</sup> Produktionskapazität benötigt (vgl. Abschnitt 11.2).

#### ➤ Photovoltaik

Durch eine Versorgung der Pumpen mit Strom aus einer Photovoltaikanlage kann volle Unabhängigkeit für dezentralen Betrieb erreicht werden. Der

Bedarf an PV-Fläche hängt von der thermischen Zufuhr ab, im Falle reinen Solarbetriebes liegt der Leistungsbedarf bei  $1,5 \text{ kW}_{\text{peak}}$ , der notwendige Batteriespeicher ist 4 kWh. Das Flächenverhältnis Photovoltaik zu Kollektor ist damit ungefähr eins zu vier.

➤ **Netzstrom**

wo möglich, wird man natürlich auf Netzstrom zurückgreifen.

➤ **Windenergie**

Die Verwendung von Windenergie kann für dezentrale, küstennahe Standorte die günstigste Alternative sein. Allerdings wird auch hier bei netztunabhängigem Betrieb ein Puffer von mindestens  $4 \text{ kWh}_{\text{el}}$  benötigt.

## 10.3 Nachbereitung des Destillates

Abhängig von der Nutzung des Produktwassers muss eine Nachbehandlung des Destillates erfolgen. Bei guter Qualität des Ausgangswassers genügt meist eine Rückverschneidung des Destillates mit dem Rohwasser, um den Salzgehalt des Trinkwassers oder Bewässerungswassers richtig einzustellen.

➤ **Trinkwasser**

Zur Verwendung des destillierten Wassers als Trinkwasser ist zunächst eine Remineralisierung notwendig. Diese kann entweder durch Verschnitt mit bakteriologisch und sensorisch unbedenklichem Salzwasser oder durch die Aufhärtung des Wassers erfolgen. Dafür bietet sich die Filtration über Jurakalk, Marmor oder dolomitischem Material bzw. die Zugabe von Weißkalk an.

Für die Sollwerte der Trinkwasserzusammensetzung sind regional unterschiedliche Normen zu beachten (vgl. z.B. [53], [28]). Für die Bundesrepublik Deutschland sind die Grenzwerte durch die DIN 2000 spezifiziert, ergänzt durch die Trinkwasserverordnung. Die europäische Gemeinschaft hat seit dem Jahr 1980 durch die Richtlinie 80/778/EWG verbindliche Qualitätsstandards für das Trinkwasser gesetzt. Diese Regelung wurde in den Jahren 1994 bis 1998 überarbeitet, um den zwischenzeitlich stattgefundenen Fortschritten bei der Technologie der Wasserversorgung und dem neuen wissenschaftlichen Kenntnisstand Rechnung zu tragen. Im Dezember 1998 trat dann die neue Richtlinie 98/83/EG über die Qualität von Wasser für den menschlichen Gebrauch in Kraft, deren neue Vorschriften innerhalb von zwei Jahren in den Mitgliedsstaaten umzusetzen sind.

Die neue Trinkwasserverordnung soll am 1. Januar 2003 in Kraft treten und damit die alte Verordnung vom 5. Dezember 1990 ersetzen. (DIHT) (12.12.2000).



Bei längerer Lagerung des produzierten Wassers kann eventuell eine Wiederverkeimung nicht ausgeschlossen werden. Dann sollte ein dem dezentralen Gesamtkonzept kompatibles Desinfektionsverfahren vorgesehen werden, das möglichst ohne chemische Zusatzstoffe auskommt. Hier bietet sich beispielsweise die Verwendung einer UV-Bestrahlungskartusche an, die leicht Photovoltaisch mit Strom versorgt werden kann. Dabei werden zur sicheren Abtötung einer breiten Zahl von Microorganismen Strahlendosen von 25 mJ/cm<sup>3</sup> bei einer Wellenlänge der Strahlung von ca. 260 nm als ausreichend erachtet.

➤ **Bewässerung**

Die Verwendung des entsalzten Destillates als Bewässerungswasser ist möglich, wenn der Salzgehalt und pH-Wert entsprechend den Anforderungen des Pflanzgutes angepasst werden.

Oftmals wird die Verschneidung des Destillates mit dem Ausgangswasser bereits eine befriedigende Lösung darstellen. Natürlich ist auch bei der Bewässerung von Futterpflanzen oder Nahrungspflanzen wie Getreide, Gemüse etc. auf die Konzentration von Schadstoffen im Ausgangswasser zu achten. Ebenso kann nach langjähriger Bewässerung mit übermäßig salzhaltigem Wasser zunächst eine Bewässerung mit entsalztem Wasser vorteilhaft sein, um die versalzten Flächen langsam zu normalisieren.

Bei Verwendung in der extensiven Bewirtschaftung ist bei der Mischung mit Mineraldüngern die direkte Verwendung des destillierten Wassers möglich und erwünscht.

## 11 Pilotanlagen

Im Rahmen mehrerer entwicklungsbegleitender Projekte konnten der jeweils erreichte Erkenntnisstand in Demonstrationsanlagen an verschiedenen Standorten umgesetzt werden. Diese Anlagen werden hier in der Reihenfolge ihrer Errichtung kurz vorgestellt und die wesentlichen Entwicklungen und Ergebnisse präsentiert. Dabei wird die simulatorische Auslegung, die für die Projekte in Oman und Gran Canaria erfolgte, kurz mit den erzielten Ergebnissen verglichen.

Charakteristische Anlagengrößen, die zu Vergleichen zwischen den Anlagen herangezogen werden können, sind dabei der tägliche spezifische Energiebedarf der Anlage in kWh/Tag, die Verstärkungsgüte  $GOR$ , die das Verhältnis von aufgewandter Verdunstungsenthalpie zu tatsächlich zugeführter Energie darstellt,

$$GOR = \frac{E_{Verd}}{E_{zu}} = \frac{\int_{Tag} \dot{m}_{Dest} r dt}{\int_{Tag} \dot{m}_{Sole} (T_{ein}^{Verd} - T_{aus}^{Kond}) dt} \quad (11.1)$$

sowie die durchschnittliche tägliche Destillatproduktion pro Kollektorfläche, die jedoch neben der Performance des Entsalzungsmoduls auch den Kollektorwirkungsgrad und die Meteorologie des Standortes beinhaltet.

### 11.1 Fuerteventura – autark solar versorgte Anlage ohne Wärmespeicherung

Im Rahmen des BMBF-geförderten Forschungsvorhabens „Aufbau, Inbetriebnahme und Vermessung einer solar betriebenen Meerwasser-Entsalzungsanlage auf Fuerteventura“ wurde im August 1993 auf der Kanarischen Insel ein MEH-Entsalzungsmodul installiert. Dabei kamen sowohl direkt vom Meerwasser durchströmte Vakuumröhrenkollektoren als auch indirekt über einen Wärmetauscher betriebene Flachkollektoren zum Einsatz. Die Auslegung sah hier einen reinen Tagbetrieb ohne Speicherung vor (Abbildung 35).

Nach einer Betriebsdauer von 9 Monaten ergab sich eine durchschnittliche Destillat- ausbeute von etwa 105 l/Tag, wobei der Prozesswärmebedarf bei 150-180 kWh<sub>thermisch</sub> pro m<sup>3</sup> Destillat bei einer Verdunstereinlauf-temperatur von 80 °C lag. Der dabei erzielte thermische Gesamt-Kollektorwirkungsgrad inkl. von Leitungsverlusten lag bei ca. 30 %. Das in dieser Kampagne vermessene **Entsalzungsmodul** hat eine Kondensatorfläche von 132 m<sup>2</sup> und eine Verdunsterfläche von 162 m<sup>2</sup>. Die effektive Wandstärke der Stegdoppelplatten des Kondensators konnte hier erstmals gegenüber einer vorangegangenen Laboranlage von 2 mm auf 0,6 mm verringert werden, was den Wärmetransport

durch die Platten wesentlich verbessern sollte. Der Einfluss dieser Maßnahme auf die Gesamtleistung des Moduls ist jedoch gering, wie man heute weiß (vgl. Abschnitt 8.1).

Zur Versorgung mit **solarer Prozesswärme** wurde vor Beginn der neuen Messkampagne in Serie zu den vorhandenen Vakuum-Flachkollektoren ein Satz modifizierter, direkt vom Meerwasser durchströmter Vakuum-Röhrenkollektoren montiert. Das Kupfer-Wärmetauscherrohr, das an die heat-pipes der Vakuumröhren ankoppelt, wurde hierbei durch ein Titanrohr ersetzt, um Korrosionsprobleme durch das sehr aggressive, heiße Meerwasser zu vermeiden. Die Wärme aus den Flachkollektoren wird über einen Titan-Plattenwärmetauscher in den Solekreislauf eingekoppelt.

Da die Anlage nachts nicht in Betrieb ist, kühlt das Entsalzungsmodul mit seiner großen Wärmekapazität im Kondensator (ca. 120 Liter) auf etwa 38 °C ab. Infolgedessen ist der Start der Destillatproduktion gegenüber dem Beginn der solaren Einstrahlung verzögert, da durch die lange nächtliche Auskühlphase erst die Wärmekapazitäten des Moduls erwärmt werden müssen, bevor die Destillatproduktion beginnt (vgl. Graphik 27).

Die Ursache dafür ist der geringe Solevolumenstrom, den die Regelung auf Grund der zunächst noch niedrigen Kondensatorauslauftemperatur einstellt. Zielgröße der Regelung ist eine konstante Verdunstereinflauftemperatur von 80 °C am Ausgang des Vakuumröhrenkollektors.

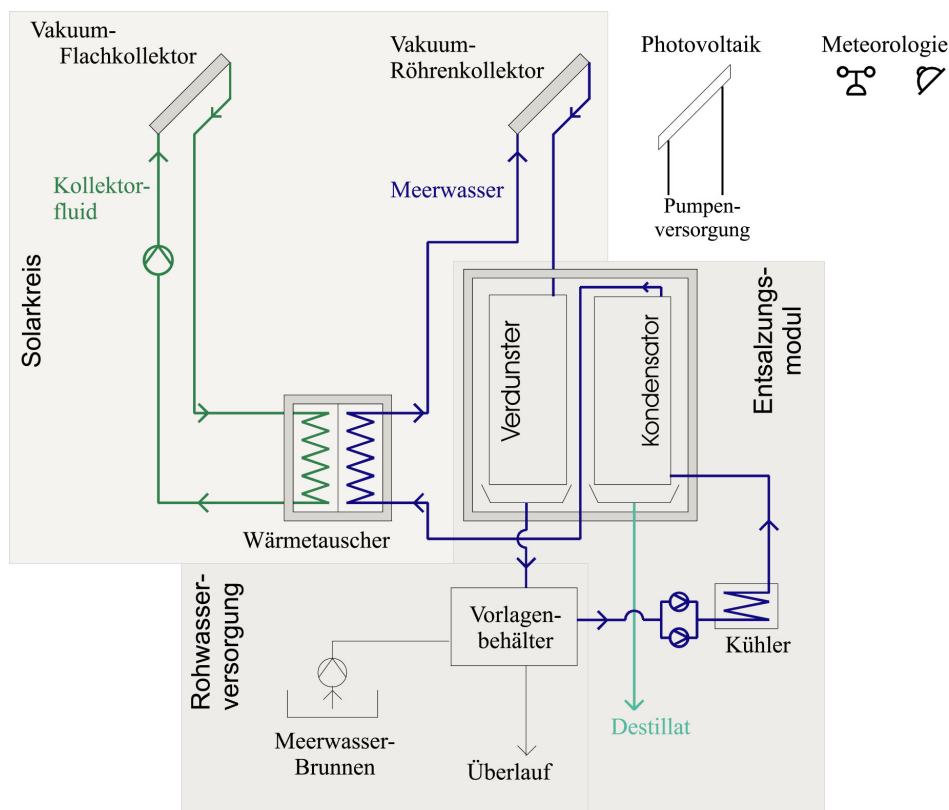
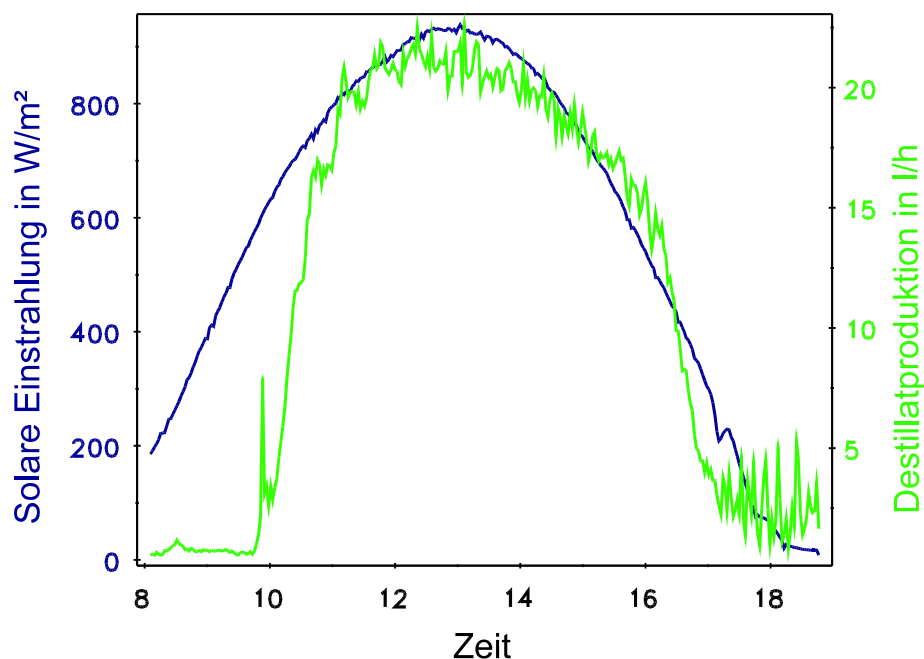


Abbildung 35: Pilotanlage in Fuerteventura, errichtet 1993, vermessen bis 1998



Graphik 27: Startverhalten der solar gespeisten Feuchtluftdestillationsanlage ohne Pufferungsspeicher

Die Testanlage in Fuerteventura wurde durch das ZAE Bayern mit einer detaillierten Messdatenerfassung ausgestattet, die rund um die Uhr alle wesentlichen Betriebsparameter der Anlage erfasste. Die Energieversorgung dieses Teils der Versuchsanlage erfolgt aus Gründen der Betriebssicherheit über eine von der Meerwasserentsalzungsanlage unabhängige Energieversorgung aus Teilzeit-Netzbetrieb und Akku-Versorgung über Wechselrichter.

Gemessen und aufgezeichnet wurden folgende Größen:

- alle relevanten Größen sowohl der solaren als auch der netzgestützten Stromversorgung sowie die Strom- und Spannungskurven der Umwälzpumpen.
- *Temperaturen im Solekreis* (verzeichnet in Richtung des Soleflusses) in °C
  - Kühlereinlauf
  - Kondensator-Einlauf und -auslauf
  - Sole-Ausgang des Wärmetauschers im Flachkollektorkreis
  - Verdunstereinlauf und -auslauf
- *Temperaturen im Kollektorkreis* in °C
  - Wärmetauscher Ein- und Ausgang
- *Umgebungstemperatur im Gebäude*
  - Alle *Temperaturen* wurden mit Pt 100- Temperaturfühlern gemessen.
- *Volumenströme in l/h*
  - Solezulauf in den Kondensator/Verdunster
  - Destillatstrom
  - Volumenströme wurden mit MID-(Magnetisch-Induktiv) Durchflussmessern bestimmt.

- *Leitfähigkeit des Destillates* in  $\mu\text{S}/\text{cm}$  bei  $20\text{ }^\circ\text{C}$
- *Meteorologie*

Globalstrahlung in Kollektorebene, Windgeschwindigkeit, Umgebungstemperatur.

Die Aufbereitung der verschiedenen Messsignale geschah über einen Multiplexer und Messumformer der Fa. Kronthaler-Solar Mess- und Regeltechnik, München. Alle Messgrößen wurden als 4-Minuten-Mittelwerte aufgezeichnet, für jeden Tag in eine Datei geschrieben und 14tägig auf Diskette nach München geschickt. Für die neunmonatige Messkampagne ergab sich eine Ausfallhäufigkeit von 6 %, die hauptsächlich durch ein Problem mit den Akkus für die Stromversorgung der Messdatenerfassung verursacht wurde. Eine weitere 10tägige Lücke in den Messdaten ergibt sich durch eine wartungsbedingte Unterbrechung im März.

Die Tauglichkeit des Verfahrens für Langzeitbetrieb ohne wesentliche Wartung konnte durch diese Langzeitvermessung dokumentiert werden. Es wurden lediglich einmal im Jahr die Verdunstertücher mittels Säurespülung von Verkalkungen befreit, nach 2 Jahren Membrane an den Salzwasserpumpen gewechselt und nach ebenfalls 2 Jahren die Verdunstertücher ausgewechselt. Letztgenannte Maßnahme war nicht wirklich notwendig, sondern wurde durchgeführt, um ein anderes Verdunstervliesmaterial zu testen.

Graphik 28 zeigt die tägliche Destillatproduktion in Abhängigkeit vom Kollektorertrag, also der in der Tagessumme aus dem Kollektor gewonnenen Energie.

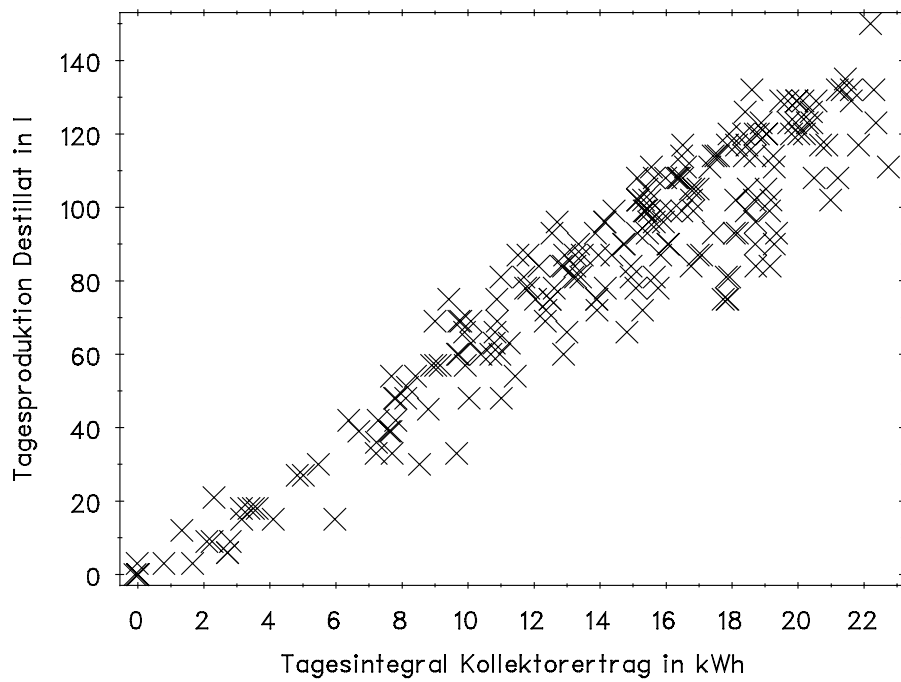
$$E_{\text{Kollektor}} = \int_{\text{Tag}} \dot{m}_{\text{Koll}} (T_{\text{aus}}^{\text{Koll}} - T_{\text{ein}}^{\text{Koll}}) \quad (11.2)$$

Graphik 29 zeigt den spezifischen Energiebedarf des Entsalzungsmoduls in der Tagessumme. Dieser Wert beinhaltet Auskühlverluste des Nachts nicht laufenden Moduls sowie Rohrleitungsverluste.

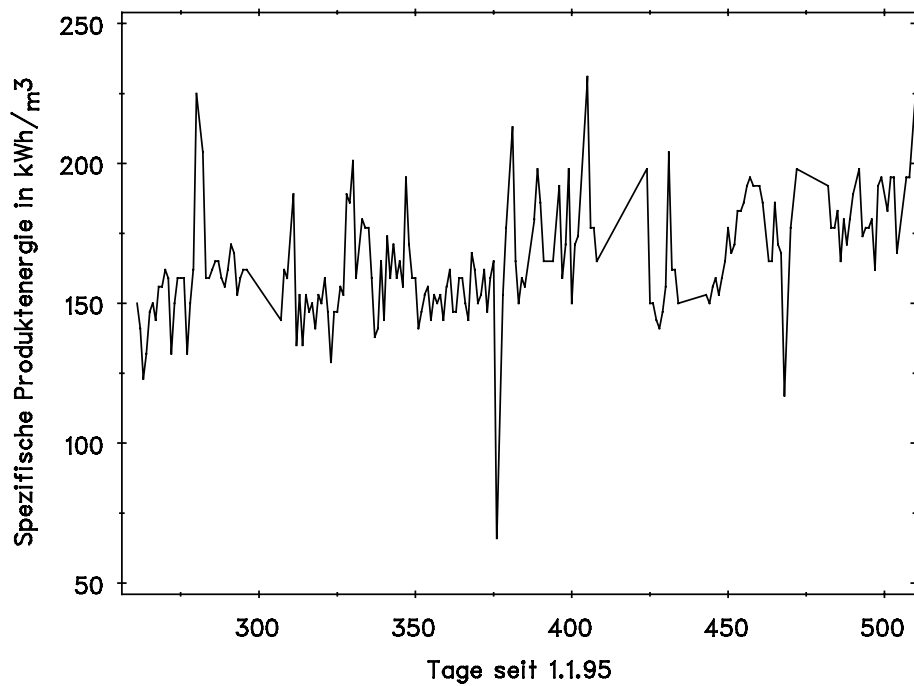
In Graphik 28 zeigt sich, dass sich die Produktionsrate des Entsalzungsmoduls in einem relativ weiten Bereich dem Einstrahlungsangebot anpasst, wenn die Anlage direkt an die Kollektoren angeschlossen wird. Dies spiegelt das gute Teillastverhalten des Moduls wieder. Bei der hier erfolgten Konstanttemperaturregelung schwankt der Volumenstrom durch Kondensator und Verdunster.

Die Ergebnisse können folgendermaßen interpretiert werden:

Der deutliche Anstieg im spezifischen Energiebedarf des Entsalzungsmoduls ab April 1996 (ab Tag 460) ist gleichbedeutend mit einer Verschlechterung der Wärmerückgewinnung in der Anlage. Der Grund dafür liegt in den Ende März 96 ausgewechselten Verdunstervliesen, deren Oberflächenbeschaffenheit und Verteilungsgüte nicht den Erwartungen entsprach. Da die Soleverteilung und Oberflächenbenetzung der Tücher entscheidende Einflussfaktoren auf den Wirkungsgrad der Anlage darstellen, war und ist im Dauerversuch hier noch Verbesserungspotential vorhanden.



Graphik 28: Destillatproduktion der ersten Pilotanlage in Fuerteventura in Abhängigkeit vom täglichen Kollektorsertrag aus insgesamt 8,5 m<sup>2</sup> Kollektorfläche



Graphik 29: Spezifischer Energiebedarf des Entsalzungsmoduls in Fuerteventura

Die Verstärkungsgüte *GOR* lag im Feldtest zwischen 3 und 4,5. Bei Untersuchungen an der baugleichen Laboranlage an der Universität München konnte in stationären Betriebszuständen ein *GOR* von über 8 gemessen werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass das Entsalzungsmodul nach Stillstand mit Auskühlung nur mit großer Trägheit wieder in den optimalen Betriebszustand gelangt. Die relativ große Wärmekapazität im Entsalzungsmodul bewirkt, dass im solaren Betrieb eine deutliche Verzögerung im Einsetzen der Destillatproduktion gegenüber einem Anstieg der Einstrahlung zu verzeichnen ist (vgl. Graphik 27). Morgens muss folglich ein Teil des Kollektorsertrages dafür aufgewendet werden, die thermischen Verluste des Entsalzungsmoduls in den Nachtstunden, während derer keine Destillatproduktion erfolgt, auszugleichen. Diese ganztägigen thermischen Verluste gehen in die Berechnung des Anlagenwirkungsgrades *GOR* ein, während die als zweite Größe in den über einen Tag gemittelten *GOR* eingehende Destillatproduktion nur während der Sonnenstunden erfolgt.

Als Ergebnis zeigte sich damit, dass unter energetischen Gesichtspunkten ein 24 h-Betrieb der Anlage realisiert werden sollte, um Stillstandzeiten mit entsprechenden Auskühlverlusten zu verhindern. Dafür ist die Integration eines thermischen Speichers in das System notwendig, mit dessen Hilfe Perioden ohne oder mit nur schwacher Einstrahlung überbrückt werden können. Da gleichzeitig das Entsalzungsmodul noch die teuerste Komponente eines solaren Entsalzungssystems darstellt, ist dies auch aus ökonomischen Gesichtspunkten sinnvoll, um die Auslastung des Moduls zu erhöhen.

## 11.2 Namibia-Projekt – Brackwasserentsalzung solar und mit Abwärme

Im Demonstrationsprojekt Brackwasserentsalzung Okashana im Norden Namibias wurden zwei Anlagen mit jeweils einer Kondensatorfläche von 132 m<sup>2</sup> und einer Verdunsterfläche von 162 m<sup>2</sup> errichtet und kurzzeitig von Hand vermessen. Eine Anlage wurde mit solaren Vakuumröhrenkollektoren versorgt, die andere mit der Abwärme eines älteren Dieselmotoren-BHKW's (vgl. Abbildung 36).

In der Tagesspitze produzierte die solar beheizte Anlage bis zu 35 l/h, was deutlich mehr ist als die Anlage auf den Kanarischen Inseln. Die Verbesserung betrifft hauptsächlich den Solarteil der Anlage, da ausschließlich direkt mit Brackwasser durchströmte Vakuumröhrenkollektoren mit trockener Anbindung verwendet wurden.

Die mit Abwärme betriebene, zweite Anlage kam aufgrund der relativ niedrigen Ausgangstemperatur des Dieselmotors von 68 °C auf eine Produktion von nur 25 l/h bei einem Solemassenstrom von über 900 l/h. In diesem Fall ist der Hilfsenergiebedarf für den Pumpenstrom unangemessen hoch. Varianten mit Nutzung von Abwärme eines Motors (Cogeneration) sollte daher künftig entweder mit einer Eintrittstemperatur von mindestens 75 °C oder im Teilvakuumbetrieb gefahren werden. Die Stoffübergangskoeffizienten bei Temperaturen unter 70 °C sind zu niedrig, um global zu einem vernünftigen Sole-Destillatmassenstromverhältnis zu kommen.

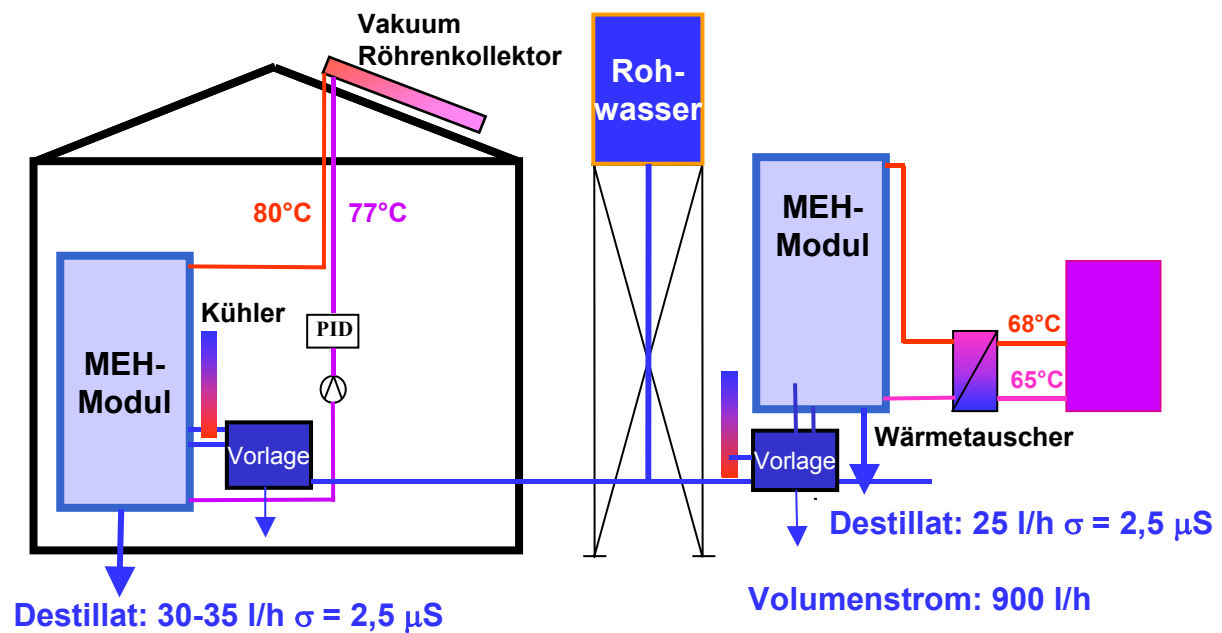


Abbildung 36: Doppelanlage in Namibia; ein Modul wird solar versorgt, ein Modul mit Abwärme des Motors eines Dieselgetriebenen Generators

### 11.3 Tunesien – solare Wärmeversorgung mit 24h-Speicher

Eine MEH-Entsalzungsanlage in Tunesien wurde in Zusammenarbeit mit der Universität Marburg und dem Verein für solare Meerwasserentsalzung realisiert.

Der Betrieb einer Konfiguration mit Wärmespeicher hat den Vorteil, dass das Entsalzungsmodul nicht nur bei Sonneneinstrahlung Destillat produziert, also etwa 8 Stunden pro Tag, sondern bei optimaler Anlagenauslegung bis zu 24 Stunden pro Tag. Dies führt zu einer mehr als dreimal höheren Destillatproduktion. Zur Erhöhung der Destillatproduktion trägt nicht nur die längere Produktionszeit, sondern auch die Konstanz der Volumenströme bei konstanten Temperaturen bei; das Entsalzungsmodul ist im thermischen Gleichgewicht, was sich positiv auf die Destillatproduktion auswirkt. Des Weiteren kühlt das Entsalzungsmodul während der Stillstandszeiten nicht unnötig aus. Trotz der Mehrkosten durch weitere Anlagenkomponenten kommt es durch die Erhöhung der Destillatproduktion zu einer deutlichen Verringerung des Destillatpreises (Halbierung bis Drittelung).

Um diesen Speicherbetrieb zu ermöglichen, muss die Kollektorfläche etwa vervierfacht werden und ein Wärmespeicher hinzugesetzt werden. Bei Verwendung eines Wärmetauschers und Befüllung des Solarkreises mit Süßwasser kann dies ein einfacher Brauchwasserspeicher sein, auch können alle Leitungen im Süßwasserkreis einfache Heizungsrohre, z.B. aus Kupfer oder ferritischem Stahl sein. Als Kollektoren können handelsübliche Flachkollektoren verwendet werden.

Als aktive Komponenten werden nur ein Mischventil und ein Stellventil benötigt. Das Mischventil ist temperaturgesteuert und kommt ohne Hilfsenergie aus. Es arbeitet mit



einem Dehnstoff (Gas oder Flüssigkeit), das sein Volumen proportional zu Temperaturänderungen variiert. Durch diese Volumenänderung wird das Mischungsverhältnis verstellt. Da zum einwandfreien Betrieb der kompletten Anlage verschiedene Umschaltkriterien benötigt werden, empfiehlt es sich, einen Regler aus der solaren Haustechnik (Solarregler) zu verwenden. Diese günstigen Regler sind unempfindliche elektronische Geräte, die mehrere Temperaturen messen und aufgrund dieser Temperaturen oder Temperaturdifferenzen Pumpen oder Stellventile ansteuern können. Sie können leicht umkonfiguriert werden, um die vorliegende Aufgabenstellung zu bewerkstelligen.

### **Funktionsschema**

Die Funktionsweise kann grundsätzlich in zwei Betriebsmoden getrennt werden, in den Tagbetrieb und den Nachtbetrieb.

#### **Tagbetrieb:**

Bei Tagbetrieb (Abbildung 37) leitet das Stellventil Wasser durch den Sonnenkollektor, das dort erhitzt wird, und sich dann in zwei Volumenströme aufteilt:

Der eine fließt direkt in das Mischventil, der andere in den Wärmespeicher und belädt diesen. Dieselbe Menge heißen Wassers welche oben in den Wärmespeicher strömt kommt unten als kälteres Wasser aus dem Speicher und wird dem Mischventil zugeführt. Im Mischventil mischen sich heißes Wasser aus dem Kollektor und kälteres Wasser aus dem Wärmespeicher.

Die Größe der einzelnen Volumenströme ist abhängig von der Stellung des Mischventils, und die Stellung des Mischventils wiederum ist abhängig von den Temperaturen der zu mischenden Ströme. Es wird so eingestellt, dass die Mischtemperatur  $80^{\circ}\text{C}$  beträgt.

Dieses  $80^{\circ}\text{C}$  warme Wasser fließt nun zum Wärmetauscher und gibt dort seine Energie an den Salzwasserkreis ab, anschließend fließt es in den Kollektor und wird dort wieder erhitzt.

### **Tagbetrieb**

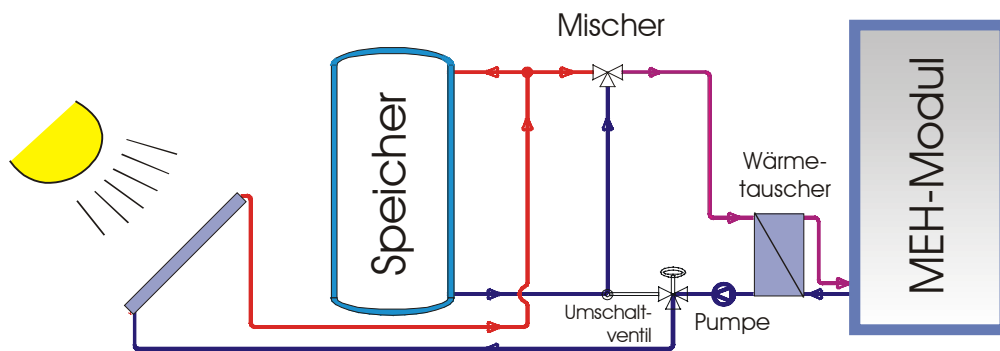


Abbildung 37: Tunesien-Anlage im Tagbetrieb (Speicher wird gefüllt, Anlage produziert)

Der Gesamtvolumenstrom durch den Wärmetauscher ist konstant. Der Speicher wird von oben nach unten energetisch beladen.

Die Betriebsweise ist daraufhin optimiert, dass das Entsalzungsmodul bevorzugt mit Energie beliefert und nur die überschüssige Energie im Wärmespeicher für den Nachtbetrieb zwischengespeichert wird.

Dies hat zur Folge, dass bei einstrahlungsarmem Wetter am Tag die Energie zur Entsalzung und Destillatproduktion genutzt wird und nur ein geringer oder gar kein Teil in den Wärmespeicher fließt. An einem einstrahlungsreichen Tag reicht die tagsüber „zuviel“ produzierte Energie darüber hinaus aus, um dem Entsalzungsmodul etwa 16 Stunden während der Nacht Energie zu Verfügung zu stellen.

**Nachtbetrieb:**

Unterschreitet der vom Kollektor kommende Volumenstrom eine gewisse Temperatur, stellt sich das Stellventil automatisch auf die Stellung, welche die Kollektoren abtrennt (vgl. Abbildung 38).

Nun wird der Speicher von unten nach oben energetisch entladen. Im Mischventil wird das heiße Wasser aus dem Wärmespeicher mit dem kälteren Wasser aus dem Wärmetauscherrücklauf gemischt. Auch hier hängt die Aufteilung der Volumenströme von der Stellung des Mischventils ab und diese von der Temperatur des Wassers im Wärmespeicher.

Der Speicher wird nun bis zu einer Temperatur von 70 °C entladen (vgl. auch Graphik 30). Ist diese Temperatur erreicht, schaltet die Gesamtanlage ab, bis sie am nächsten Morgen wieder automatisch in Betrieb geht, wenn das Wasser im Kollektor eine Temperatur von 87 °C erreicht hat.

Nachtbetrieb

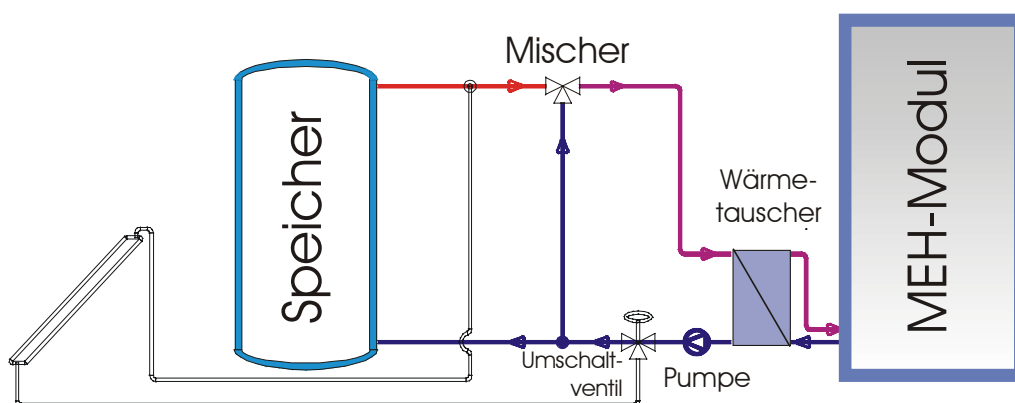
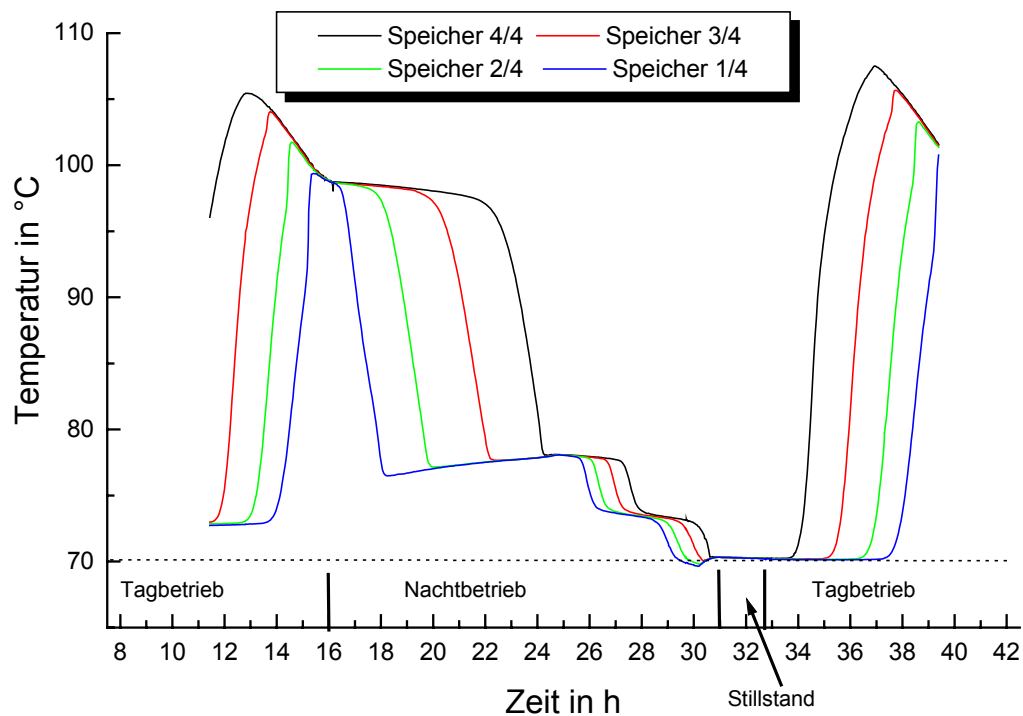


Abbildung 38: Tunesien-Anlage im Nachtbetrieb (Speicher wird entleert, Anlage produziert)

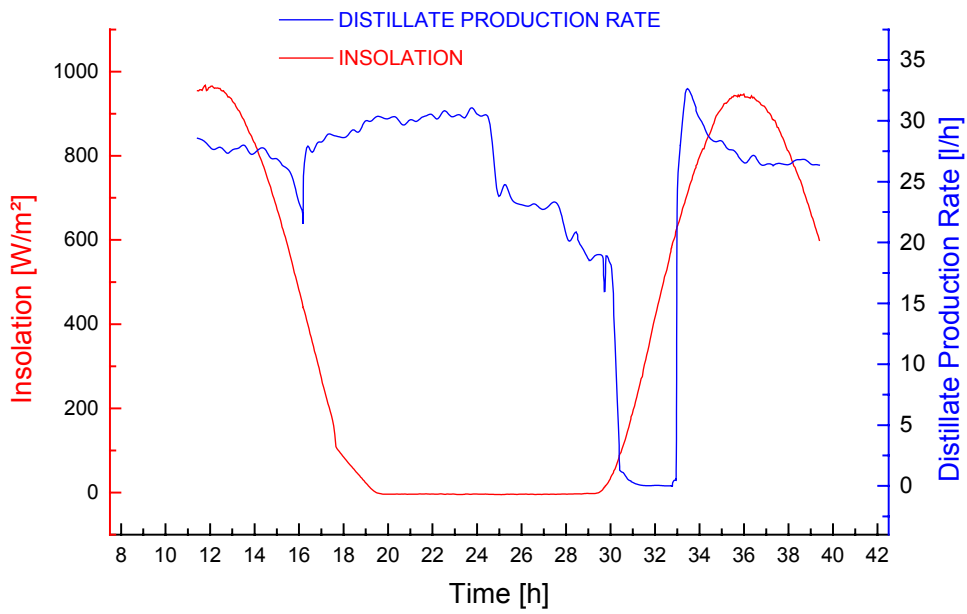
Graphik 28 zeigt, wie der Speicher sich im Tagbetrieb füllt, um im Nachtbetrieb in mehreren Kaskaden mit unterschiedlichen Mischungsverhältnissen wieder entladen zu werden. Es resultiert eine gegenüber dem speicherfreien Betrieb in Fuerteventura (vgl. Graphik 27) deutlich verlängerte tägliche Produktionsdauer.



Graphik 30: Speicherbe- und Entladezyklen der Tunesienanlage

Dies zeigt sich auch noch einmal in Graphik 31, wo zu erkennen ist, dass durch den Speicher eine wesentlich verlängerte Betriebsdauer in die Nacht hinein erreicht werden kann. Die Anfahrverluste am Morgen durch den verzögerten Beginn der Destillatproduktion ist jedoch auch hier noch zu erkennen.

Letztlich muss es das Ziel sein, zu einem durchgehenden Betrieb der Destillationsanlage zu gelangen.



Graphik 31: Verlängerung der Destillatproduktion durch Speicherbetrieb (vgl. Graphik 27)

## 11.4 Gran Canaria (Projekt SODESA) - Meerwasserfeste Kollektoren und druckloser Speicher

Eine MEH-Meerwasserentsalzungsanlage mit thermischer Speicherung wurde im Mai 2000 auf Gran Canaria errichtet und in Betrieb genommen.

Für den vom Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme entwickelten meerwasserbeständigen Röhrenkollektor, in dem selektiv beschichtete Glasröhren direkt vom Meerwasser durchströmt werden, wurden bei der Anlagensimulation experimentell auf einem Solarsimulator am ISE ermittelte Parameter verwendet [62].

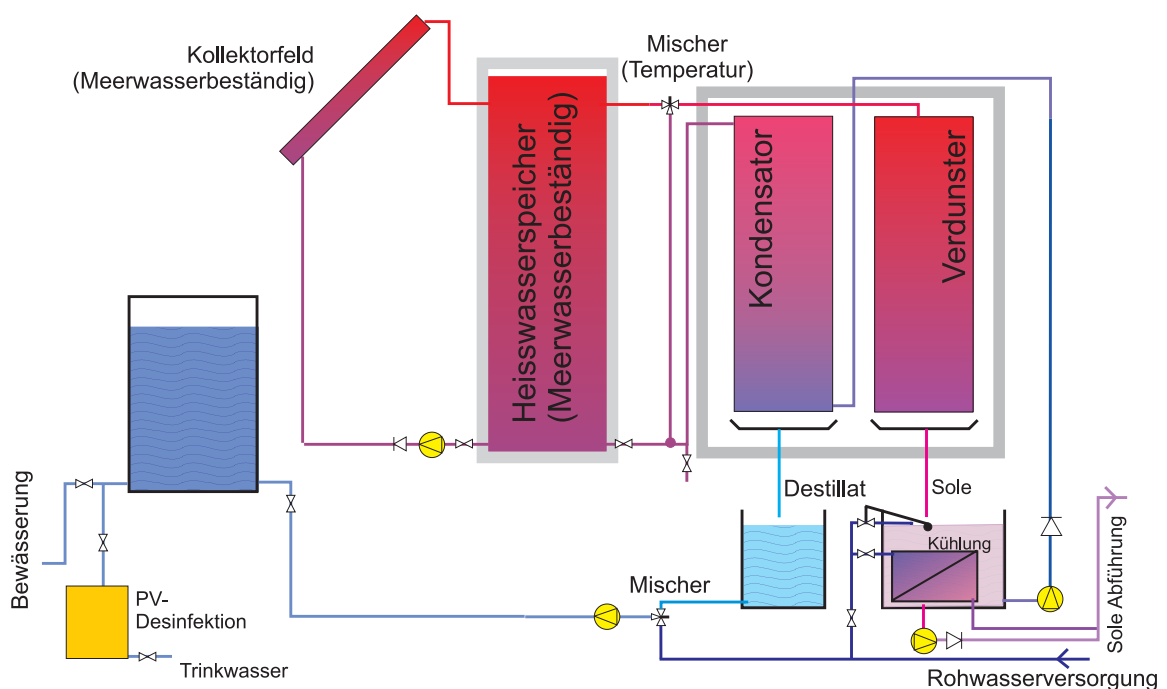


Abbildung 39: Meerwasserentsalzungsanlage mit direktdurchströmten Solarkollektoren und meerwasserbeständigem Speichertank. Verrohrungsschema der Anlage in Gran Canaria.

Da diese Anlage auf Grund der geforderten Meerwasserbeständigkeit mit einem drucklosen Tank ausgestattet werden musste, wurde die Kollektoraustrittstemperatur schon bei den Simulationsrechnungen auf  $92\text{ °C}$  beschränkt, um genügend weit vom Siedepunkt entfernt zu sein.

Der Kollektorkreis wird hier von einer eigenen Pumpe bedient, deren Fördermenge an die momentanen Einstrahlungsbedingungen in der Weise angepasst wird, dass eine konstante, vorwählbare Kollektoraustrittstemperatur erreicht wird.

Der Entsalzungskreis fördert das Meerwasser aus einem Vorlagenbehälter durch den Kondensator, wo es vorerwärmt wird. Dieses Wasser wird dem Speicher im unteren Bereich zugeführt. Durch den Pegelanstieg im drucklosen Speicher wird eine entsprechende

Menge heißen Meerwassers oben aus dem Speicherauslaufrohr gedrückt und dem Verdunster zugeführt.

Um die Verdunstereinlauftemperatur unabhängig von der Temperatur oben im Speicher wählen zu können, wird über ein geregeltes Mischventil und einen Bypass eine bestimmte Menge vom Kondensator kommenden Meerwassers zugemischt.



Abbildung 40: Außenansicht der Meerwasserentsalzungsanlage Pozo Izquierdo (Gran Canaria) auf dem Gelände des Kanarischen Energie- und Wasserforschungsinstitutes CIEA.

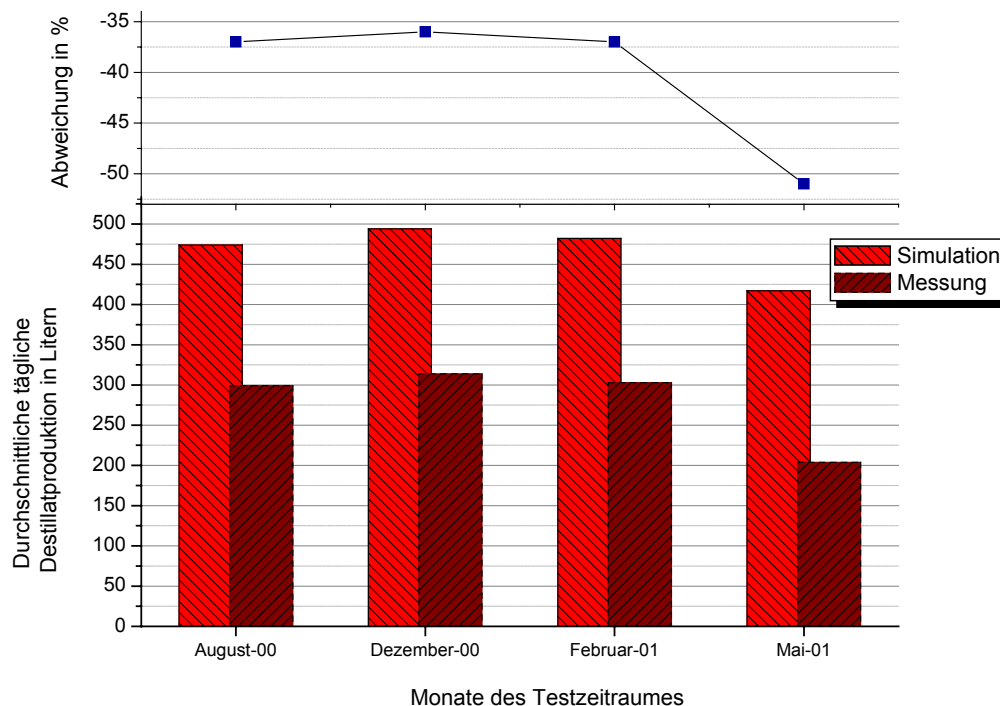
Die Auslegungsrechnungen für die Komponenten wurden mit Hilfe des in Kapitel 9 beschriebenen Simulationsprogramms durchgeführt. Dabei kamen lokale Wetterdaten (Testreferenzjahr GC) zur Anwendung.

Zielsetzung der Auslegung ist ein durchgehender (24 h/Tag) Anlagenbetrieb bei einer Soledurchflussmenge von 500 l/h an mehr als 320 Tagen im Jahr. Daraus ergeben sich die folgende Komponentengrößen:

Kollektorfeld:	42 m <sup>2</sup>
Speicher:	6,2 m <sup>3</sup>

Vergleiche zwischen Simulation/Auslegungsrechnung und Messung führten in dieser Konfiguration zu einem befriedigenden Ergebnis. Der durchgehende 24-h Betrieb konnte an einigen Tagen im Jahr erreicht werden. Aufgrund in der Simulation nicht berücksichtigter Durchmischungsverluste beim Eintritt heißen Kondensatorauslasswassers in den noch kühlen unteren Speicherbereich wurde aber insgesamt eine unter den Vorhersagen liegende Performance des Gesamtsystems erreicht.

Für die Komponente Entsalzungsmodul ergibt sich hier folgender Vergleich zwischen Simulation und Experiment:



Graphik 32: Simulierte und gemessene Destillatproduktion für die SODESA- Pilotanlage

Die Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment ist unbefriedigend. Dies ist vermutlich auf unzureichende Benetzung der Austauschflächen mit heißer Sole oder schlechte Verteilung auf die Verdunstertücher zurückzuführen. Nach 10-monatiger Betriebsdauer konnte bei der Inspektion des Entsalzungsmoduls an einigen Tüchern deutlich eine ausgeprägte Rinnsalbildung verzeichnet werden, die dazu führt, dass bei einem Anteil von ca. 30% der Tücher eine Verteilung der Sole über die Breite nicht ausreichend stattfindet. Eine Nachrüstung des Verteilers mit verengten Eintrittsquerschnitten (Vgl. Abschnitt 6.2.1, Maßnahme 1) brachte zunächst eine deutliche Verbesserung der täglichen Destillatproduktion. Bereits nach wenigen Tagen war die Verbesserung jedoch durch andere Störungen egalisiert. Vermutlich ist das Tuchmaterial hier so schlecht saugend, dass keine vernünftige Verteilung mehr stattfindet.

## 11.5 Pilotanlage Oman – solare Versorgung mit EFC, Druckspeicher für 24-Stunden Betrieb

In einem Demonstrationsprojekt zusammen mit der Sultan Qaboos Universität in Muscat/Oman wurde eine weitere Anlagenkonfiguration mit thermischem Speicher untersucht. Dabei war es wesentliches Projektziel, die simulatorische Auslegung und Beschreibung der Anlage anhand der späteren Messungen zu verifizieren.

Bei dieser Anlage kamen Vakuumflachkollektoren der Firma thermoSolar zum Einsatz, die planungsgemäß für eine höhere Austrittstemperatur bei akzeptablem Wirkungsgrad





Versuchsanlage Oman

konzipiert sind. Durch Anhebung der oberen Speichertemperatur auf 120 °C unter Verwendung eines Drucktanks sowie eines Wärmetauschers zwischen Solar- und Entsalzungskreis sinkt die durch die Simulationen vorherbestimmte Speichergöße auf 3,2 m<sup>3</sup> ab:

Da im Vergleich zur SODESA-Konfiguration (Abschnitt 11.4) mit einem niedriger temperierten Speicher die Zumischung kälteren Rücklaufwassers vom Wärmetauscher wieder zugeführten Massenstrom darstellt, wird der Speicher bezüglich des entnommenen Volumenstromes

entsprechend langsamer entladen. Allerdings entstehen beim Vermischen der beiden stark unterschiedlich temperierten Massenströme (75 °C und 120 °C) höhere Exergieverluste, die aber zugunsten des dann kleineren Speichers in Kauf genommen wurden. Laut Simulation wäre auch aus wirtschaftlicher Sicht eine solche Variante dem System mit größerem, drucklosen Tank vorzuziehen.

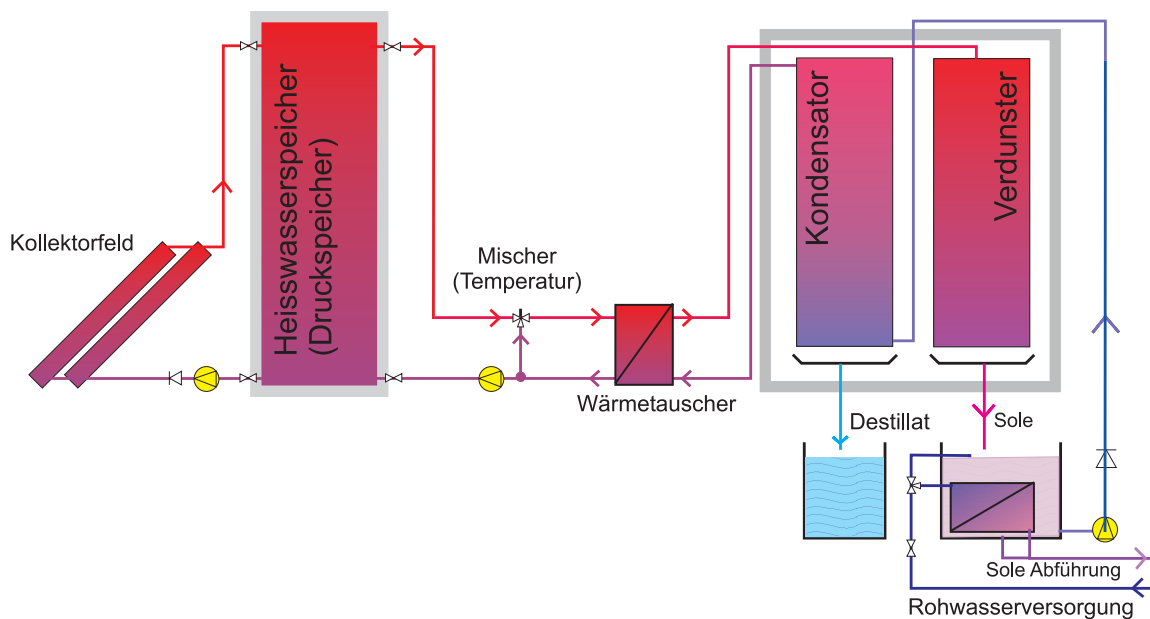
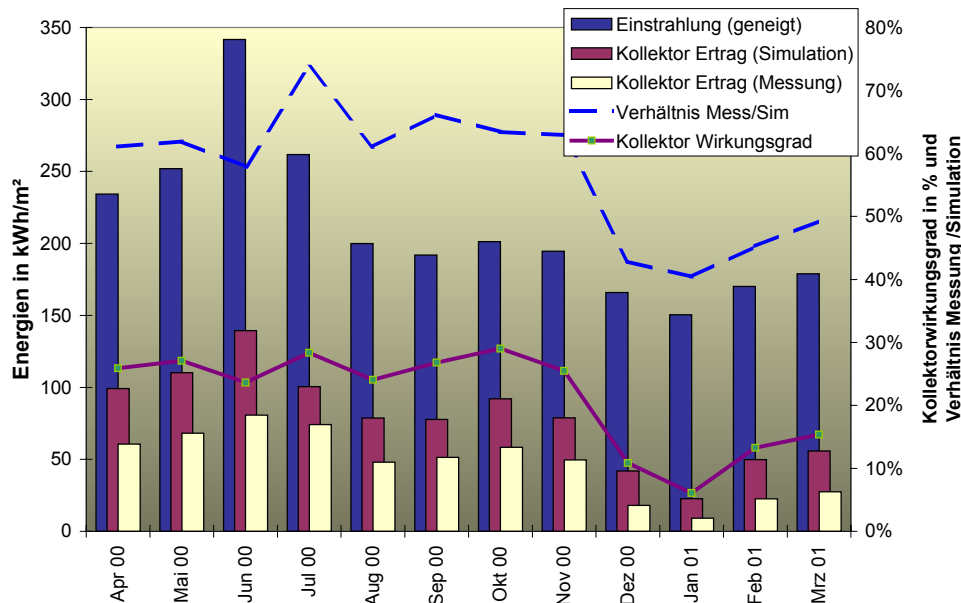


Abbildung 41: Verrohrungsschema der Demonstrationsanlage Muscat, Oman



Die Anlage wurde über die Dauer eines Jahres vermessen, die Ergebnisse evaluiert und mit den Simulationsergebnissen verglichen. Dabei stellte sich heraus, dass die verwendeten Kollektoren nicht von der erwarteten Qualität waren. Entgegen den Erwartungen aus den Simulationsergebnissen ergab sich ein über den gesamten Tag gemittelter Wirkungsgrad von knapp 30%, nach Verlust des Vakuums im Dezember 2000 von nur noch 15%. Somit lag der gemessene Wert um 55 % unter den Erwartungen. Diese Abweichung ist jedoch eindeutig auf Fehler in der Angabe der Kollektorparameter zurückzuführen und nicht auf die Simulation zurückzuführen.

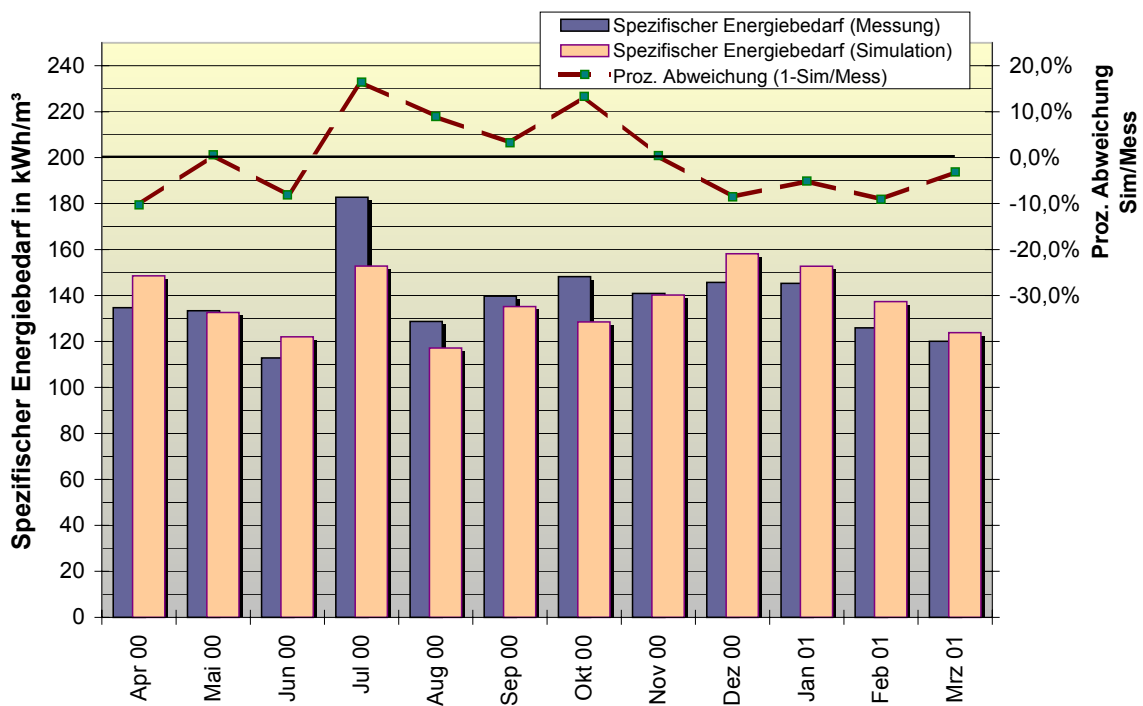


Graphik 33: Kollektorperformance im Oman-Projekt schlechter als bei Auslegung erwartet

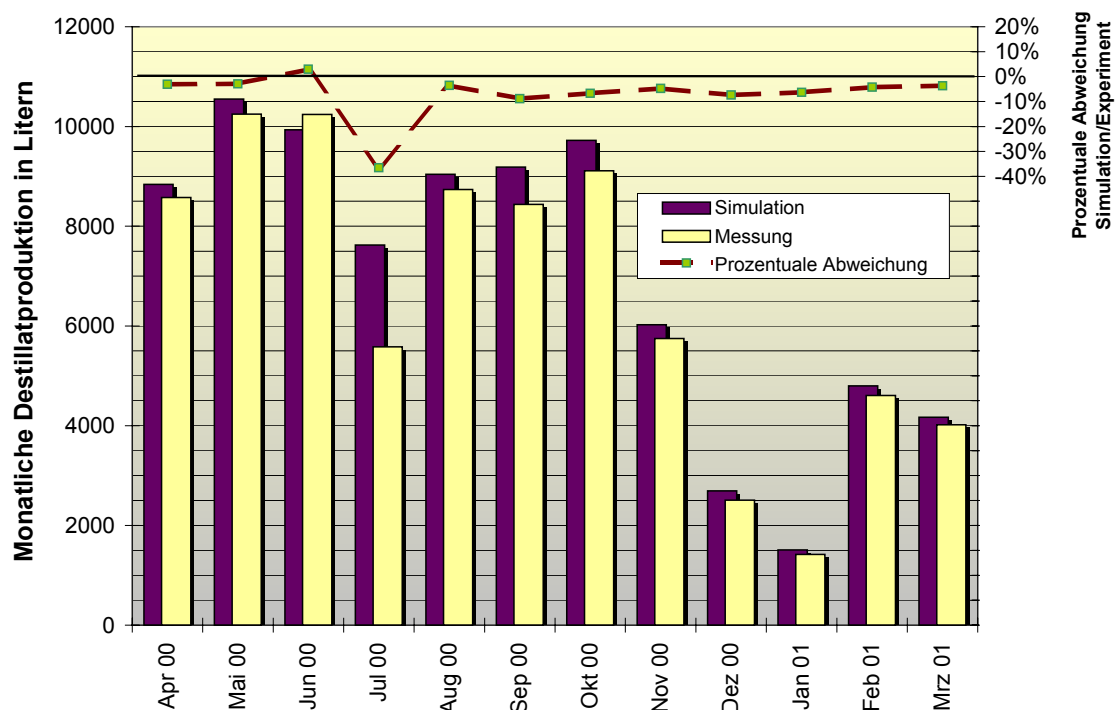
Betrachtet man nur das Entsalzungsgerät als abgekoppelte Komponente und verwendet für die Simulationsrechnungen als Eingangsgrößen (Verdunstereinlauftemperatur, Solemassenstrom, Kondensatoreinlauftemperatur) zur Anlage die gemessenen Werte, so ergibt sich folgendes Bild:

- Die monatliche Destillatproduktion wird vom Simulationsmodell in einer Bandbreite von  $\pm 10\%$  vorhergesagt. In der Jahressimulation ergibt sich eine Abweichung von  $-7\%$ . Im Monat Juli war die Destillatmessung ausgefallen.
- Der durchschnittliche Energiebedarf im Monat zur Entsalzung wird in einer Bandbreite von  $\pm 10\%$  genau (bis auf Juli, Ausfall Destillatmessung, und Oktober) und im Jahresergebnis auf  $-1\%$  genau vorhergesagt.

Im Rahmen der Genauigkeit der Kennlinienbestimmung für das Modell des Entsalzungsmodul und die Berechnung der Wärmeverluste der Anlage kann dieser Vergleich als befriedigend bewertet werden. Es ist damit möglich, bei Simulation des Jahresgangs eine Auslegungsrechnung für die Komponenten einer solarthermischen Meerwasserentsalzungsanlage durchzuführen.



Graphik 34: Vergleich Messung/Simulation für den spezifischen Energiebedarf des Entsalzungsmoduls



Graphik 35: Vergleich Messung/Simulation für die Destillatproduktion des Entsalzungsmoduls

## 11.6 Vergleich zwischen den Pilotanlagen

Die Entwicklung des MEH-Verfahrens im Rahmen der letzten Jahre war im wesentlichen geprägt von der Zielsetzung, zu einfach montierbaren, leicht zu wartenden und in optimal ausgelegte Systeme integrierten Anlagen zu gelangen. Erst durch die theoretischen Überlegungen im Rahmen dieser Arbeit wird man künftig zu Entsalzungsmodulen kommen, die signifikant günstigere Werte bei den Kenngrößen spezifischer Energiebedarf oder Destillatproduktion haben. Der folgende Vergleich zwischen den verschiedenen untersuchten Anlagen gibt somit ein unvollständiges Bild von den Fortschritten, die durch die vorliegende Arbeit erzielt werden konnte. Dieser ist vor allem in der systemintegrierten Beschreibung des Entsalzungsmoduls und seiner Komponenten zu finden.

Bis auf die Laboranlage ME 15 haben alle Anlagen eine identische Raumaufteilung, und auch die geometrische Anordnung der Verdunsterflächen und Kondensatorflächen zueinander ist identisch. Die Materialien der Aufständungen für Kondensator und Verdunster wurden modifiziert, ohne dass dies einen Einfluss auf das Betriebsverhalten der Anlage gehabt hätte.

	Laboranlage ME15	Fuerteventura	Namibia	Tunesien	Oman	Gran Canaria	Neue Anlage gemäß Simulation
<b>Verdunsterfläche in m<sup>2</sup></b>	76	162	162	162	162	162	162
<b>Kondensatorfläche in m<sup>2</sup></b>	63,4	132	132	132	132	132	132
<b>Durchschnittl. tägliche Destillatprod. in Litern</b>	480	105	nicht gem.	513	385	310	900
<b>Maximale tägl. Destillatprod. in Litern</b>	680	138	183	536	548	488	1200
<b>Kollektorbauart</b>		Vakuurröhre und Vakuumflach	Vakuum- röhre	Flach- kollektor	Vakuum- flach- kollektor	Röhre direkt durchströmt	
<b>Kollektor-Absorberfläche</b>	Elektrisch	8,5	9	38	38,7	47,2	----
<b>Kollektorwirkungsgrad</b>	0	ca.40%	ca. 60%	28,70%	27,30%	23%	50%
<b>Speichergröße</b>	0	kein Sp.	kein Sp.	2	3,2	6,2	----
<b>Spezifische Destillationsenthalpie</b>	85...105	140...190	nicht gem.	100...115	110...150	110...160	40...65
<b>Max. Destillatproduktion pro m<sup>2</sup> Kollektorfläche</b>	----	16,2	20,3	14,1	14,2	10,3	----

Tabelle 1: Vergleich der solaren Multi-Effect-Humidification Anlagen die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht wurden.

Beim Vergleich der Werte für die Destillatproduktion pro Kollektorfläche in Tabelle 1 fällt auf, dass die Anlagen ohne thermischen Speicher bessere Werte haben. Dies scheint

zunächst ein Hinweis darauf zu sein, dass es energetisch günstiger sei, Anlagen ohne thermische Speicherung zu bauen. Dies ist im Hinblick auf das Gesamtsystem aber falsch. Bedingt durch höhere Temperaturen und die zusätzliche Komponente Speichertank mit eigenen Wärmeverlusten ist die Destillatausbeute pro Kollektorfläche zwar geringer, die Gesamtausbeute an Destillat pro Tag ist aber um ein vielfaches höher und der spezifische Energiebedarf der Einheit Entsalzungsmodul geringer. Da das Entsalzungsmodul derzeit die teuerste Komponente des Systems darstellt, ist es sinnvoll, bei der Auslegung einen Betrieb über 24 Stunden pro Tag anzustreben.

In der letzten Spalte sind die Werte für eine Anlage mit verbesserter Geometrie und besser wärmeleitendem Kondensatorplattenmaterial angegeben. Diese Anlage kommt beim spezifischen Energieverbrauch in den Bereich der solaren MED-Entsalzungsanlage in Almeria (vgl. Abschnitt 1.4). Diese um einiges komplexere Anlage ist in der Größenklasse um eine Stufe höher einzuordnen, hat aber dennoch einen vergleichbaren Energiebedarf. Für den dezentralen Einsatz scheint also das MEH-Modul besser geeignet zu sein.

---

## Zusammenfassung und Resümee

Ziel der Arbeit war die Entwicklung und Optimierung eines effizienten thermischen Niedertemperatur-Entsalzungsverfahrens für den dezentralen Einsatz mit einer Produktion von einigen hundert Litern bis zu 10 m<sup>3</sup> pro Tag. Ausgangspunkt der in der vorliegenden Arbeit vorgestellten Entsalzungsanlage sind die sogenannten „solar stills“ oder einfachen Solardestillen. In diesen Apparaten verdunstet das Meerwasser unter Einwirkung solarer Strahlung. Die entstandene Feuchtluft kondensiert an von der Umgebungsluft gekühlten Flächen, die Verdunstungsenthalpie geht dabei verloren.

Die erste Stufe der Verbesserung dieses Konzeptes besteht in der Maßnahme, die Kondensation an vom zuströmenden Meerwasser gekühlten Flächen vorzunehmen. Dabei besteht die Möglichkeit, einen Teil der für die spätere Verdunstung des Meerwassers benötigten Wärmeenergie an dieser Stelle zurückzugewinnen. Damit kann man den dem Meerwasser direkt vor der Verdunstung durch Aufheizen in der Sonnenstrahlung zuzuführenden Anteil an Energie um bis zu 85 % vermindern.

Genau wie in den klassischen solar stills sind auch hier Verdunstungs- und Solarabsorptionsflächen gleich groß. Weil bei Umgebungsdruck und Temperaturen von typischerweise 80 °C die Verdunstungsrate bei diesen Bedingungen durch den niedrigen Stoffübergangskoeffizienten dominiert wird, ist der nächste Schritt auf dem Weg zu einem effizienteren Verfahren gemäß der Zielsetzung die Vergrößerung der Verdunstungsfläche. In der optimierten Anlage ist die Verdunstungsfläche um einen Faktor drei bis vier größer als die Solarkollektorfläche.

Die beiden soeben angeführten Maßnahmen lassen sich durch Berücksichtigung des dritten wesentlichen Einflussfaktors eines Feuchtluft-Destillationsprozesses, der Diffusionsstrecke des Wasserdampfes zwischen Oberflächen und feuchter Luftströmung, in folgender Weise verknüpfen: Verdunstungsflächen und gekühlte Kondensationsflächen werden in einer thermisch isolierten Box angeordnet und von den Solarkollektorflächen vollkommen getrennt. Dabei werden durch jeweils planparallele Anordnung der Verdunstungsflächen und der Kondensationsflächen in vertikaler Aufhängung Strömungskanäle gebildet, in denen natürliche Konvektion die feuchte Luft von der Verdunstungsseite zur Kondensationsseite transportiert. Wesentliche Einflussfaktoren sind dabei der Spaltabstand zwischen den Übertragungsflächen und die Wärmeleitfähigkeit des Kondensatorplattenmaterials.

Eine weitere Verbesserung wird durch eine über die Höhe möglichst wenig festgelegte Strömungsführung im Sinne eines über die Gesamthöhe freien Zwischenraumes zwischen Verdunster und Kondensator gewährleistet. Die Möglichkeit des teilweisen Strömungsabzweiges von der Befeuchtungsseite (Verdunster) zur Entfeuchtungsseite (Kondensator) auf *jeder* Höhe des Destillationsmoduls ermöglicht die Angleichung der gegenläufigen Wärmekapazitätsströme feuchter Luft und wärmerer bzw. kälterer Sole

---

auf jeder Höhe der Anlage. Dadurch wird der spezifische Energiebedarf des Verfahrens weiter abgesenkt.

Zur quantitativen Beschreibung des Verfahrens dient ein im Rahmen der Arbeit entwickeltes Simulationsmodell, mit dem verschiedene Anlagenkonfigurationen beschrieben werden können. Das Modell bildet den Prozess mit Hilfe über die Höhe der Anlage verteilter Gegenstromwärmetauscher ab, die jeweils durch einen temperaturabhängigen Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten  $k_{ges}(T)$  beschrieben werden. In diese Kennlinie  $k_{ges}(T)$  gehen alle den Wärme- und Stoffübertragungsvorgang charakterisierenden Einflussgrößen wie Diffusionskoeffizient, Nusseltzahl der Feuchtluftströmung, Sherwoodzahl, Wärmeleitfähigkeit und Strömungsgeschwindigkeit der feuchten Luft, Wärmeleitfähigkeit der Kondensatorwand und Nusseltzahl der Soleströmung im Kondensator ein.

Die Annahme der automatischen Anpassung der Wärmekapazitätsströme feuchter Luft und Sole im Gegenstrom zueinander ist wesentliche Bedingung für die Möglichkeit, mit dem Modell das Strömungsprofil als Funktion der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $w(z)$  auf der Höhe  $z$ , gemittelt über die Breite der Austauschflächen zu berechnen. Die unter dieser Annahme bestimmten Temperaturprofile über die Anlagenhöhe stimmen mit den Messungen im Rahmen der Messgenauigkeit überein, sodass sie als bestätigt gelten kann.

Die Optimierungsrechnungen für verschiedene Kondensatorplattenmaterialien und Spaltabstände weisen darauf hin, dass der optimale Spaltabstand einer Anlage mit metallenen Kondensatorplatten und einem Wärmedurchgangskoeffizienten von  $2300 \text{ W/m}^2\text{K}$  bei  $1,6 \text{ mm}$  liegt, gute Werte werden noch bis etwa  $4 \text{ mm}$  Plattenabstand erreicht. Auch der Einfluss einer Teilevakuierung der Anlage wurde untersucht.

Das so gefundene Modell wird in ein ebenfalls hier erstelltes Simulationsprogramm zur Abbildung ganzer Systeme von Entsalzungsanlagen z.B. mit Sonnenkollektoren und thermischem Speicher integriert, um Auslegungsrechnungen für Anlagen an verschiedenen Standorten unter Berücksichtigung der lokalen Meteorologie durchführen zu können.

Pilotanlagen in Fuerteventura, Gran Canaria, Oman und Tunesien wurden geplant, erstellt, vermessen und evaluiert. Die Simulationsergebnisse und Messungen stimmen für das Entsalzungsmodul in einem Band von  $\pm 10 \%$  für den spezifischen Energiebedarf des Prozesses und die produzierte Destillatmenge überein

Als Ergebnis der durchgeführten Arbeiten entstand ein optimiertes Entsalzungsmodul, dessen Tauglichkeit bei Berücksichtigung der gesammelten Erfahrung für einen wartungsarmen Langzeitbetrieb in den verschiedenen Demonstrationsprojekten nachgewiesen werden konnte. Ebenso steht mit dem erarbeiteten Simulationsmodell ein an realen Messungen bestätigtes Werkzeug zur Verfügung, das mit Einschränkungen auch jetzt schon zur Dimensionierung der Geometrie künftiger Entsalzungsanlagen nach dem MEH-Feuchtluftdestillationsverfahren verwendet werden kann. Nach experimenteller Bestätigung der Werte des Gesamtübergangskoeffizienten für engere Spaltabstände ist dies sogar uneingeschränkt möglich.

---

## Ausblick

Die Meerwasserentsalzung mittels Feuchtluftdestillation konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit wesentlich vorangebracht werden. So konnten aufbauend auf den Arbeiten an anderen Instituten wesentliche thermodynamische und fluidmechanische Merkmale des Prozesses erarbeitet werden und mit deren Hilfe Verbesserungen am Anlagenkonzept vorgenommen werden. Zu nennen ist hier in erster Linie die Erkenntnis, dass „weniger mehr ist“, dass nämlich durch Weglassen der Trennwand zwischen Kondensations- und Verdunstungsseite eine günstigere Randbedingung für die Selbstorganisation des Systems vorgegeben wird.

Als weitere Schritte müssen die auf Basis des Modells des Feuchtluftdestillationsmoduls erstellten geometrischen Optimierungsvorhersagen bezüglich des Spaltabstandes anhand real gebauter Anlagen verifiziert werden. Insbesondere ist dabei zu berücksichtigen, dass die in der Optimierungsrechnung verwendete Annahme, dass der Antrieb der Konvektionswalze in der Anlage durch einen reversiblen Antrieb erfolgt, in der Praxis sicherlich in Frage zu stellen ist. Daher muss der optimale Spaltabstand durch Versuchsreihen weit unter die mit den bisherigen Kunststoffmaterialien möglichen Abstände experimentell untersucht werden.

Im Hinblick auf die Optimalität einer Selbstangleichung der Strömung der Feuchtluft bei Weglassen der Trennwand ist folgende Überlegung angebracht: Im vorliegenden Fall wurde die Angleichung der Wärmekapazitätsströme der feuchten Luft und der Sole durch die Möglichkeit des partiellen Strömungsabzweiges der feuchten Luft in jeder Bauhöhe erreicht. Dies ist ebenso möglich, indem man den Volumenstrom der Sole in jeder Höhe angleicht und den Volumenstrom der feuchten Luft bezüglich ihrer trockenen Komponente konstant lässt. Damit kann die Trennwand zwischen Verdunster und Kondensator beibehalten werden, was bezüglich der Trennsicherheit zwischen Salzwasser und Destillat (z.B. Herüberspritzen bei schlechter Benetzung der Verdunstertücher vom Verdunster ins Destillatsammelbecken) wünschenswert wäre. Der Abgleich des Volumenstroms der Sole kann zum Beispiel durch eine mit Hilfe des Modells berechenbare Verkleinerung des soleseitig durchströmten Kondensatorquerschnittes über die Bauhöhe erfolgen. Diese bauliche Modifikation ist dann aber im Gegensatz zur Konvektionsselbstregelung ohne Trennwand nur für einen bestimmten Betriebszustand, definiert durch Verdunster- und Kondensatoreinlauftemperatur sowie Solemassenstrom, optimiert. Ebenso ist die entsprechende Angleichung des Volumenstromes auf der Verdunsterseite der Anlage durch bauliche Maßnahmen sicherlich schwieriger zu erreichen.

Bezüglich der Regelung des Gesamtsystems ist im Hinblick auf eine Minimierung des Hilfsenergiebedarfes eine Optimierung der Konfiguration des Tunesienprojektes die beste Ausgangsbasis.

---

## Nomenklatur

### Variablennamen

$a$	M	Abstand
$a$	$\text{m}^2/\text{s}$	Temperaturleitfähigkeit
$A$	$\text{m}^2$	Fläche (meist Austauschfläche)
$\alpha$	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmeübergangskoeffizient bzw. -durchgangskoeffizient
$\beta$	$\text{m}/\text{s}$	Totaler Stoffübergangskoeffizient
$b$	M	Breite (bei Wärmetauscherflächen)
$c_p$	$\text{kJ}/\text{kgK}$	spezifische Wärmekapazität
$d$	M	Abstand (meist Wärmetauscherflächen)
$D_{AB}$	$\text{m}^2/\text{s}$	Diffusionskoeffizient zweier Komponenten $A$ und $B$
$\delta$	M	Filmdicke, Grenzschichtdicke (Filmmodell)
$E$	KJ	Energie
$\eta$	$\text{kg}/\text{m s}$	dynamische Viskosität
$g$	$\text{m}/\text{s}^2$	Erdbeschleunigung
$GOR$	-	Gained Output Ratio (Verstärkungsgüte)
$H$	KJ	Enthalpie
$h$	$\text{kJ}/\text{kg}$	spezifische Enthalpie, meist bezogen auf die trockene Komponente der feuchten Luft
$K$	$\text{kJ}/\text{Ks}$	Kapazitätsrate
$k$	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Wärmedurchgangskoeffizient / -übergangskoeffizient
$\kappa$	-	Proportionalitätsfaktor Wasserdampfkondensation
$L$	M	Länge (Wärmetauscherflächen)
$\lambda$	-	Rohrreibungszahl (Druckabfall)
$\lambda$	$\text{W}/\text{mK}$	Wärmeleitfähigkeit
$M$	$\text{kg}/\text{mol}$	molare Masse
$MV$	-	Massenstromverhältnis
$m$	Kg	Masse
$\dot{m}$	$\text{kg}/\text{s}$	Massenstrom
$\dot{n}$	$\text{mol}/\text{m}^2\text{s}$	Molenstromdichte
$\nu$	$\text{m}^2/\text{s}$	kinematische Viskosität
$Nu$	-	Nußeltzahl
$p$	Pa	Druck
$P$	W	Leistung zur Aufrechterhaltung der freien Konvektionswalze
$Pr$	-	Prandtlzahl
$Q$	KJ	Wärme (fühlbar oder latent)
$R_m$	$\text{J}/(\text{mol K})$	universelle Gaskonstante
$R_{H_2O}$	$\text{J}/\text{kgK}$	individuelle Gaskonstante



---

$r$	J/kg	spezifische Verdampfungswärme
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte (mit Index: Partialdichte)
$Re$	-	Reynoldszahl
$S$	g/kg	Salinität
$\sigma$	kg/m <sup>2</sup> s	Stoffübergangskoeffizient aus der Kühlturmgleichung
$Sc$	-	Schmidtzahl
$Sh$	-	Sherwoodzahl
$T$	°C, K	Temperaturen
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$v$	m/sec	Geschwindigkeit (mit Index : Partialgeschwindigkeit)
$v$	-	Diffusionsvolumen (bei Berechnung des Diffusionskoeffizienten)
$\bar{w}$	m/s	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit (Druckabfall)
$w_A \text{ oder } B$	-	Massenanteil der Komponenten $A$ oder $B$ eines Gemisches $AB$
$x$	kg/kg	Wasserdampfbeladung pro kg trockener Luft
$x$	M	$x$ -Koordinate (horizontal, parallel zur Breite der Austauschflächen)
$y$	M	$y$ -Koordinate (horizontal, senkrecht zur Austauschfläche)
$z$	M	$z$ -Koordinate (vertikal, Höhenkoordinate)
$\zeta_A \text{ oder } B$	-	Molenbruch der Komponente $A$ oder $B$ in einem Gasgemisch
$Z$	-	Kompressibilitätsfaktor, $Z = pV/RT$

### Indizes

$A$	Komponente $A$ eines Gemisches
$B$	Komponente $B$ eines Gemisches
$i$	Wärmetauschernummer im Simulationsmodell
$i$	Komponente eines Gemisches
$fL$	feuchte Luft
$g$	Grenzfläche (Verdunster- oder Kondensatoroberfläche)
$h$	mit Variable $d$ hydraulischer Durchmesser
$Kond$	Kondensator
$konv$	Konvektiv
$L$	Luft
$lam$	laminar
$m$	Kernströmung oder Mittelung über Strömungsquerschnitt
$Sole$	flüssiges Wasser der Salinität $S$
$tot$	gesamt
$Verd$	Verdunster
$WD$	Wasserdampf

---

## Literaturverzeichnis

- [1] Abdelrassoul, R.A., *Potential for economic solar desalination in the Middle East*, Pergamon Press, Renewable Energy, Vol.14, Nos. 1-4, pp. 345-349, 1998
- [2] Agha K.R. et al., *The thermal characteristics and economic analysis of a solar pond coupled low temperature multi stage desalination plant part II: Economic analysis*, International Journal of Solar Energy, Volume 21, Issue 1, 2000, Pages 1-18
- [3] Baehr H.D., *Thermodynamik*, Springer Verlag Berlin/Heidelberg/New York/London/Paris/Tokyo/ Hongkong, 7.Auflage 1989
- [4] Beikircher, T. et al. *Gas Heat Conduction in Evacuated Flat Plate Solar Collectors: Analysis and Reduction*. Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 117 / 229, August 1995
- [5] Berliner P., *Kühltürme*, Springer Verlag Berlin/Heidelberg/New York, 1975
- [6] Bird R., Stewart W., Lightfoot E., *Transport Phenomena*; S. 573 John Wiley & Sons, New York, 1960
- [7] Bohn, W. *Leitfähigkeits-Fibel – Einführung in die Konduktometrie* WTW GmbH Verlag, Weilheim 1998
- [8] Boucekima, B. et al., *Performance study of the capillary film solar distiller*, Desalination, Volume 116, Issues 2-3, 18 September 1998, Pages 185-192
- [9] Buros, O.K. *The ABCs of Desalting*, Published by the International Desalination Association, Topfield, Massachusetts; Second Edition, 2001
- [10] Bronštejn I.N., Semendjajew, *Taschenbuch der Mathematik*, Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt/Main, 22. Auflage 1985
- [11] Caruso G. and Naviglio A., *A desalination plant using solar heat as a heat supply, not affecting the environment with chemicals*, Desalination, Volume 122, Issues 2-3, 7 July 1999, pp. 225-234
- [12] Chaibi M.T., *An overview of solar desalination for domestic and agriculture water needs in remote arid areas*, Desalination, Volume 127, Issue 2, 1 February 2000, pp. 119-133
- [13] Dai Y. J. and Zhang H. F., *Experimental investigation of a solar desalination unit with humidification and dehumidification*, Desalination, Volume 130, Issue 2, 1 November 2000, Pages 169-175
- [14] Delyannis, E-E., *Seawater and Desalting*, A digest of recent developments, Athens 1988

- 
- [15] Eckert, E.R.G., *Einführung in den Wärme- und Stoffaustausch*, Springer Verlag Berlin/Heidelberg/New York, 3.Auflage 1966
- [16] El-Nashar, A.M. El Baghdadi, A.M., *Seawater distillation by solar energy*. Elsevier Press, Desalination 61 (1997) p. 49-66
- [17] El-Nashar A.M., Samad M., *The solar desalination plant in Abu Dhabi: 13 years of performance and operation history*, Renewable Energy, Volume 14, Issue 1-4, 1998, Pages 263-274
- [18] El-Nashar, A.M. , *Water from the Sun- Case Study: The Abu Dhabi Solar Desalination Plant*, REFOCUS, March 2001
- [19] Elsner N., *Grundlagen der Technischen Thermodynamik*, Akademie Verlag Berlin, 1993
- [20] Fahmy, Faten H.; Abdel-Rehim, Zeinab S., *Efficient design of desalination system using photovoltaic and packed bed systems*, Energy Sources, Volume 20, Issue 7, August - September 1998, Pages p 615-629
- [21] Farid M., Wahid Al-Hajaj A., *Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle*, Desalination, Volume 106, Issues 1-3, August 1996, Pages 427-429
- [22] García-Rodríguez L., Gómez-Camacho C. ,*Thermo-economic analysis of a solar multi-effect distillation plant installed at the Plataforma Solar de Almeria (Spain)*, Desalination, Volume 122, Issues 2-3, 7 July 1999, Pages 205-214
- [23] Garcia-Rodriguez, L., Gomez-Camancho, C. *Preliminary design and cost analysis of a solar distillation system*, Elsevier Press, Desalination 126 (1999) p. 109-114
- [24] Glueckstern P., *Potential uses of solar energy for seawater desalination*, Desalination, Volume 101, Issue 1, March 1995, Pages 11-20
- [25] Goosen M.F.A.; Sablani S.S.; Shayya W.H.; Paton C.; Al-Hinai H. *Thermodynamic and economic considerations in solar desalination*, Desalination, Volume 129, Issue 1, 2000, Pages 63-89
- [26] Gordon, J.M., Andresen, B. *Constant thermodynamic speed for minimizing entropy production in thermodynamic processes and simulated annealing*, Physical Review E, Vol. 50 Number 6, Dezember 1994
- [27] Gröber, Erk, Grigull, *Die Grundgesetze der Wärmeübertragung*, Springer Verlag Berlin/Heidelberg/New York, Reprint 1981
- [28] Grombach P. et al., *Handbuch der Wasserversorgungstechnik*, 3. Auflage, Oldenbourg Industrieverlag München, Wien, 2000
- [29] Grunberg L., *Properties of Sea Water Concentrates*. 3<sup>rd</sup> International Symposium on Fresh Water from the Sea, Vol. 1, 31-39, Athens 1970

- 
- [30] Harrison, D.G. et al., *Desalination using renewable energy in Australia*. Abstracts World Renewable Energy Conference 1996
- [31] Hasnain, S.M. et Alajlan, S. : *Coupling of PV Powered R.O. Brackish Water Desalination Plant with solar stills* Pergamon Press, Renewable Energy, Vol.14, Nos 1-4, pp. 281-286, 1998
- [32] Hancke, K. *Wasseraufbereitung - Chemie und chemische Verfahrenstechnik*, 3. Auflage, VDI Verlag Düsseldorf, 1994
- [33] Hering E., Martin R., Stohrer M. *Physikalisch technisches Taschenbuch*. Zweite Auflage, VDI Verlag Düsseldorf 1995
- [34] Herold, D. et al., *Small scale photovoltaic desalination for rural water supply – demonstration plant in Gran Canaria* , Pergamon Press, Renewable Energy, Vol.14, Nos 1-4, pp. 293-298, 1998
- [35] Heschl, O., *Teilgutachten solare Meer- und Brackwasserentsalzung im Programmpapier „Nutzung regenerativer Energiequellen in Entwicklungsländern“* GTZ, Eschborn (1987)
- [36] Heschl, O., *Meerwasserentsalzung, ein Gegenstrom-Entsalzungsverfahren*, Diplomarbeit Sektion Physik , LMU München 1981
- [37] van't Hoff, J.H., *The Role of Osmotic Pressure in the Analogy between Solutions and Gases*, Zeitschrift für physikalische Chemie, vol.1, pp. 481-508, 1887
- [38] Nabil, H., Rahim A., *Utilization of a forced condensing technique in a moving film inclined solar desalination still*, Desalination, Volume 101, Issue 3, June 1995, Pages 255-262
- [39] Hörnig, H.E., *Seawater and Seawater Distillation*, Vulkan Verlag Essen, 1978
- [40] Hollemann, A.F. , Wiberg, E.; *Lehrbuch der anorganischen Chemie* Walter de Gruiter & Co, Berlin 1956
- [41] Indetzki, M., *Thermodynamische Vorgänge in einer solarbetriebenen Entsalzungsanlage: Messung und numerische Berechnung*, Diplomarbeit Fakultät für Physik der Albert-Ludwigs-Universität Freiburg i. Br., 1993
- [42] Al-Ismaily, H. A.; Probert S. D. *Solar-Desalination Prospects for the Sultanate of Oman*, Applied Energy, Volume 52, Issue 4, 1995, Pages 341-368H.-W.
- [43] Janisch, V., Drechsel, H.; *Solare Meerwasser-Entsalzung*, Deutsches Zentrum für Entwicklungstechnologien – GATE bei der GTZ; Friedr. Vieweg & Sohn Braunschweig/Wiesbaden 1984
- [44] Kalogirou S., *Survey of solar desalination systems and system selection*, Energy, Volume 22, Issue 1, January 1997, Pages 69-81

- 
- [45] Kammer, K. Schwabe, *Thermodynamik irreversibler Prozesse*, Physik Verlag VCH Verlagsgesellschaft, Weinheim, 1985
- [46] Kössinger, F. (Patentinhaber), Baumgartner, Th.(Erfinder), *Flüssigkeitsverteiler zur gleichmäßigen Abgabe von Flüssigkeiten an offenporige, bahnförmige Materialien*, Patentschrift DE4340744 C1, Veröffentlichung am 4.5.1995
- [47] Koch, G. *Untersuchungen zur Tropfenkondensation auf metallischen, hartstoffbeschichteten Oberflächen* Dissertation TU Erlangen, Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, 1996
- [48] Krelle, J., *Vermessung und Analyse einer kontinuierlichen Feuchtluft-Kondensationsanlage*, Diplomarbeit Sektion Physik, LMU München 1993.
- [49] Krischer O., Kast W., *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York 1992
- [50] Loewy, T., *The case of seawater desalination to solve the water shortage in the Gaza strip*, Desalination 99, Seite 447-458, 1994
- [51] Mersmann, A. *Stoffübertragung* aus der Reihe Wärme- und Stoffübertragung, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York Tokyo 1986
- [52] Milow, B. and Zarza, E. *Advanced MED solar desalination plants. Configurations, costs, future – seven years of experience at the Plataforma Solar de Almeria (Spain)*. Elsevier Press, Desalination 108 (1996) p. 51-58
- [53] Mutschmann, Stimmelmayer, *Taschenbuch der Wasserversorgung*, 10. vollständig überarbeitete und aktualisierte Auflage, Franckh-Kosmos Verlags-GmbH&Co, Stuttgart, 1991
- [54] Naser Nawayseh K. et al., *A simulation study to improve the performance of a solar humidification-dehumidification desalination unit constructed in Jordan*, Desalination, Volume 109, Issue 3, June 1997, Pages 277-284
- [55] Nusselt, W., *Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes*, Zeitschrift VDI 60,1916,
- [56] Orlov, V.N., Berry, R.S. *Estimation of Minimal Heat Consumption for Heat-Driven Separation Processes via Methods of Finite-Time Thermodynamics*, Journal of Physical Chemistry No. 95, 1991
- [57] Paul, D. H. *Desalination Technologies - Ion Exchange*, Zeitschrift The International Desalination & Water Reuse, November/Dezember 1994.
- [58] Piernavieja Izquierdo, G. TECHNOLOGICAL INSTITUTE OF THE CANARY ISLANDS Renewable Energies and Water Department, *mündliche Mitteilung*, Juni 2001
- [59] Recknagel, Sprenger, Schramek *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2000*, R. Oldenbourg Verlag, München 1999

- 
- [60] Reid, R. C. et al., *The properties of Gases and Liquids* McGraw-Hill Book Company Inc., New York, Third Edition 1977
- [61] Ribeiro, Jacqueline; *Desalination Technolgy – Survey and Prospects*, European Commission Joint Research Center, IPTS, Sevilla May 1996
- [62] Rommel, M. et al., *Corrosion free collectors with selectively coated plastic absorbers*, Elsevier Press, *Desalination* 109 (1997) p. 149-155
- [63] Rommel, M. *Solar thermally driven desalination systems with corrosion free collectors*, Pergamon Press, *Renewable Energy*, Vol.14, Nos 1-4, pp. 275-280, 1998
- [64] Salamon, P. , Berry, R.S. *Thermodynamic Length and Dissipated Availability*, *Physical Review Letters* Vol.51, Number 13, September 1983
- [65] Strauch, K.-H. *Geschlossene Gewächshausssysteme mit integrierter solarer Wasserentsalzungsanlage für aride Gebiete* Gartenbautechnische Informationen, Heft 22, Institut für Technik, Gartenbau und Landwirtschaft, Universität Hannover, 1985
- [66] Suhas V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill Book Company Hemisphere Publishing Corporation, 1980
- [67] Schmidt, E. Schurig, W. Sellschop W., *Versuche über die Kondensation von Wasserdampf in Film- und Tropfenform*, *Techn Mech. Thermodynamik* 1 , 1930,
- [68] Schmidt, E. Grigull, U. *Properties of Water and Steam in SI-Units*, edited by U.Grigull, Springer Verlag Berlin 1982
- [69] Schrag, H., *Analyse, Simulation und Optimierung des Betriebsverhaltens einer Meerwasser-Entsalzungsanlage*. Diplomarbeit Sektion Physik, Ludwig-Maximilians-Universität München (1992)
- [70] Schramm, J., *Vermessung, Analyse und Optimierung ein- und mehrstufiger Feuchtluft-Meerwasser-Entsalzungsanlagen*. Diplomarbeit Sektion Physik, LMU München, November 1992
- [71] Spiegler, K.S., Laird, A.D.K. *Principles of Desalination*, Academic Press 1980
- [72] Stefan, Karl, *Wärmeübergang beim Kondensieren und Sieden* Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer- Verlag 1988
- [73] Szacs vay, T. et al. *Technical and economic aspects of small-scale solar-pond-powered seawater desalination systems*, *Desalination*, Volume 122, Issues 2-3, 7 July 1999, Pages 185-193
- [74] Thiel, K.-D., *Experimentelle und theoretische Untersuchungen des Wärmeüberganges bei Tropfenkondensation auf hohen Kühlwänden bei Rinnsalbildung*, Dissertation an der TU Berlin, FB Verfahrenstechnik, 1977

- 
- [75] Tiris Ç. et al., *Improvement of basin type solar still performance; Use of Various Absorber Materials and Solar Collector Integration*, Renewable Energy, Volume 9, Issues 1-4, 12 September 1996, Pages 758-761
- [76] Tsilingiris P. T., *The analysis and performance of large-scale stand-alone solar desalination plants*, Desalination, Volume 103, Issue 3, December 1995, Pages 249-255
- [77] Tzen, E. et al., *Design of a stand alone PV desalination system for rural areas*, Elsevier Press, Desalination 126 (1998) p. 327-334
- [78] Verein deutscher Ingenieure, *VDI-Wärmeatlas*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 5. Auflage 1988
- [79] Waas, P., *Wärmeübergang bei Tropfenkondensation* Dissertation am LS A für Thermodynamik der TU München, 1981
- [80] Wangnick, K.; *IDA Worldwide Desalting Plants Inventory Report No. 13* veröffentlicht durch Wangnick Consulting, Gnarrenburg, May 1994

---

## **Anhang A: Eigenschaften von Meerwasser**

### **Einteilung von Wässern nach verschiedenen Salzkonzentrations-Bereichen**

Salzwasserkonzentrationen werden als Gesamtgehalt an gelösten Feststoffen (TDS, total dissolved solid content) angegeben. In [80] und [60] wird folgende Einteilung der verschiedenen Salzwässer nach der Gesamt-Salinität vorgeschlagen:

Flusswasser oder Salzwasser niedriger Konzentration:	500 bis 3 000 mg/l TDS
Brackwasser	3 000 bis 20 000 mg/l TDS
Meerwasser	20 000 bis 50 000 mg/l TDS
Sole (engl. Brine)	> 50 000 mg/l TDS

Bei thermischen Entsalzungsverfahren ist der Energieaufwand zur Entsalzung typischerweise unabhängig vom Salzgehalt des Rohwassers. Bei Membranprozessen dagegen ist der Energiebedarf direkt proportional zur Salinität. Daher sind thermische Verfahren generell besser zur Entsalzung von Meerwasser geeignet. Während die Umkehrosmose auch bei der Meerwasserentsalzung zum Einsatz kommt, ist die Elektrodialyse nur bei Brackwasser einsetzbar.

Anforderungen an die Trinkwasserqualität sind je nach Endverbraucher unterschiedlich. Bei kommunalem Trinkwasser oder zur Bewässerung ist die Anforderung an den Salzgehalt in Anlehnung an die von der WHO empfohlenen Werte unter 1 000 mg/l TDS. Diese Konzentration kann mit (eventuell mehrstufigen) Membranprozessen meist erreicht werden. Für industrielle Anwendungen oder Prozesswasser für Kraftwerke müssen die Werte unter 10 mg/l liegen. Thermische Prozesse liefern solche Qualität. Falls Wasser aus solchen Anlagen zur Trinkwasserversorgung eingesetzt werden soll, erfordern solch niedrige Salzkonzentrationen einen Verschnitt des entsalzten Wassers mit Rohwasser oder die künstliche Zugabe von Mineralstoffen.

### **Salinität und Leitfähigkeit**

Die Salinität ist ein Summenparameter, der speziell für Meerwässer definiert ist. Sie gibt deren Salzgehalt an.



Meerwässer weisen im wesentlichen eine recht einheitliche Zusammensetzung auf, lediglich der Verdünnungsgrad ist von Fall zu Fall verschieden. Der Salzgehalt wird dabei in g/kg angegeben und ist somit dimensionslos. Gemäß den Gepflogenheiten der Meereskundler wird die Salinität als Zahl ohne Einheit und ohne den Faktor  $10^{-3}$  angegeben. Weist eine untersuchte Meerwasserprobe die Salinität  $S = 35,0$  auf, so ist damit gemeint, dass 1 kg dieses Meerwassers 35,0 g Salze enthält, wobei Carbonate in Oxide und Halogenide insgesamt in Chloride umgerechnet sind.

Für eine Genauigkeit von 0,1 Salinitätseinheiten kann nach [6] die Salinität auf die Messung der Leitfähigkeit zurückgeführt werden. Folgende Beziehung gilt für die Berechnung der Salinität aus der Leitfähigkeit und der Temperatur.

Im Bereich  $2 < S < 42$  und für Temperaturen zwischen  $0\text{ °C}$  und  $30\text{ °C}$  ist der Fehler in  $S$  dabei 0,04 :

$$S = \sum_{i=0}^4 b_i \cdot (\kappa_{15} - 42,896)^i + (T - 15) \cdot \left( 0,028 \cdot \left( \frac{\kappa_{15}}{42,896} - 0,5 \right)^2 - 0,007 \right)$$

$$b_0 = 34,998$$

$$b_1 = 0,9113$$

$$b_2 = 1,8557E - 3$$

$$b_3 = 1,3205E - 5$$

$$b_4 = 4,818E - 7$$

( A.0.1)

**Mit  $\kappa$  in mS/cm und T in °C.**

Die Leitfähigkeit  $\kappa_{15}$  für Meerwasser erhält man über die Temperaturabhängigkeit der Leitfähigkeit:

$$\kappa(15^\circ\text{C}) = \frac{\kappa(T)}{1 + 2,28E - 2(T - 15) + 8,069E - 5(T - 15)^2}$$

( A.0.2)

## Zusammensetzung von Standardmeerwasser

Trotz bemerkenswerter Unterschiede im Salzgehalt von Meerwasser aus unterschiedlichen Gebieten ist der relative Anteil der verschiedenen Komponenten zueinander wie gerade erwähnt überall sehr ähnlich. Die folgenden Konzentrationen der wesentlichen Bestandteile von Meerwasser wurden von Spiegler angegeben (1962) (aus [71]):

Ion	ppm	Equiv./kg sea water	Salt	Molality	Wt % of salt
Na <sup>+</sup>	10,561	0.45923	NaCl	0.47560	78.0
Mg <sup>++</sup>	1,272	0.10461	MgCl <sub>2</sub>	0.03939	10.5
Ca <sup>++</sup>	400	0.01997	MgSO <sub>4</sub>	0.01478	5.0
K <sup>+</sup>	380	0.00972	CaSO <sub>4</sub>	0.01034	3.9
Cl <sup>-</sup>	18,980	0.53530	K <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	0.00462	2.3
SO <sub>4</sub> <sup>--</sup>	2,649	0.05515	KBr	0.00084	0.3
HCO <sub>3</sub> <sup>-</sup>	142	0.00233	Total	0.55018	100.0
Br <sup>-</sup>	65	0.00081	Total ionic strength		0.70891
Other solids	34	—			

Tabelle 2: Zusammensetzung und Salzanteilgehalt für Standardmeerwasser (aus [71])

## Dichte vom Meerwasser der Salinität $S$

Messungen von Grunberg et al. [28] fanden mit einem Dielathometer statt. Die Genauigkeit der Messungen wird mit 0,02 % angegeben. Die Messwerte wurden mit Tschebyscheff-Polynomen  $T_i$  gefittet, die die Messungen mit einer Genauigkeit besser 1 % wiedergeben.

$$\rho \cdot 10^{-3} = \sum_{i=0}^3 a_i T_i(\theta) \quad (0.3)$$

mit  $\rho$  = Dichte in kg/m<sup>3</sup>,  $t$  Temperatur in °C und  $\theta = (2t - 200)/160$  und den Koeffizienten

$$a_i = \sum_{j=0}^2 b_{ij} T_j(\sigma) \quad (0.4)$$

wobei  $\sigma = (2S - 150) / 150$  und  $S$  die Salinität in g/kg wiedergibt. Die Tschebyscheff-Koeffizienten  $b_{ij}$  ergeben sich zu

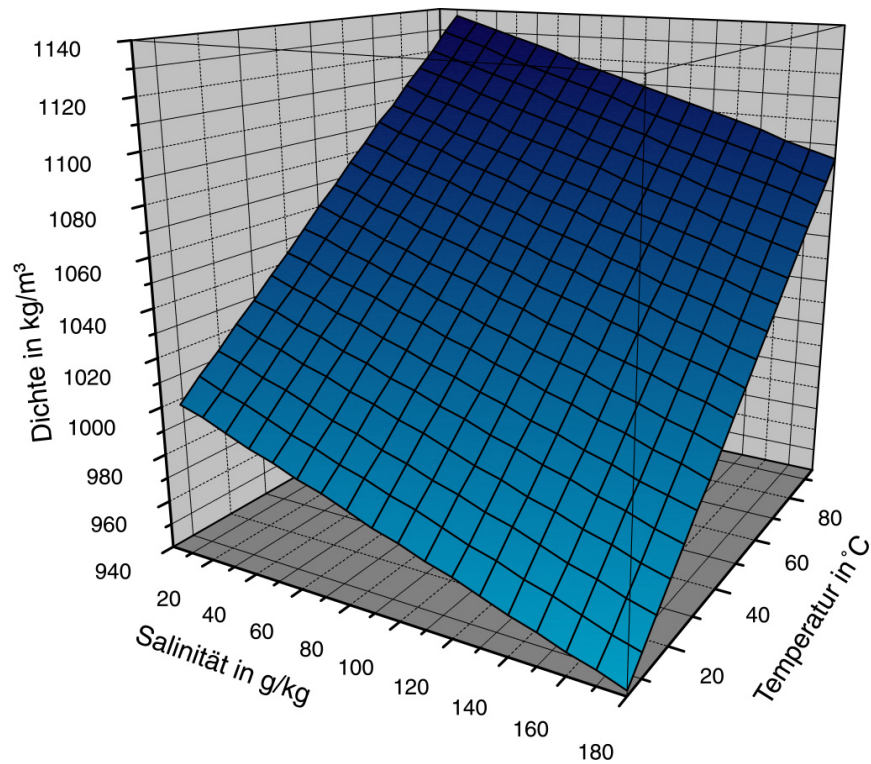
j \ i	0	1	2	3
0	4,032219	-0,108199	-0,012247	0,000692
1	0,115313	0,001571	0,001740	-0,000087
2	0,000326	-0,000423	-0,000009	-0,000053

Tabelle 3: Tschebyscheff-Koeffizienten für auf die Salinität bezogene Dichte

Daraus ergibt sich folgende Darstellung der Dichtewerte:

Dichte in $\text{kg/m}^3$	Temperatur in $^{\circ}\text{C}$																		
	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
0	1007	1003	1000	996	992	989	985	982	978	974	971	967	964	960	956	953	949	946	942
10	1014	1011	1007	1004	1000	996	993	989	986	982	979	975	971	968	964	961	957	953	950
20	1022	1018	1015	1011	1008	1004	1000	997	993	990	986	983	979	976	972	968	965	961	958
30	1029	1026	1022	1019	1015	1012	1008	1005	1001	998	994	990	987	983	980	976	973	969	966
40	1037	1033	1030	1026	1023	1019	1016	1012	1009	1005	1002	998	995	991	988	984	981	977	974
50	1044	1041	1037	1034	1030	1027	1023	1020	1016	1013	1009	1006	1002	999	995	992	988	985	982
60	1052	1048	1045	1041	1038	1035	1031	1028	1024	1021	1017	1014	1010	1007	1003	1000	996	993	989
70	1059	1056	1053	1049	1046	1042	1039	1035	1032	1028	1025	1021	1018	1015	1011	1008	1004	1001	997
80	1067	1064	1060	1057	1053	1050	1046	1043	1040	1036	1033	1029	1026	1022	1019	1016	1012	1009	1005
90	1074	1071	1068	1064	1061	1057	1054	1051	1047	1044	1040	1037	1034	1030	1027	1023	1020	1017	1013
100	1082	1079	1075	1072	1068	1065	1062	1058	1055	1052	1048	1045	1041	1038	1035	1031	1028	1024	1021
110	1090	1086	1083	1079	1076	1073	1069	1066	1063	1059	1056	1053	1049	1046	1042	1039	1036	1032	1029
120	1097	1094	1090	1087	1084	1080	1077	1074	1070	1067	1064	1060	1057	1054	1050	1047	1044	1040	1037
130	1104	1100	1097	1094	1090	1087	1084	1081	1077	1074	1071	1068	1064	1061	1058	1055	1051	1048	1045
140	1111	1108	1104	1101	1098	1095	1091	1088	1085	1082	1079	1075	1072	1069	1066	1062	1059	1056	1053
150	1118	1115	1112	1109	1105	1102	1099	1096	1093	1089	1086	1083	1080	1077	1073	1070	1067	1064	1061
160	1126	1122	1119	1116	1113	1110	1107	1103	1100	1097	1094	1091	1087	1084	1081	1078	1075	1072	1068
170	1133	1130	1127	1124	1120	1117	1114	1111	1108	1105	1101	1098	1095	1092	1089	1086	1083	1079	1076
180	1140	1137	1134	1131	1128	1125	1122	1118	1115	1112	1109	1106	1103	1100	1097	1094	1090	1087	1084

Tabelle 4: Dichte von Meerwasser in Abhängigkeit von Salzgehalt und Temperatur



Graphik 36: Dichte von Meerwasser unterschiedlichen Salzgehaltes

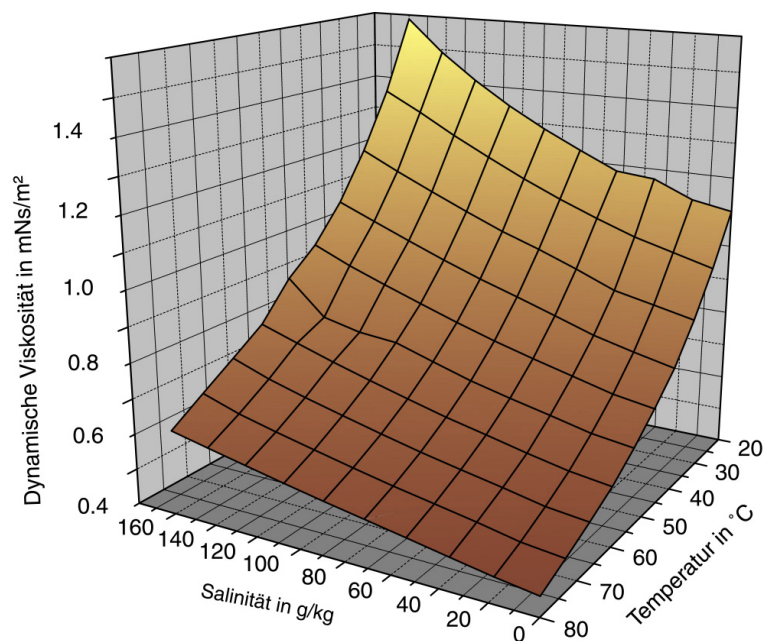
## Viskosität

Die Viskosität des Meerwassers spielt bei der hier diskutierten Anlage vor allem bei der fast drucklosen, aber sensiblen Verteilung des Meerwassers auf die Verdunsterflächen eine wesentliche Rolle.

Die Abhängigkeit der dynamischen Viskosität konzentrierten Meerwassers von Salzgehalt und Temperatur wird in der Literatur z.B. von Fabuss in [71] in Tabellenform folgendermaßen angegeben:

Temperatur in °C	Salinität in g/kg										
	0	20	35	40	60	80	100	120	140	160	
20	1.002	1.041	1.072	1.082	1.13	1.192	1.256	1.329	1.406	1.487	
30	0.798	0.827	0.85	0.857	0.9	0.945	0.998	1.054	1.115	1.18	
40	0.653	0.678	0.705	0.715	0.75	0.789	0.833	0.88	0.929	0.984	
50	0.546	0.569	0.595	0.6	0.625	0.661	0.699	0.74	0.784	0.831	
60	0.467	0.485	0.504	0.511	0.538	0.566	0.598	0.632	0.671	0.714	
70	0.405	0.424	0.443	0.449	0.473	0.498	0.526	0.555	0.587	0.624	
80	0.355	0.372	0.39	0.395	0.415	0.437	0.46	0.483	0.508	0.537	

Tabelle 5: dynamische Viskosität in  $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$



Graphik 37: Dynamische Viskosität von Meerwasser unterschiedlicher Konzentrationen in  $\text{mNs}/\text{m}^2$

## Spezifische Wärmekapazität

Folgende an Messdaten approximierte Beziehung wird zur Bestimmung der Temperatur- und Salzgehaltsabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität von Meerwasser angegeben [28]:

$$c_p = (a_1 + a_2S + a_3S^2) + (b_1 + b_2S + b_3S^2)T + (c_1 + c_2S + c_3S^2)T^2 + (d_1 + d_2S + d_3S^2)T^3 \quad (0.5)$$

mit  $S$  Salinität in g/kg

$T$  Temperatur in K

$c_p$  spezifische Wärmekapazität in kJ/kgK

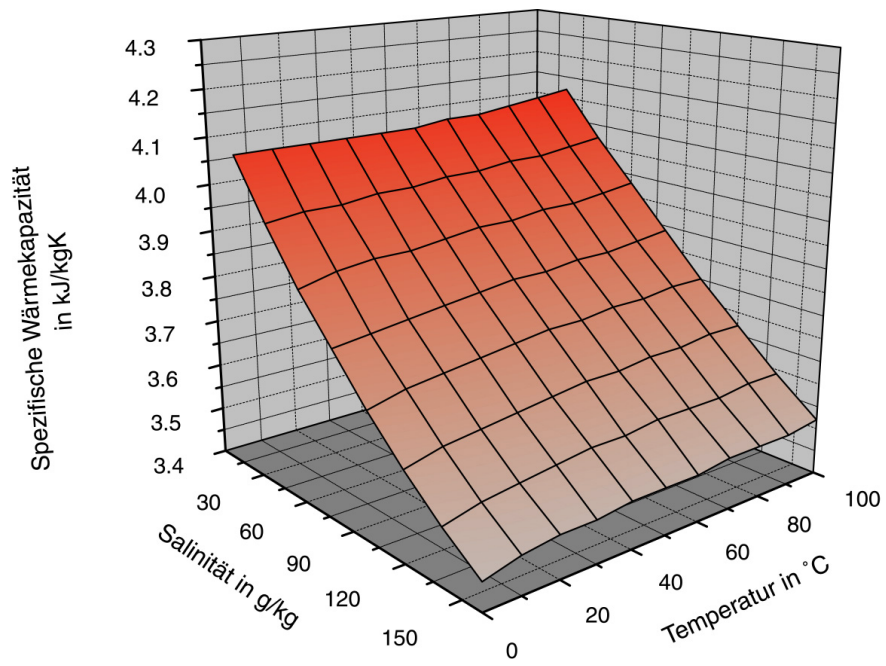
wobei (mit einer Korrektur für  $b_3$  gegenüber [28])

a1	5,328	c1	9,60E-06
a2	-9,76E-02	c2	-1,93E-06
a3	4,04E-04	c3	8,23E-09
b1	-6,91E-03	d1	2,50E-09
b2	7,35E-04	d2	1,67E-09
b3	-3,15E-06	d3	-7,13E-12

Damit ergibt sich für die Wärmekapazitäten die tabellarische Darstellung:

		Temperatur in °C										
		0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Salinität in g/kg	0	4.21	4.20	4.19	4.18	4.18	4.18	4.18	4.19	4.19	4.20	4.22
	20	4.08	4.08	4.08	4.08	4.08	4.08	4.09	4.09	4.10	4.11	4.12
	40	3.96	3.97	3.97	3.98	3.98	3.99	3.99	4.00	4.00	4.01	4.02
	60	3.85	3.87	3.88	3.88	3.89	3.90	3.90	3.91	3.91	3.92	3.93
	80	3.76	3.77	3.78	3.79	3.80	3.81	3.81	3.82	3.82	3.83	3.84
	100	3.67	3.69	3.70	3.71	3.72	3.73	3.73	3.74	3.74	3.75	3.75
	120	3.59	3.61	3.62	3.63	3.64	3.65	3.65	3.66	3.66	3.67	3.67
	140	3.52	3.54	3.55	3.56	3.57	3.57	3.58	3.58	3.58	3.59	3.59
160	3.46	3.48	3.49	3.49	3.50	3.50	3.50	3.51	3.51	3.51	3.52	

Tabelle 6: Spezifische Wärmekapazität in kJ/kgK



Graphik 38: Spezifische Wärmekapazität in kJ/kgK

# Anhang B: TRNSYS-Komponenten des Simulationsprogramms

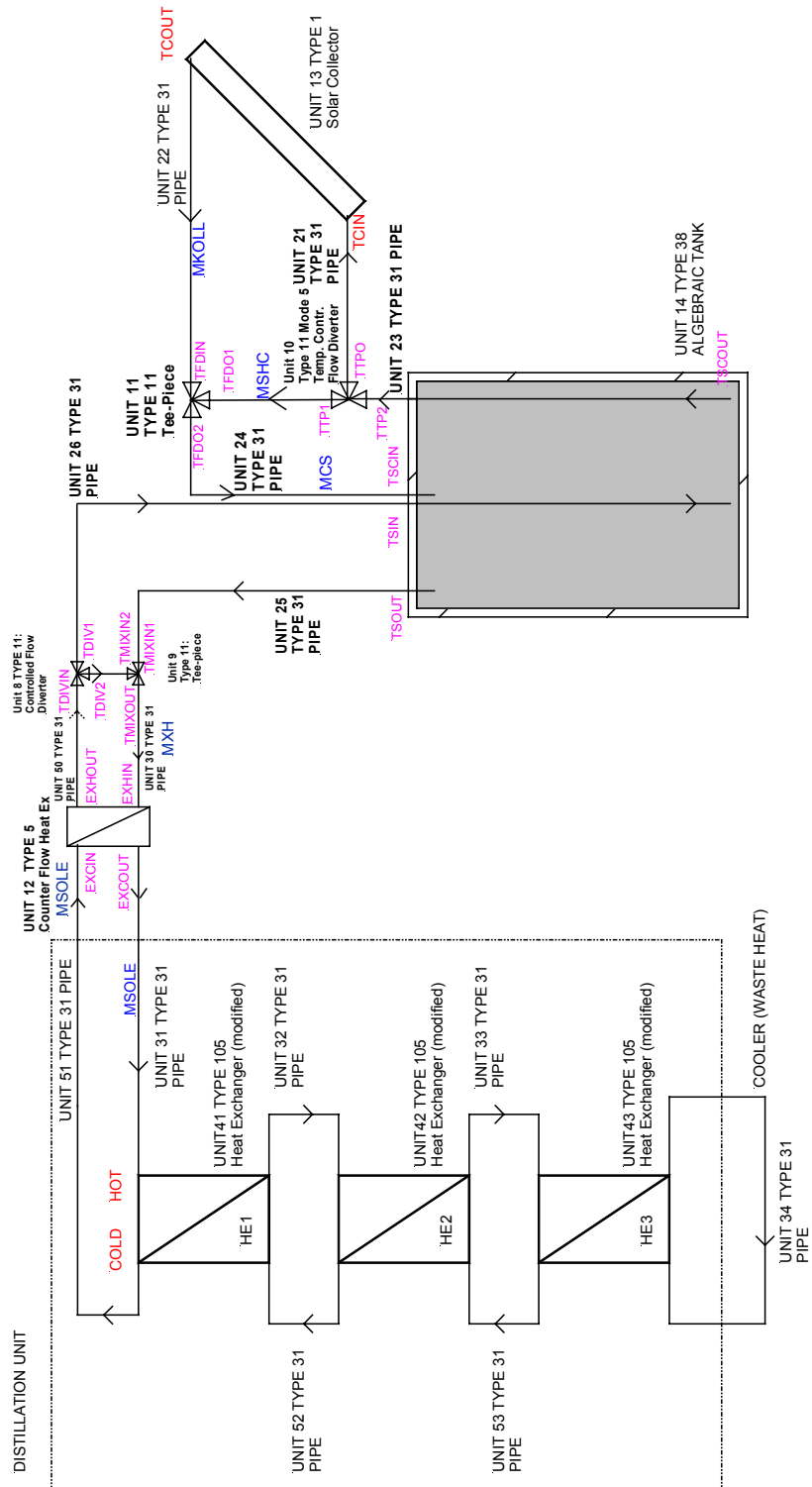


Abbildung 42: System-Komponenten und deren Verschaltung in der Simulationsumgebung TRNSYS. Das eigentliche Entsalzungsmodul ist mit einem strich-punktierten Kasten umrandet