

Abschlussbericht

Abluftfreier Betrieb & Trockner mit Brüdenkreislauf: Nutzung der Kondensationswärme in Abscheidern

Projektlaufzeit: 28.03.2014 – 27.03.2015

Az: 31614 23

gefördert durch



Deutsche
Bundesstiftung Umwelt

www.dbu.de

Durchgeführt von:

Teil I

Prof. Dr.-Ing. Jorg Thöming, Manuel Schreiner
Zentrum für Umweltforschung und nachhaltige Technologien (UFT),
Universität Bremen



 Universität Bremen

Teil II

vermacon GmbH & Co. KG Lindau

Dipl. Ing. Fritz Curtius

vermacon

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	31614 23	Referat	23	Fördersumme	62.150 €
----	----------	---------	----	-------------	----------

Antragstitel **Modellhafte Installation und Bilanzierung eines abluftfreien Betriebes von mit Dampf beheizten Wäschrei-Trocknern mit Brüdenkreislauf und Nutzung der Kondensationswärme in Nass-Abscheidern zur Aufheizung von Waschlaugen**

Stichworte Energie, Niedertemperaturwärme-Rückgewinnung, Demonstration

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
12 Monate	28.03.2014	27.03.2015	1

Zwischenberichte

Bewilligungsempfänger	vermacon GmbH & Co. KG	Tel 08328/28200
	Friedrichshafener Str. 57	Fax
	88131 Lindau	Projektleitung
		Gordian Curtius
	Bearbeiter	Gordian Curtius

Kooperationspartner **Zentrum für Umweltforschung und nachhaltige Technologien (UFT)**
Universität Bremen
Leobener Straße, 28359 Bremen

Füller GmbH & Co. KG
Wehrdaer Straße 82,
35041 Marburg

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Bei der allgemein konventionell angewandten thermischen Trocknung von Textilien wird die Flüssigkeit im Trockengut in den dampfförmigen Zustand überführt und durch Konvektion abgeführt. Die bei der Trocknung von feuchtem Material mit Luft als Trocknungsmedium anfallende Abluft besitzt latente und fühlbare Wärme, die in den meisten Fällen ungenutzt in die Umgebung ausgetragen wird. Eine mögliche Nutzung dieser Energie wirkt sich direkt auf den Bedarf an Primärenergie und damit verbundene CO₂-Emissionen aus. Hemmnisse für den Einsatz von Wärmeübertragern sind Investitions- und Wartungskosten, sowie ein nicht ausreichend großer Bedarf an Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau. Das Temperaturniveau wird ohne den Einsatz von zusätzlicher Energie bei der Kondensation durch die Taupunkttemperatur der feuchten Abluft bestimmt. Ziel des Projektes war die Untersuchung inwieweit die latente und fühlbare Wärme der Abluft eines Trommeltrockners für Textilien über die Direktkondensation mit geschlossenem Brüdenkreislauf zur Erwärmung von Frischwasser in einer Wäscherei genutzt werden kann. Dabei besteht zwischen den Phasen der feucht-warmen Trocknungsluft und dem Frischwasser ein direkter Kontakt wodurch der Materialbedarf gesenkt und die Gefahr des Foulings minimiert wird.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

In Rahmen des Projektes wurde in Zusammenarbeit mit der vermacon GmbH & Co. KG an einem thermischen Konvektions-Trommeltrockner in einer Wäscherei der Füller GmbH & Co. KG in Marburg-Wehrda eine Potenzialanalyse durchgeführt. Dafür wurde bei dem bestehenden Trommeltrockner die über die Abluft ausgetragene Wärme anhand von Messungen der Temperatur, Feuchte und des Volumenstroms bestimmt. Zur Nutzung dieser Wärme wurde ein System zur Entfeuchtung der Trocknungsluft durch Direktkondensation mit einem geschlossenen Brüdenkreislaufs zur Wärmeintegration von Waschprozessen durch die Erwärmung des Frischwassers ausgelegt. Der Einsatz der Direktkondensation für die Trocknung von Textilien basiert auf Plänen der vermacon GmbH & Co. KG. Die Messungen am Beispieldrockner wurden zusammen mit Mitarbeitern der Kooperationspartner durchgeführt. Der Bedarf an warmem Waschwasser wurde auf Grundlage von Angaben der Wäscherei analysiert. Zusätzlich wurden Versuche im Labormaßstab realisiert, um das Funktionsprinzip der Direktkondensation zu überprüfen. Dabei wurde die Wärmeübertragung zwischen feuchte-warmer Abluft und Wasser im direkten Kontakt ermittelt und Anhaltspunkte für eine Auslegung von Apparaten im größeren Maßstab gewonnen. Zusätzlich wurden weitere mögliche Anwendungsgebiete für Abwärmenutzung durch die Direktkondensation aufgezeigt.

Ergebnisse und Diskussion

Die Potenzialanalyse am Fallbeispiel zeigte, dass über die Abluft während der Trocknung in einem Trommeltrockner eine große Menge an Energie in Form von latenter und fühlbarer Wärme ungenutzt in die Umgebung abgeführt wird. Bei einer Trocknung von ca. 75 kg Baumwollfrottee betrug die gemessene ausgetragene Wärme bezogen auf die Umgebungsluft ca. 38 kWh. Diese Wärme kann über den Einsatz der Direktkondensation mit geschlossenem Brüdenkreislauf genutzt werden, um Frischwasser zu erwärmen. Die Berechnungen mit Daten der Beispielwäscherei zeigen, dass der Bedarf an erwärmtem Waschwasser größer ist als die nach Auslegungen der vermacon GmbH & Co. KG über die Direktkondensation erhaltene Menge an Frischwasser. Über die Energiebilanz nach den Auslegungsdaten der vermacon GmbH & Co. KG ergibt sich am betrachteten Beispieldrockner durch den Einsatz der Direktkondensation eine Einsparung von mehr als 60 % der Energie bezogen auf die Masse des verdampften Wassers während der Haupttrocknungsphase.

Die Versuche im Labormaßstab konnten das Prinzip der Direktkondensation zur Nutzung der Abluftwärme bestätigen. Zwischen dem Feuchtegehalt der Luft und der übertragenen Wärme auf das Waschwasser wurde ein linearer Zusammenhang aufgezeigt. Durch eine empirische Simulation von zwei Kondensatorstufen konnte eine Erwärmung von Wasser um $\Delta T = 37 \text{ K}$ auf das in der Wäscherei benötigte Temperaturniveau von 55 °C erreicht werden. Dabei wurden für den Feuchtegehalt der Luft und das Verhältnis der Massenströme der Abluft und des Frischwassers die Auslegungsdaten der vermacon GmbH & Co. KG eingestellt. Die Ergebnisse des Laborversuchs zeigen, dass die übertragene Energie im Direktkondensator linear vom Feuchtegehalt der eingeleiteten Luft abhängt. Je höher der Feuchtegehalt der Luft ist, desto mehr Wärme wird auf das Wasser übertragen. Um die Feuchtigkeit zu erhöhen, kann während der Trocknung ein geschlossener Brüdenkreislauf installiert und der Anteil der im Direktkondensator behandelten Trocknungsluft geregelt werden. Durch eine höhere Luftfeuchtigkeit verringert sich jedoch die Triebkraft des Stofftransports des Wassers zwischen dem Trockengut und dem Trocknungsmedium, sodass die Trocknungsdauer zunimmt. Es besteht ein Zielkonflikt zwischen der für die Erwärmung des Wassers vorteilhaften hohen Luftfeuchte und der durch die Triebkraft des Stofftransports beeinflussten Trocknungsdauer. Der Stoff- und Wärmetransport zwischen dem Trocknungsmedium und dem Trockengut hängt zusätzlich von dem zu trocknenden Material ab. Eine mögliche Verlängerung des Trocknungsprozesses durch einen höheren Feuchtegehalt der Trocknungsluft wird vermutet und kann durch den Betrieb einer Pilotanlage überprüft werden.

Durch die sich selbst erneuernde Wärmeübertragungsfläche zwischen den Phasen bei der Direktkondensation wird die Gefahr von Fouling minimiert und der Wartungsaufwand ist gering. Da keine massiven Wärmeübertragungsflächen notwendig sind, ist der Materialbedarf im Vergleich zu indirekten Wärmeübertragern geringer. Die Phasengrenzfläche kann über die Leerrohrgeschwindigkeit der Luftströmung vergrößert werden. Hygienische Anforderungen sind durch die hohen Ablufttemperaturen gegeben, es können jedoch in der Luft mitgeführte Stoffe wie Flusen und Waschmittelrückstände auf das Waschwasser übertragen werden. Durch die Übertragung der in der Luft mitgeführten Stoffe wird die Trocknungsluft gereinigt; ob die Verschmutzung des Waschwassers einen Einfluss auf die Qualität der Waschprozesse hat, muss untersucht werden. Die Direktkondensation zur Nutzung von Abluftwärme kann theoretisch überall eingesetzt werden, wo ein Abluftstrom aus feucht-warmer Abluft und eine geeignete Wärmesenke vorliegen. Mögliche Anwendungsgebiete hierfür sind die Papier-, Holz- und Lebensmittelindustrie. Auch ein Einsatz als Kondensator in einer Meerwasserentsalzungsanlage, die nach dem Prinzip der Be- und Entfeuchtung von Luft arbeitet, ist realisierbar. Dafür ist ein geeigneter Kühlwasser- bzw. Kühlmittelstrom notwendig. Für eine simultane Abwärmenutzung und Abgasreinigung ist die Direktkondensation durch die große Menge an Absorbens nur bedingt einsetzbar.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Die Ergebnisse wurden an der Technischen Hochschule Nürnberg vorgestellt und diskutiert. Außerdem wurde das Projekt im Rahmen eines öffentlichen Kolloquiums am Zentrum für Umweltforschung und nachhaltige Technologien (UFT) der Universität Bremen präsentiert.

Fazit

Es besteht ein großes Potenzial zur Nutzung der Abluftwärme bei thermischen Konvektionstrocknern zur Erwärmung von Frischwasser in Wäschereien. Das Funktionsprinzip der Direktkondensation konnte im Labormaßstab bestätigt werden. Um die Eignung der Direktkondensation zur Nutzung der Abluftwärme hinsichtlich des Einflusses auf den Trocknungsprozess und die dafür notwendige Steuerungssysteme abschließend zu beurteilen, bedarf es der Installation einer Pilotanlage und ihrer Untersuchung.

Teil 1: UFT, Universität Bremen

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	V
Abkürzungsverzeichnis.....	VI
Verzeichnis der Formelzeichen	VI
Zusammenfassung	1
1 Einleitung und Problemstellung	3
2 Stand der Technik	5
2.1 Theorie des Trocknungsprozesses	5
2.2 Trocknungsanlagen im Textilbereich	10
2.3 Möglichkeiten der Nutzung von Abluftabwärme	14
3 Abwärmenutzung bei gewerblichen Wäschetrocknern – Potenzialanalyse am Fallbeispiel.....	20
3.1 Untersuchter Trockner.....	20
3.2 Messsysteme und Messgrößen	22
3.3 Messergebnisse und Diskussion der IST-Messung	25
3.3.1 Ergebnisse und Diskussion der Messreihe 1	25
3.3.2 Ergebnisse und Diskussion der Messreihen 2 bis 4	28
3.4 Potenzialanalyse	34
4 Einsatz der Direktkondensation zur Abwärmenutzung	35
4.1 Theorie der Blasensäule	35
4.2 Stand der Technik der Direktkondensation	40
4.3 Das Prinzip der Direktkondensation mit Brüdenkreislauf zur Nutzung der Abluftabwärme eines Textiltrockners	49
4.4 Installationsvoraussetzungen am Beispiel eines Kompaktrockners	52
5 Theoretische Auslegung der Stoff- und Energieströme des Gesamtsystems	57
5.1 Warmwasserbedarf der Wäscherei	57
5.2 Bilanzierung des Wäschetrockners mit Direktkondensator und Brüdenkreislauf.....	60
5.2.1 Massenbilanz	61

5.2.2 Energiebilanz.....	62
5.3 Einsparungen durch die Abwärmenutzung über die Direktkondensation	64
6 Empirische Untersuchung zur Einsetzbarkeit der Direktkondensation	68
6.1 Versuchsaufbau	68
6.2 Versuchsdurchführung	72
6.3 Ergebnisse.....	75
6.4 Fehlerbetrachtung	80
6.5 Auswertung und Diskussion.....	81
7 Mögliche Anwendungsgebiete der Direktkondensation	86
8 Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation	89
9 Beurteilung und Fazit.....	90
Literaturverzeichnis.....	93

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Schematische Darstellung der thermischen Konvektionstrocknung	6
Abbildung 2: Trocknungsphasen des Trocknungsprozesses	8
Abbildung 3: Beispielhafte Sorptionskurven bei verschiedenen Temperaturen und für Baumwollstoffe bei 20 °C	9
Abbildung 4: Stoffströme im Ablufttrockner mit und ohne Umluft	11
Abbildung 5: Stoffströme im Kondensationstrockner	12
Abbildung 6: Stoffströme im Trockner mit Wärmepumpe	13
Abbildung 7: Wärmeübertrager zur Vorwärmung der Frischluft	15
Abbildung 8: Wärmeübertrager zur Erhitzung von Waschwasser	17
Abbildung 9: Sorptionskreislauf zur Behandlung von Rauchgas	19
Abbildung 10: Luftführung des Trocknermodells TM 75	21
Abbildung 11: Messstellen und Positionen an der Abluftleitung.....	23
Abbildung 12: Skizze und Foto des Messsystems zur Bestimmung der Taupunkttemperatur der vermacon GmbH & Co. KG.	24
Abbildung 13: Vergleich der Messung der Ablufttemperatur mit Messsystem 1 und 2.	26
Abbildung 14: Vergleich der Feuchtemessung mit dem Testo 400 Feuchtefühler und dem Messsystem der vermacon GmbH & Co. KG.	27
Abbildung 15: Temperaturverlauf der Abluft während der Trocknung.....	30
Abbildung 16: Feuchtegehalt der Abluft während der Trocknung.....	30
Abbildung 17: Volumenstrom der Abluft	32
Abbildung 18: Temperatur und Feuchtegehalt der Abluft (Messreihe 2).	33
Abbildung 19: Enthalpiestrom der Abluft während des Trocknungsprozesses (Messreihe 2).....	34
Abbildung 20: Schematische Darstellung eines Blasensäulenreaktors.	36
Abbildung 21: Strömungsbereich in einer Blasensäule	37
Abbildung 22: Volumenspezifische Phasengrenzfläche basierend auf einer Zusammenstellung von Ergebnissen in Shah et al. 1982	39
Abbildung 23: Widerstandsmodell des Wärmetransports bei feuchter Luft	41
Abbildung 24: Mehrstufiger Wärmeübertrager zur Behandlung von feucht-warmer Abluft mit und ohne Kreislaufführung	42
Abbildung 25: Wärmerückgewinnungssystem zur Ausnutzung der Energie der Abluft	43
Abbildung 26: Trennung von Kondensat von dampfhaltiger Abluft aus Trenn- und Trocknungsanlagen	44
Abbildung 27: System zur Entfeuchtung der im Kreislauf geführten Trocknungsluft und Erwärmung von Waschwasser über die Wärmeübertragung im direkten Kontakt der Phasen	45
Abbildung 28: Contact Economizers System (CES) der ersten und zweiten Generation	46

Abbildung 29: FLU-ACE® Wärmerückgewinnungssystem von Thermal Energy International Inc. .	47
Abbildung 30: DCLLC Wärmerückgewinnungs-System	48
Abbildung 31: System zur verbesserten Wärmeübertragung durch eine Benetzung der Übertragungsfläche mit einer Flüssigkeit	49
Abbildung 32: Schema der Luftführung mit Direktkondensation und Brüdenkreislauf zur Abwärmenutzung bei Wäschetrocknern.	50
Abbildung 33: Zweistufiger Apparat zur Direktkondensation mit Kreuzstromführung.	51
Abbildung 34: Erwärmtes Waschwasser pro kg Trockenwäsche in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz	59
Abbildung 35: Stoffströme und Bilanzgrenzen des Trockners mit Direktkondensator nach Angaben der vermacon GmbH & Co. KG.	60
Abbildung 36: Massenbilanz des Trockners mit Direktkondensator.	61
Abbildung 37: Energiefließbild des Trockners mit Direktkondensator auf Basis der Auslegungsdaten und Bilanzen bezogen auf eine Zeit von 20 min.	64
Abbildung 38: Leistungszahl des Direktkondensators in Abhängigkeit von der Trockenzeit.	67
Abbildung 39: Skizze des Versuchsaufbaus.....	69
Abbildung 40: Aufnahmen des Behälters für die Direktkondensation (Kondensator).....	70
Abbildung 41: Aufnahme des Versuchsaufbaus mit und ohne Isolation.	71
Abbildung 42: Erste Versuchsphase (trockene Luft, kein Kühlwasser) bis zum stationären Zustand .	72
Abbildung 43: Dritte Versuchsphase (Versuch 4)	73
Abbildung 44: Enthalpiestrom zwischen der feuchten Luft und dem Kühlwasser abhängig vom Feuchtegehalt der Luft	76
Abbildung 45: Enthalpiestrom zwischen der feuchten Luft und dem Kühlwasser abhängig vom Molanteil des Wasserdampfs in der Abluft	77
Abbildung 46: Die Temperaturdifferenz des Kühlwassers und der Enthalpiestrom zwischen feuchter Luft und Kühlwasser in Abhängigkeit vom Kühlwasserstrom	78
Abbildung 47: Erhitzung des Kühlwassers über zwei Stufen	79
Abbildung 48: Bestimmung der Gasbeladung im Kondensator	79

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Herstellerangaben Kompakttrockner TM 75-D WU.....	21
Tabelle 2: Messbereich und Genauigkeiten der Messsysteme.	24
Tabelle 3: Messgrößen der einzelnen Messreihen.....	25
Tabelle 4: Trocknungsprozess der Messreihen 2 bis 4.....	29
Tabelle 5: Angaben zum Wasserbedarf und Maschinennutzung der Füller GmbH & Co. KG.	58
Tabelle 6: Auslegungsparameter zur Berechnung der Enthalpieströme.....	63
Tabelle 7: Leistungszahl des Direktkondensators (ohne Berücksichtigung der für das Steuer- und Regelsystem benötigten Energie).....	66
Tabelle 8: Versuchsparameter.....	74

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
CES	Contact Economizer System
COP	Coefficient of performance
PE	Polyethylen
SMER	Specific moisture extraction rate
PTFE	Polytetrafluorethylen

Verzeichnis der Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
A	m^2	Oberfläche
a	m^2/m^3	Volumenspezifische Phasengrenzfläche
c_p	$kJ/(kg\ K)$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	m	Behälterdurchmesser
D_{Rohr}	m	Innendurchmesser des Abluftrohrs
d_{32}	m	Sauterdurchmesser
d_B	m	Blasendurchmesser
D_g	m^2/s	Diffusionskoeffizient in der Gasphase
g	m/s^2	Gravitationsbeschleunigung
h	kJ/kg	Spezifische Enthalpie bezogen auf die Masse der trockenen Luft
H	kJ	Enthalpie
H_{ig}	m	Höhe
m	kg	Masse
M	g/mol	Molmasse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_T	$kg/(s\ m^2)$	Trocknungsrate
p	Pa	Druck
p_c	Pa	Druck am kritischen Punkt

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
p_D	Pa	Partialdruck des Wasserdampfes
Pe	-	Péclet-Zahl
p_s	Pa	Sättigungsdampfdruck
q	W/m ²	Spezifischer Enthalpiestrom
Q	W	Enthalpiestrom
$Q_{\text{fühlbar}}$	W	Fühlbarer Wärmestrom
Q_{gesamt}	W	Gesamter Wärmestrom
Q_{latent}	W	Latenter Wärmestrom
Q_{Luft}	W	Über die Luft bestimmter Wärmestrom
R_{Dampf}	J/(kg K)	Spezifische Gaskonstant Wasserdampf
R_L	J/(kg K)	Spezifische Gaskonstant für trockene Luft
Re	-	Reynolds-Zahl
T	K	Temperatur
t	min	Zeit
T_c	K	Temperatur am kritischen Punkt
T_{II}	K	Temperatur des Trockenguts während der Trocknungsphase II
u	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
U	W/(m ² K)	Gesamter Wärmeübergangskoeffizient
u_b	m/s	Aufstiegsgeschwindigkeit der Blase
u_g	m/s	Leerrohrgeschwindigkeit
u_{rel}	m/s	Relativgeschwindigkeit
V	m ³	Volumen
\dot{V}	m ³ /min	Volumenstrom
Y	kg/kg	Feuchtegehalt bezogen auf die Masse der trockenen Luft
Y^*	kg/kg	Feuchtegehalt bei Sättigung

Griechische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
α	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient
α^0	W/(m ² K)	Effektiver Wärmeübergangskoeffizient
α_{direkt}	W/(m ² K)	Wärmeübergangskoeffizient durch den direkten Kontakt
β_g	m/s	Stoffübergangskoeffizient
β_g^0	m/s	Effektiver Stoffübergangskoeffizient
δ	m	Kondensatschichtdicke
Δh_v	kJ/kg	Verdampfungsenthalpie von Wasser
Δh_{v0}	kJ/kg	Verdampfungsenthalpie von Wasser bezogen auf $\vartheta = 0\text{ °C}$
ε_g	-	Gasbeladung
η	Pa s	Dynamische Viskosität
η_C	-	Carnot-Wirkungsgrad
ϑ	°C	Temperatur
λ	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Molmassenverhältnis des Trocknungsmediums zur verdampften Flüssigkeit
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	N/m	Oberflächenspannung
φ	-	Relative Luftfeuchtigkeit
χ	kg/kg	Wassergehalt bezogen auf die Trockengutmasse
χ_{eq}	kg/kg	Wassergehalt im hygrokopischen Gleichgewicht bezogen auf die Trockengutmasse
χ_h	kg/kg	Maximaler hygrokopischer Wassergehalt bezogen auf die Trockengutmasse
χ_{krit}	kg/kg	Kritischer Wassergehalt bezogen auf die Trockengutmasse

Indizes

Index	Beschreibung
aus	Am Ausgang
D	Dampf
ein	Am Eingang
g	Gas
H ₂ O	Wasser
Kond	Kondensat
KW	Kühlwasser
L	trockene Luft
l	Flüssigkeit
Luft	feuchte Luft
max	maximal
n	am Düsenausgang
NW	nasser Wäscheposten
sat	im Sättigungszustand
TG	Trockengut
TP	Taupunkt
TW	trockener Wäscheposten
WW	Waschwasser

Zusammenfassung

Bei der allgemein konventionell angewandten thermischen Trocknung wird Flüssigkeit in einem Trockengut in den dampfförmigen Zustand überführt und durch Konvektion abgeführt. Die bei der Trocknung von feuchtem Material mit Luft als Trocknungsmedium anfallende Abluft besitzt latente und fühlbare Wärme, die in den meisten Fällen ungenutzt in die Umgebung ausgetragen wird. Eine mögliche Nutzung dieser Energie wirkt sich direkt auf den Bedarf an Primärenergie und damit verbundene CO₂-Emissionen aus.

In diesem Projekt wird der Stand der Technik zur Nutzung von Abluftwärme aufgezeigt. Zur Nutzung der Abluftwärme können Wärmepumpenkreisläufe und indirekte Wärmeübertrager eingesetzt werden. An einem beispielhaften Trommeltrockner für Textilien mit einer Kapazität von 75 kg Trockenwäsche wurde eine Potenzialanalyse durchgeführt. Sie zeigt, dass ohne Betrachtung der Abkühlphase während des Trocknungsprozesses über die Abluft ca. 38 kWh bezogen auf die Umgebungsluft ungenutzt abgeführt werden. Dieser Wert beschreibt die theoretisch nutzbare Wärme.

Alternativ zu indirekten Wärmeübertragern nach dem Stand der Technik wird die Nutzung der Abluftabwärme bei Trocknungsprozessen über die Direktkondensation mit geschlossenem Brüdenkreislauf untersucht und der Stand der Technik zur Wärmeübertragung durch Direktkondensation dargestellt. Die Direktkondensation beschreibt die Kondensation bei einem direkten Kontakt zwischen einer gasförmigen und flüssigen Phase. Über einen geschlossenen Brüdenkreislauf wird verhindert, dass während der Trocknungsphase Energie über die Abluft ausgetragen wird.

Die Auslegung eines Systems der Direktkondensation mit Brüdenkreislauf zur Erwärmung von Waschwasser basierend auf Plänen der *vermacon GmbH & Co. KG* wird für das Fallbeispiel diskutiert. Für die notwendige Energie zur Verdampfung des Wassers in den feuchten Textilien ergibt sich nach den Auslegungsdaten der *vermacon GmbH & Co. KG* durch ein System mit Direktkondensation eine Energieeinsparung bezogen auf die Masse des verdampften Wassers von über 60 % im Vergleich zu einem System ohne Direktkondensator. Durch Wertung der auf das Waschwasser übertragenen Energie als Gutschrift in der Energiebilanz, kann mit 0,49 kWh/kg bezogen auf die verdampfte Wassermasse ein Energiebedarf unter dem durch die Verdampfungsenthalpie gegebenen, theoretischen Minimum erreicht werden.

Die Erweiterung eines bestehenden Trockners ist mit mehreren Umbaumaßnahmen und einer notwendigen Anpassung der Messsysteme und Trocknersteuerung verbunden. Eine mögliche Verlängerung des Trocknungsprozesses durch einen höheren Feuchtegehalt der Trocknungsluft wird vermutet und kann durch den Betrieb einer Pilotanlage überprüft werden. Basierend auf der Potentialanalyse wurde gezeigt, dass die Menge des über die thermische Energie der Abluft um $\Delta T = 37 \text{ K}$ erhitzten Waschwassers unter dem Bedarf an Warmwasser der Beispielwäscherei liegt und somit vollständig genutzt werden kann.

Das Funktionsprinzip der Direktkondensation zur Nutzung der Abluftwärme wurde im Laborversuch bestätigt. Die ermittelte Wärmeübertragung zwischen feucht-warmer Abluft und Wasser im direkten Kontakt dienen als Anhaltspunkte für eine Auslegung von Apparaten im größeren Maßstab. Die Ergebnisse zeigen, dass die übertragene Wärme linear von dem Feuchtegehalt der feucht-warmen Luft vor der Direktkondensation abhängt. Eine Steigerung des Kühlwasserstroms führt zu einem höheren Wärmestrom, verringert jedoch die Temperaturdifferenz des Wassers am Ein- und Ausgang. Mit einem zweistufigen Versuchsablauf konnte mit den Werten der Auslegung der *vermacon GmbH & Co. KG* für den Feuchtegehalt der Luft und das Massenstromverhältnis von Luft und Kühlwasser das für die Wäscherei notwendige Temperaturniveau des Warmwassers von 55 °C erreicht werden.

1 Einleitung und Problemstellung

Die Trocknung von Materialien ist oft der abschließende Vorgang in einer Reihe von Prozessschritten und wird in verschiedenen Bereichen der Industrie angewendet. Das Ziel des Trocknungsprozesses ist die Reduzierung des Gehalts von Flüssigkeiten in einem Trockengut auf einen gewünschten Wert, wobei die gewünschte Qualität des Gutes erhalten bleiben soll [Lee 2006]. In Industriestaaten haben Trocknungsprozesse einen großen Anteil am Energiebedarf in der Industrie. Kemp hat in einer von ihm im Jahr 1996 in Großbritannien durchgeführten Untersuchung einen Anteil am gesamten industriellen Energiebedarf von 12 bis 15 % ermittelt [Kemp 2012]. Als Beispiele des Energiebedarfs von Trocknungsprozessen werden Anteile von 70 % für die Produktion von Holzprodukten, 50 % für Textilgewebe und ca. 30 % für Papier und Zellstoffe angegeben [Kudra 2004]. Dabei liegt die Energieeffizienz für überwiegend genutzte konvektiven thermische Trocknungsprozessen bei 40 bis 60 % [van Boxtel 2012]. Es liegt somit nahe, den Energiebedarf von Trocknungsprozessen zu optimieren und Möglichkeiten zu finden, die entstehende Abwärme in der gesamten Prozesskette zu nutzen.

Ein Beispiel für einen Trocknungsprozess ist die Trocknung von feuchten Textilien in einer Wäscherei, wobei es auch dort eine der energieintensivsten Bearbeitungsstufen darstellt [Rauth 2009]. Bei der allgemein konventionell angewandten thermischen Trocknung wird die Flüssigkeit im Trockengut in den dampfförmigen Zustand überführt und durch Konvektion abgeführt [Mujumdar 2000]. Dabei wird die Flüssigkeit in der feuchten Abluft an die Umgebung abgegeben. Durch die Installation eines Brüdenkreislaufs zur Regulierung der feuchten Abluft kann der auftretende Wärmeverlust über den Abluftstrom verringert werden. Alternativ kann die Energie der Abluft teilweise über einen Wärmeübertrager genutzt werden. Die latente Wärme des Wasserdampfes ist durch das meist relativ geringe Temperaturniveau des Taupunkts, das bei einer einfachen Kondensation erreicht wird, oft technisch nicht nutzbar [Bittrich 2003]. Die Möglichkeit der technischen Nutzung hängt bei Kreisprozessen über den Carnot-Wirkungsgrad direkt von der minimalen und maximalen Prozesstemperatur ab [Cerbe 2011]. In Form von thermischer Energie kann Abwärme auch auf einem niedrigen Temperaturniveau in Prozessen eingesetzt werden.

Hemmnisse für den Einsatz von Wärmeübertragern sind Investitions- und Wartungskosten, sowie ein nicht ausreichend großer Bedarf an Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau. Die während des Trocknungsprozesses auftretenden Energieverluste wirken sich direkt auf den Bedarf an Primärenergie aus, sodass durch eine Effizienzsteigerung des Trocknungspro-

zesses eine direkte Möglichkeit zur Einsparung von Primärenergie und Reduzierung der CO₂-Emission gegeben ist.

In diesem Projekt wird an einem thermischen Konvektionstrockner in einer Wäscherei der *Füller GmbH & Co. KG* in Marburg eine Potenzialanalyse durchgeführt und die Möglichkeiten der Nutzung von Direktkondensation und der Installation eines Brüdenkreislaufs zur Wärmeintegration von Waschprozessen werden aufgezeigt. Die Direktkondensation beschreibt die Kondensation bei einem direkten Kontakt zwischen der gasförmigen und flüssigen Phase. Der Einsatz der Direktkondensation für die Trocknung von Textilien basiert auf Plänen und Auslegungen der *vermacon GmbH & Co. KG*. Die Messungen am Beispieldrockner wurden zum Teil zusammen mit Mitarbeitern von *vermacon* durchgeführt. Zusätzlich wurden Versuche im Labormaßstab realisiert, um die Wärmeübertragung zwischen feuchter, warmer Abluft und Wasser im direkten Kontakt zu ermitteln und Anhaltspunkte für eine Auslegung von Apparaten im größeren Maßstab zu gewinnen. Anhand der Ergebnisse soll gezeigt werden, ob das Prinzip der Direktkondensation zur Abwärmenutzung sinnvoll angewendet werden kann. Zusätzlich werden weitere mögliche Anwendungsgebiete für die Direktkondensation aufgezeigt.

2 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel wird der Stand der Technik für Trocknungsprozesse von Textilien vorgestellt. Um die Vorgänge während der Trocknung zu erklären, werden zuerst die theoretischen Grundlagen des Trocknungsprozesses kurz beschrieben, bevor Trocknungsanlagen für den Textilbereich und Möglichkeiten der Nutzung von Abluftwärme vorgestellt werden.

2.1 Theorie des Trocknungsprozesses

Das Ziel eines Trocknungsprozesses ist es, den Gehalt an Flüssigkeit eines Trockenguts auf einen gewünschten Wert zu reduzieren. Als Trockengut wird das zu trocknende Material bezeichnet. Oft wird dafür die thermische Konvektionstrocknung eingesetzt, die im Folgenden am Beispiel von Luft als Trocknungsmedium und Wasser als zu verdampfende Flüssigkeit näher beschrieben wird. Durch die Trennung der Flüssigkeit vom Trockengut kann der Trocknungsprozess als thermischer Trennprozess beschrieben werden [Tsotsas 2010]. Bei der thermischen Konvektionstrocknung überträgt das Trocknungsmedium über den Energiestrom Q thermische Energie auf das Trockengut, wodurch die beinhaltete Flüssigkeit verdampft und durch den Massenstrom \dot{m} über das Trocknungsmedium abgeführt wird. Abbildung 1 zeigt ein Schema der thermischen Konvektionstrocknung eines Trockenguts mit Wasser und Luft als Trocknungsmedium. Dabei strömt die Trocknungsluft mit der Geschwindigkeit u und das im Trockengut verdampfte Wasser wird über die Oberfläche A abgegeben. Die Menge an Wasser im Trockengut $m_{\text{H}_2\text{O}}$ kann über den Wassergehalt χ und die Masse des Trockenguts m_{TG} nach $m_{\text{H}_2\text{O}} = m_{\text{TG}} \cdot \chi$ beschrieben werden. Die Energie- und Stoffströme können dabei durch den Druck p , die Temperatur T und die relative Feuchtigkeit des Trocknungsmediums φ beeinflusst werden. Der Massenstrom des verdampften Wassers bezogen auf die Oberfläche des Trockenguts ergibt die Trocknungsrate \dot{m}_T . Die relative Luftfeuchtigkeit φ ist das Verhältnis des Partialdrucks des Dampfes p_D und des Gesamtdrucks p .

Die Wassermenge in der Trocknungsluft kann außerdem über den Feuchtegehalt Y beschrieben werden. Y ist das Verhältnis der Wassermasse zur Masse der trockenen Luft im Trocknungsmedium. Unter Annahme des idealen Gasgesetzes für die Trocknungsluft ergibt sich über den Gesamtdruck p und den Partialdruck des Dampfes p_D nach dem ersten Daltonschen Gesetz:

$$Y = \frac{m_{\text{H}_2\text{O}}}{m_L} = \frac{R_L}{R_{\text{Dampf}}} \cdot \frac{p_D}{p - p_D} \approx 0,622 \frac{p_D}{p - p_D}. \quad (1)$$

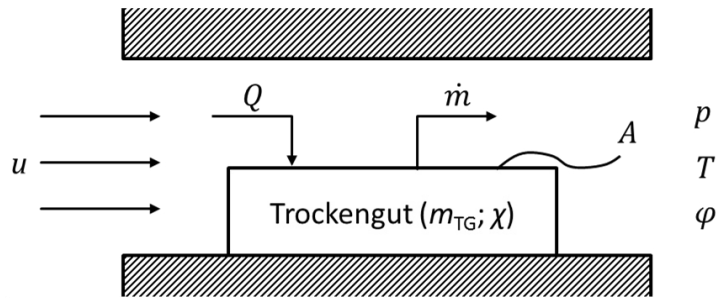


Abbildung 1: Schematische Darstellung der thermischen Konvektionstrocknung [nach Tsotsas 2010].

$Y^*(T)$ beschreibt den maximalen Feuchtegehalt im Sättigungszustand abhängig von der Temperatur. Der Partialdruck des Dampfes kann über die relative Feuchtigkeit φ und den Sättigungsdampfdruck p_s bestimmt werden.

Zur Bestimmung des Feuchtegehalts der Trocknungsluft kann der Sättigungsdampfdruck über die 2.5-5-Form der Wagner-Gleichung nach

$$\ln\left(\frac{p_s}{p_c}\right) = \frac{T_c}{T} \cdot \left[-7,86975 \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + 1,90561 \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1,5} - 2,30891 \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{2,5} - 2,06472 \cdot \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^5 \right] \quad (2)$$

berechnet werden [VDI 2013]. Der Sättigungsdampfdruck ist von der Lufttemperatur T und der Temperatur T_c und dem Druck p_c am kritischen Punkt der Luft abhängig. Über den Sättigungsdampfdruck kann der Partialdruck des Dampfes über die relative Feuchtigkeit bestimmt werden. Ist der Taupunkt der feuchten Luft bekannt, kann über den Sättigungsdampfdruck bei der Taupunkttemperatur $p_s(T_{TP})$ der Feuchtegehalt der Luft über den Druck p und das Verhältnis der Molmassen bestimmt werden:

$$Y = \frac{M_{H_2O}}{M_L} \cdot \frac{p_s(T_{TP})}{p - p_s(T_{TP})} \quad (3)$$

Die spezifische Enthalpie der feuchten Luft bezogen auf die Masse der trockenen Luft kann über

$$h = \overline{c_{pL}} \cdot \vartheta + Y(\Delta h_{v0} + \overline{c_{pD}} \cdot \vartheta) \quad (4)$$

berechnet werden. Als Bezugspunkt der Enthalpie wird der Zustand bei $T = 273,15$ K verwendet [Mujumdar 2006, VDI 2013]. Für die Temperatur kann somit der Wert ϑ in $^{\circ}\text{C}$ eingesetzt werden. Die Wärmekapazitäten der trockenen Luft $\overline{c_{pL}}$ und des Wasserdampfes $\overline{c_{pD}}$ sind

über den Bereich von 0 °C bis ϑ gemittelt. Δh_v ist die Verdampfungsenthalpie des Wassers. Die Verdampfungsenthalpie ist von der Temperatur abhängig und kann über die erweiterte Watson-Gleichung bestimmt werden [VDI 2006]. Für Wasser ergibt sich bei $T = 273,15$ K die Verdampfungsenthalpie bezogen auf die Masse des verdampften Wassers von $\Delta h_{v0} = 2483,2$ kJ/kg.

Der Trocknungsprozess des Trockenguts kann über den Wassergehalt des Trockenguts und die Trocknungsrate in vier Trocknungsphasen eingeteilt werden [Mujumdar 2011]. Die Phasen II bis IV sind in Abbildung 2 dargestellt. In der ersten Phase wird das nasse Material auf die Verdampfungstemperatur gebracht. Nach dieser Aufheizphase beginnt mit der Phase II die Verdampfung des Wassers. Die Trocknungsrate bleibt bis zum Erreichen eines kritischen Wassergehalts χ_{krit} im Trocknungsmedium konstant. In dieser Phase verdampft die ungebundene Flüssigkeit an der Oberfläche des Trockenguts. Die Trocknungsrate kann dabei durch eine höhere Anströmgeschwindigkeit, höhere Temperatur und geringere Feuchtigkeit der Trocknungsluft gesteigert werden. Zwischen dem Stoff- und Wärmeübergang besteht über die Verdampfungsenthalpie ein direkter Zusammenhang. Für die Phase II der Trocknung gilt [Tsotsas 2010]:

$$q = \dot{m}_{II} \Delta h_v = \rho_g \beta_g^0 [Y^*(T_{II}) - Y] \cdot \Delta h_v = \alpha^0 (T - T_{II}), \quad (5)$$

wobei q der Enthalpiestrom zwischen dem Trockengut und der Trocknungsluft bezogen auf die Oberfläche ist.

Die Koeffizienten β_g^0 und α^0 sind die effektiven Stoff- und Wärmeübertragungskoeffizienten. T ist die Temperatur im Hauptstrom der Trocknungsluft und T_{II} die Temperatur des nassen Trockenguts während der Trockenphase II. Durch die ungebundene Flüssigkeit an der Oberfläche des Trockenguts ist die Trocknungsluft dort mit $Y^*(T_{II})$ in einem gesättigten Zustand. Der treibende Gradient des Stoffübergangs des Wassers vom Trockengut in die Trocknungsluft ist die Differenz des Feuchtegehalts im Sättigungszustand an der Trockengutoberfläche $Y^*(T_{II})$ und dem Feuchtegehalt Y in der Hauptströmung der Luft. Bei einer hohen Feuchtigkeit in der Trocknungsluft sinkt somit der Stofftransport des Wassers. Der effektive Stoffübergangskoeffizient β_g^0 ist ebenfalls von dem Feuchtegehalt an der Trockengutoberfläche und in der Trocknungsluft abhängig. Mit dem Verhältnis μ der Molmassen des Trocknungsmediums und der verdampften Flüssigkeit kann er nach

$$\beta_g^0 = \beta_g \cdot \ln \left(\frac{1 + \mu Y^*(T_{II})}{1 + \mu Y} \right) \cdot (\mu [Y^*(T_{II}) - Y])^{-1} \quad (6)$$

bestimmt werden [Tsotsas 2010]. Für Luft und Wasser gilt $\mu = 1,608$. Der effektive Stoffübergangskoeffizient wird bei einem höheren Feuchtegehalt der Trocknungsluft kleiner. Der effektive Wärmeübergangskoeffizient α^0 wird nach

$$\alpha^0 = \alpha \cdot \frac{\Delta h_v}{c_{pD}(T - T_{II})} \ln \left(1 + \frac{c_{pD}(T - T_{II})}{\Delta h_v} \right) \quad (7)$$

von der Temperaturdifferenz zwischen der Trocknungsluft und dem Trockengut beeinflusst [Tsotsas 2010]. Durch eine größere Temperaturdifferenz steigt der Wärmetransport nach Gleichung (5), der effektive Wärmeübergangskoeffizient wird jedoch kleiner. c_{pD} ist die Wärmekapazität des Wasserdampfes.

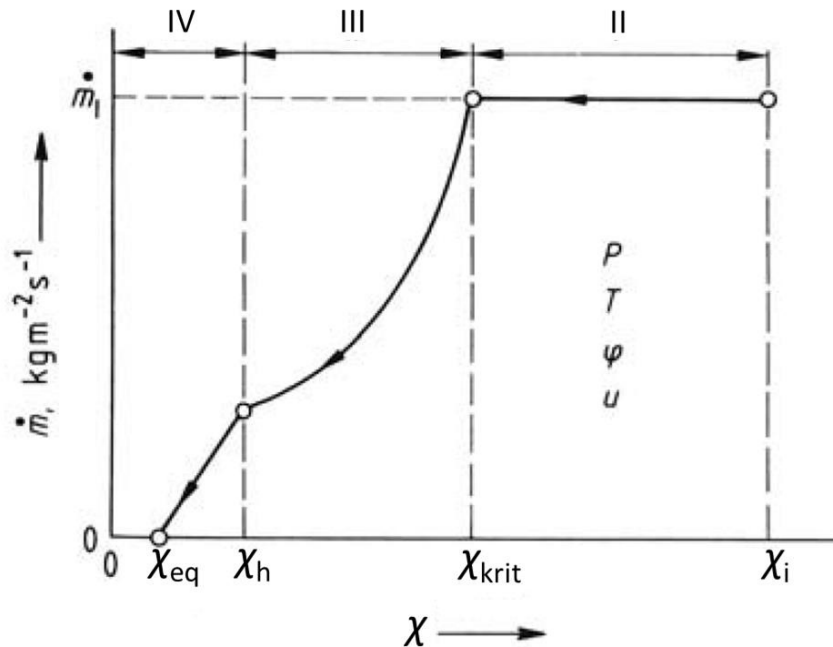


Abbildung 2: Trocknungsphasen des Trocknungsprozesses [Tsotsas 2010].

Versuche an einem Plattenwärmeübertrager haben gezeigt, dass der resultierende Wärmeübergangskoeffizient bei höherem Feuchtegehalt in der Luft steigt [Liang 2007]. Ist der Wärmeübergang bei der Trocknung der limitierende Faktor, kann durch eine Erhöhung des Feuchtegehalts in der Trocknungsluft die Trocknungsrate vergrößert werden. Da durch einen höheren Feuchtegehalt der Stofftransport abnimmt, ist hier eine Optimierung notwendig.

In der dritten Phase des Trocknungsprozesses nach dem Erreichen des kritischen Wassergehalts χ_{krit} fällt die Trocknungsrate stark ab. Die Trocknungsrate ist in diesem Bereich nach Mujumdar in etwa proportional zum Wassergehalt des Trockenguts [Mujumdar 2006]. In dieser Phase ist die Flüssigkeit an der Oberfläche des Trockenguts verdampft. Die verbleibende

Flüssigkeit ist im Trockengut durch Sorption gebunden, sodass der Transport der Flüssigkeit und des Dampfes zur Oberfläche und Kapillarkräfte die bestimmenden limitierenden Effekte sind [Mujumdar 2011]. Die Bindung zwischen der Flüssigkeit und dem Trockengut bildet einen Widerstand für die Verdampfung. Durch die geringere Trocknungsrate erhöht sich die Temperatur des Trockenguts.

Die vierte und letzte Trocknungsphase beschreibt den Trocknungsprozess vom Erreichen des maximalen hygroskopischen Flüssigkeitsgehalts χ_h bis zum hygroskopischen Gleichgewicht bei χ_{eq} . Ein minimaler Wassergehalt χ_{eq} tritt nur bei hygroskopischen Materialien auf. Die Hygroskopie ist die Eigenschaft von Stoffen Feuchtigkeit aus der Umgebung zu binden. Zum Ende der Trocknung beeinflussen die Temperatur und die relativen Luftfeuchtigkeit die diffusions-gesteuerte Trocknungsrate nur noch sehr gering, sodass eine Anpassung zur Einsparung von Energie möglich ist [Islam 2003].

Der Wassergehalt im hygroskopischen Gleichgewicht als Materialeigenschaft kann nur empirisch ermittelt werden. χ_{eq} hängt dabei von der Temperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit der umgebenden Luft ab und wird über sogenannte Sorptionskurven ermittelt. Abbildung 3 zeigt beispielhafte Sorptionskurven für verschiedene Temperaturen und für Baumwollstoffe bei $\vartheta = 20\text{ °C}$. Bei einer hohen relativen Luftfeuchtigkeit ist auch der Wassergehalt χ_{eq} höher, durch eine Steigerung der Temperatur sinkt der Wassergehalt im hygroskopischen Gleichgewicht.

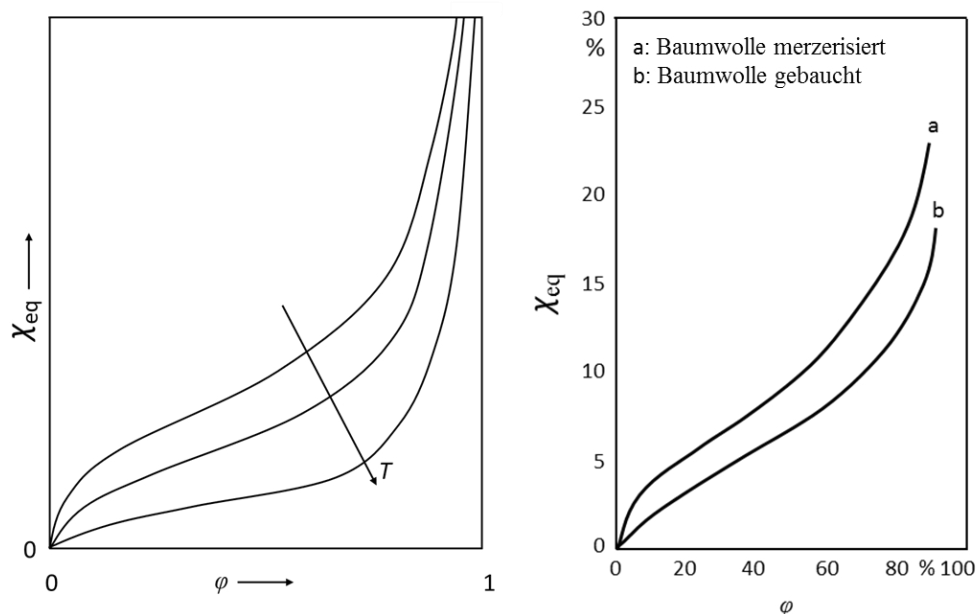


Abbildung 3: Beispielhafte Sorptionskurven bei verschiedenen Temperaturen [Tsotsas 2010] und für Baumwollstoffe bei 20 °C [Krischer 1992].

2.2 Trocknungsanlagen im Textilbereich

Konventionelle Trocknungsanlagen im Textilbereich sind z. B. Heißmangeln, Finisher in verschiedenen Formen und Trommeltrockner. Eine Mangel ist ein Kontaktrockner, in der das Textil über den direkten Kontakt mit einer erhitzten Oberfläche getrocknet wird [Mujumdar 2011]. Dabei wird das Textil über zum Teil beheizte Walzen gefördert und an die Wärmeübertragungsflächen gedrückt. Durch die übertragene Wärme verdampft das Wasser und das Textil wird gleichzeitig geglättet. Mangeln können jedoch nur für Flachwäsche eingesetzt werden, sodass für Formteile sogenannte Finisher zum Einsatz kommen. In Finishern werden die Formteile durch Dampf und Spannung geglättet und anschließend über ein Gebläse mit erwärmter Frischluft getrocknet [Kannegiesser 2015 a]. Für Textilien, bei denen keine Glättung notwendig ist, werden Trommeltrockner eingesetzt. Dabei werden die Textilien in einer Trommel über Konvektion durch erhitzte Luft getrocknet. Da in dieser Arbeit die Abwärmennutzung bei einem Trommeltrockner untersucht wird, folgt eine genauere Beschreibung des Stands der Technik für Trommeltrockner.

Trommeltrockner können in mit und ohne Abluft betriebene Anlagen unterteilt werden. Die einfachste Version ist der **Abluftrockner ohne Umluft** wie in Abbildung 4 links dargestellt. Dabei wird Frischluft über einen Ventilator angesaugt, über eine Heizung erhitzt und in die Trocknertrommel mit dem nassen Wäscheposten als Trockengut geleitet. Das System zur Erhitzung der Luft kann über einen direkten Gasbrenner, elektrischen Strom oder Heißdampf betrieben werden. Dabei ist die Wärmezufuhr über eine direkte Gasverbrennung die effizienteste Lösung [SMILES 2007]. In der Trommel überträgt die Trocknungsluft thermische Energie auf die Wäsche und führt das dadurch verdampfte Wasser, wie in Kapitel 1.1 beschrieben, ab. Durch die Verdampfung des Wassers im Wäscheposten erhöht sich die relative Feuchtigkeit der Luft und ihre Temperatur sinkt. Die anschließend abgeführte feuchte Abluft ist dabei nicht mit Wasserdampf gesättigt. Die fehlende Sättigung der Trocknungsluft ist ein Hauptgrund dafür, dass die für die Trocknung benötigte thermische Energie deutlich über der Verdampfungsenthalpie des Wassers im Trockengut liegt [Kemp 2012]. Um eine Sättigung und somit das Gleichgewicht zwischen der Trocknungsluft und dem im Wäscheposten enthaltenen Wasser zu erreichen, muss die Verweilzeit der Luft in der Trommel erhöht werden, eine Verweilzeit bis zum Erreichen des Gleichgewichts ist jedoch wirtschaftlich nicht sinnvoll.

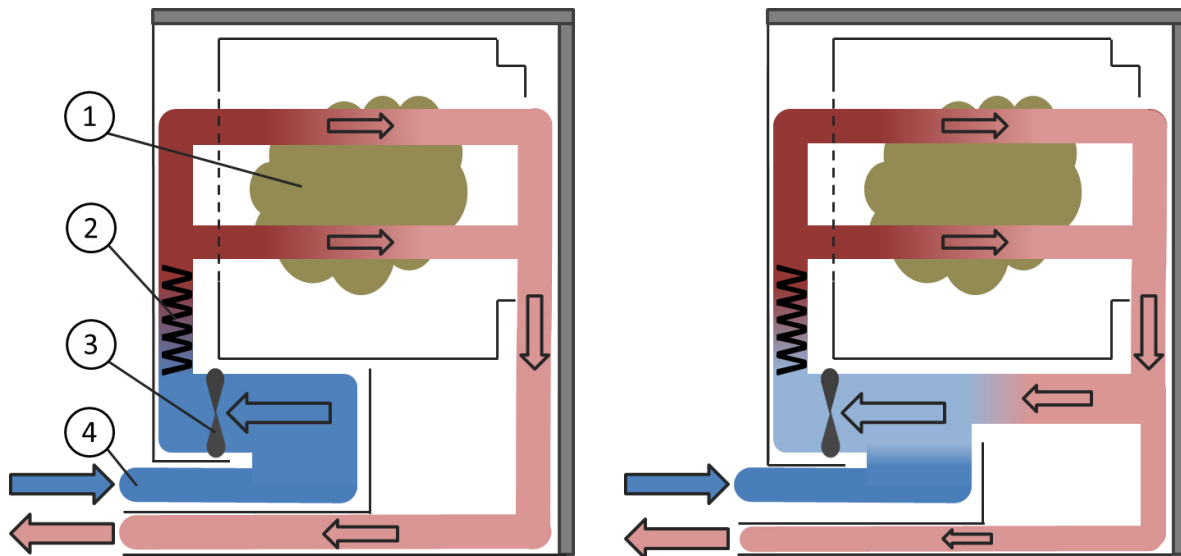


Abbildung 4: Stoffströme im Ablufttrockner mit und ohne Umluft (1: Trockengut; 2: Heizung; 3: Ventilator; 4: Frischluft) [angelehnt an HEA 2014].

Ein Weg, um die Verweilzeit der Trocknungsluft in der Trocknertrommel zu erhöhen, ist die **Installation eines Umluftstroms**. Wie in Abbildung 4 rechts dargestellt, wird ein Teil der aus der Trocknertrommel kommenden Trocknungsluft zirkuliert und mit einem zugeführten Frischluftstrom vermischt. Vor dem Wiedereintritt in die Trocknertrommel wird das Gemisch aus der zirkulierten Luft und der Frischluft erneut durch die Heizung erwärmt. Durch die Umluftführung wird die resultierende Verweilzeit der Trocknungsluft in der Trommel erhöht, die Größe des ausgetragenen Abluftstroms und die darin enthaltene Energie verringert. Durch den geringeren Abluftstrom wird auch der Strom an Frischluft kleiner. Der Anteil der Umluft kann variiert werden. Hekmat und Fisk haben für einen Wäschetrockner einen optimalen Anteil an rezirkulierter Luft von 67 % experimentell bestimmt [Hekmat 1984]. Lambert et al. verwendeten Modellierungen, um einen optimalen Anteil von 75 % zu ermitteln [Lambert 1991]. Der in im Rahmen des Fallbeispiels in Kapitel 3 beschriebenen Trommeltrockner wird laut Hersteller mit einem Umluftanteil von 70 % betrieben [Kannegiesser 2002].

Alternativ zu mit feuchter Abluft betriebenen Wäschetrocknern können sogenannte **Kondensationstrockner** oder Trockner mit einer Wärmepumpe eingesetzt werden. Der Kondensationstrockner wird in der Regel nur in privaten Haushalten und nicht für gewerbliche Aufgaben eingesetzt, da er im Vergleich einen höheren Energiebedarf aufweist. Abbildung 5 zeigt die Stoffströme in einem Kondensationstrockner. Nach dem Austritt aus der Trocknertrommel wird der Strom der feuchten Abluft über einen Wärmeübertrager geleitet. Dort wird die Trocknungsluft abgekühlt und ein Teil der Luftfeuchtigkeit kondensiert. Als Kältemittel

wird bei einem Kondensationstrockner die Umgebungsluft verwendet. Durch den zusätzlichen Bedarf an elektrischer Energie für den Ventilator zur Förderung der Kühlluft und für die Kondensatpumpe liegt der gesamte Energiebedarf bei Kondensationstrocknern höher als bei vergleichbaren Trocknern mit Abluft [Joos 2004]. Der Einsatz der Umgebungsluft zur Kühlung im Wärmeübertrager führt zu einer Erwärmung der Umgebungsluft während des Trocknungsprozesses. Die Entfeuchtungsleistung über den Wärmeübertrager hängt direkt von der Temperatur der Umgebungsluft ab. Ist die Entfeuchtungsleistung gering, verlängert sich die Trocknungszeit.

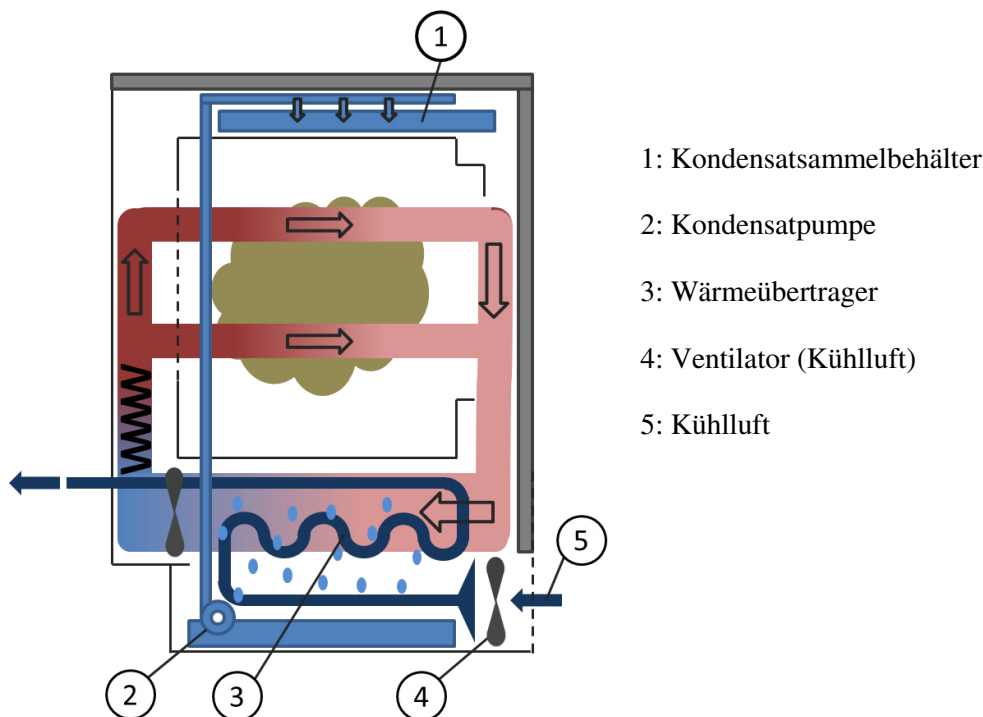


Abbildung 5: Stoffströme im Kondensationstrockner [angelehnt an HEA 2014].

Ein System für die Trocknung von Textilien ohne Abluft ist ein **Wärmepumpentrockner**. Abbildung 6 zeigt die Stoffströme in einem Trockner mit Wärmepumpe. Über die Wärmepumpe wird die zirkulierende Luft, vergleichbar mit dem Kondensationstrockner, entfeuchtet und anschließend wieder erhitzt. Dabei kann sowohl die latente, als auch die fühlbare Wärme des Luftstroms aus der Trocknertrommel genutzt werden, um ein Arbeitsmittel zu verdampfen [Goh 2011]. Verglichen mit Trocknern mit einer elektrisch betriebenen Heizung können mit einem System mit Wärmepumpe Energieeinsparungen von 40 % erzielt werden [Braun 2002]. Nach Herstellerangaben verbraucht ein Trockner für Privathaushalte mit Wärmepumpe weniger als 50 % eines vergleichbaren mit Abluft betriebenen Modells [Miele 2014]. Ein Wäsche-

trockner mit Wärmepumpe wird in der europäischen Patentschrift EP 2476796 vorgestellt [Miele 2012].

Die Wärmepumpe besteht aus einem Kreislauf, in dem ein Arbeitsmittel zirkuliert. Es gibt vier Hauptkomponenten: einen Verflüssiger, ein Expansionsventil, einen Verdampfer und einen Verdichter. Im Verdampfer geht das Arbeitsmittel in den gasförmigen Zustand über und kühlt dadurch die feuchte Abluft aus der Trocknertrommel. Das anfallende Kondensat der feuchten Abluft wird wie beim Kondensationstrockner abgeleitet oder in einem Behälter gesammelt. Nach dem Verdampfer wird das Arbeitsmittel im Kompressor verdichtet und in den Verflüssiger geleitet. Dort kondensiert das Arbeitsmittel und die freiwerdende Verdampfungsenthalpie wird auf die entfeuchtete Trocknungsluft übertragen. Über ein Expansionsventil wird das Arbeitsmittel entspannt und anschließend wieder im Kondensator verdampft [Chua 2002]. Die Wärmepumpe kühlt im Verdampfer die Trocknungsluft und entfeuchtet sie dadurch, im Verflüssiger wird die Trocknungsluft anschließend durch die freiwerdende Verdampfungsenthalpie des Arbeitsmittels wieder erhitzt. Eine zusätzliche Heizung ist nur für den Beginn des Trocknungsprozesses notwendig. Zur Verdichtung des Arbeitsmittels im Kondensator ist zusätzliche elektrische Energie notwendig, sodass der Bedarf an elektrischer Energie im Vergleich zu einem Trockner mit Abluft höher ist. Da bei der Verdichtung Wärmeverluste auftreten, wird ein zusätzlicher Kompressorlüfter zur Kühlung benötigt.

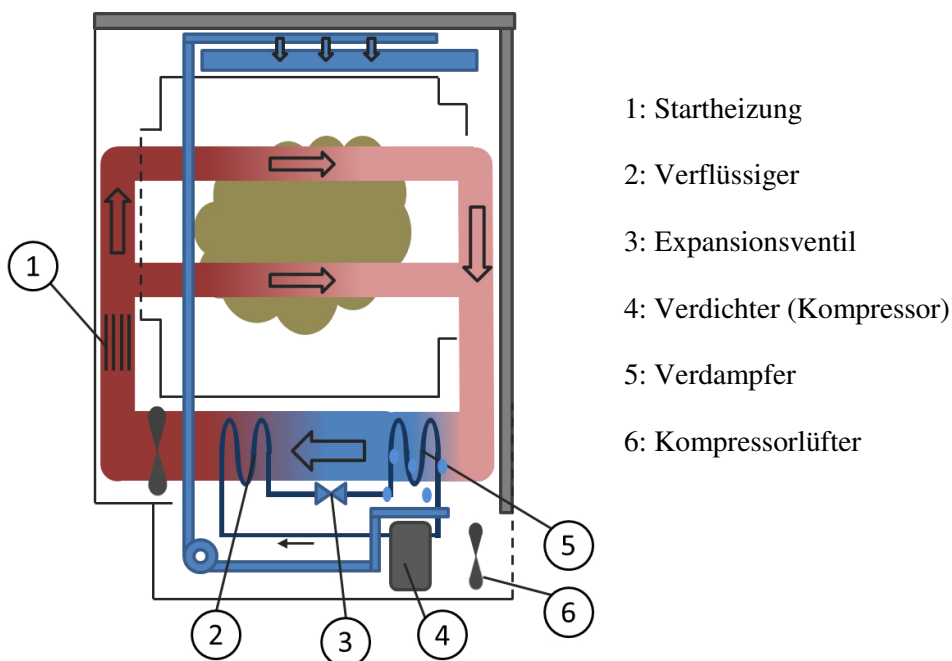


Abbildung 6: Stoffströme im Trockner mit Wärmepumpe [angelehnt an HEA 2014].

Durch die Wärmepumpe kann die Temperatur der Trocknungsluft und ihr Feuchtegehalt kontrolliert werden. Hemmnisse für den Einsatz von Wärmepumpen sind zum Teil klimaschädliche Arbeitsmittel und höhere Investitionskosten [Chua 2002; Braun 2002]. Das maximal im Verflüssiger erreichbare Temperaturniveau hängt von dem verwendeten Arbeitsmittel ab. Die erreichbaren Temperaturen können dadurch je nach Arbeitsmittel geringer sein als die Lufttemperatur in Trocknern mit Abluft. Das Arbeitsmittel R134a hat z. B. eine kritische Temperatur von 101,3 °C bei 40,7 bar, sodass in der Praxis erreichbare Temperaturen je nach Verdichtung deutlich unter 100 °C liegen [Jangam 2012]. Durch den Einsatz der Wärmepumpe zur Entfeuchtung der Trocknungsluft und die niedrigeren Temperaturen beim Heizen der Luft kann die Trocknungszeit länger werden. Als klimaneutrales Kältemittel kann Kohlenstoffdioxid (CO₂) eingesetzt werden. Klöcker et al. haben gezeigt, dass durch den Einsatz von CO₂ als Kältemittel in einem Wäschetrockner Einsparpotenziale von über 50 % bestehen [Klöcker 2001].

Zur Beurteilung der Leistung eines Trockners mit Wärmepumpe wird die SMER verwendet (*Specific Moisture Extraction Rate*). Die SMER ist das Verhältnis der Menge des verdampften Wassers zum Energiebedarf des Trockners:

$$SMER \left(\frac{kg}{kWh} \right) = \frac{\text{Menge des verdampften Wassers}}{\text{Energiebedarf des Trockners}}. \quad (8)$$

Thermische Konvektionstrockner erreichen SMER von 0,5 bis 1 kg/kWh, Trockner mit Wärmepumpe ca. 3 kg/kWh [Jangam 2012]. Für Letztere wurden jedoch schon deutlich höhere Werte von ca. 8 kg/kWh erreicht [Ziegler 2012].

2.3 Möglichkeiten der Nutzung von Abluftabwärme

Bei der allgemein konventionell angewandten thermischen Trocknung wird die Flüssigkeit im Trockengut in den dampfförmigen Zustand überführt und durch Konvektion abgeführt [Mujumdar 2000]. Dabei wird die Flüssigkeit in der feuchten Abluft an die Umgebung abgegeben. Eine naheliegende Nutzung der Abluftwärme besteht in der Vorwärmung der dem Trockner zugeführten Frischluft. Dafür kann ein indirekter Wärmeübertrager für Gase installiert werden. Abbildung 7 zeigt einen beispielhaften Wärmeübertrager auf einem Wäschetrockner. Durch die Beladung der Trocknerabluft mit Flusen und Waschmittelrückständen können Verschmutzungen an den Wärmeübertragungsflächen auftreten. Um Effizienzeinbußen zu verhindern, muss eine regelmäßige Reinigung stattfinden. Der Wärmeübertragungskoeffizient von Luft ist jedoch gering, sodass typische Werte für einen Gas-Gas-

Plattenwärmeübertrager im Bereich von 10 bis 35 W/(m² K) liegen [VDI 2013]. Der Massenstrom an trockener Luft ist für die Frischluft und die Abluft identisch. Da die Abluft durch den höheren Feuchtegehalt nach Gleichung (4) eine höhere Enthalpie aufweist, kann unter Annahme von trockener Frischluft nur die fühlbare Wärme von der Abluft auf die Frischluft übertragen werden. Der Anteil der genutzten Energie aus der Abwärme ist somit gering. Für Abluft mit $\vartheta = 100\text{ °C}$ und einem Feuchtegehalt von $Y = 100\text{ g/kg}$ beträgt der Anteil an fühlbarer Wärme in der Abluft unter 30 %.

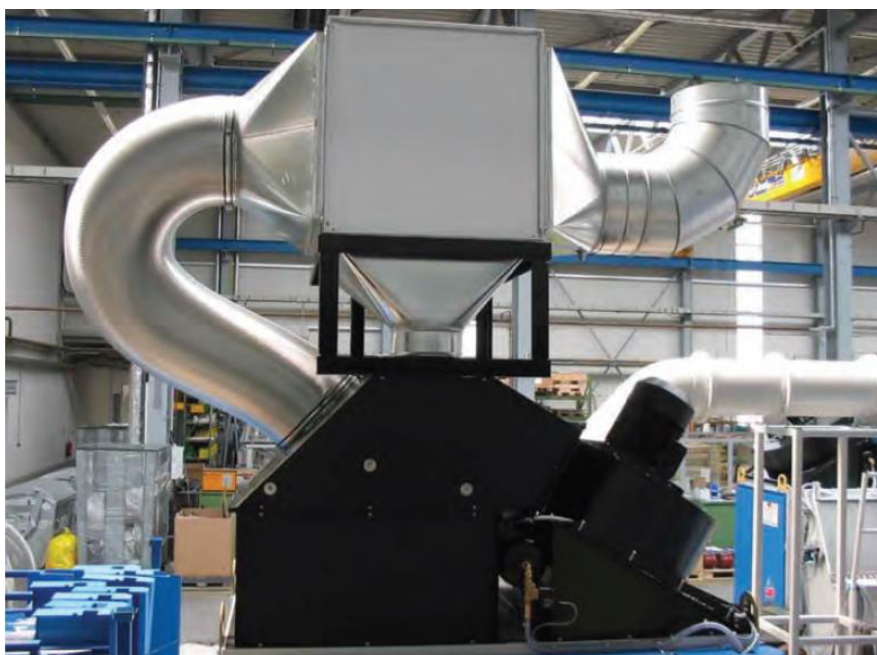


Abbildung 7: Wärmeübertrager zur Vorwärmung der Frischluft [BMS 2014].

Krokida und Bisharat haben über ein Modell das technische und wirtschaftliche Potenzial eines Gas-Gas-Wärmeübertragers und einer Wärmepumpe zur Nutzung der Abluftwärme untersucht [Krokida 2004]. Ihre Ergebnisse beziehen sich auf einen Beispieeltrockner mit einer Verdampfungsleistung für Wasser von 1 kg/s und einem Verhältnis des Trocknungsluftmassenstroms zum Massenstrom des verdampften Wassers von $a = 40$. Wird das Verhältnis a erhöht, verringert sich die mögliche Abwärmenutzung. Für einen Gas-Gas-Wärmeübertrager wird ein maximal technisch nutzbarer Anteil von 25 % der Abluftwärme ermittelt. Da die Investitionskosten für den Wärmeübertrager jedoch gering sind, amortisiert sich die Investition nach weniger als einem Jahr.

Um die Energie der Abluft zu nutzen, kann ebenfalls eine Wärmepumpe eingesetzt werden. Das verwendete Arbeitsmittel und die Verdichtung im Kondensator bestimmen dabei das er-

reichbare Temperaturniveau für die genutzte Wärme. Durch die höheren Investitionskosten liegt die Amortisationszeit einer Wärmepumpe zur Nutzung der Abluftwärme nach dem Modell von Krokida und Bisharat bei über zwei Jahren. Der über die Wärmepumpe theoretisch technisch nutzbare Anteil der Abluftwärme beträgt jedoch 100 % [Krokida 2004]. Da im Kompressor der Wärmepumpe Verluste auftreten, ist der tatsächliche Wert geringer.

Die für Wärmepumpen verwendete Leistungszahl wird als COP (*Coefficient of Performance*) bezeichnet. Über den COP kann die Wirtschaftlichkeit eingeschätzt werden. Er berechnet sich nach:

$$COP = \frac{\text{genutzte Wärme}}{\text{Energiebedarf}}. \quad (9)$$

Eine wirtschaftliche Nutzung ist nach Jangam und Mujumdar ab einem COP von 5 gegeben [Jangam 2012]. Ausschlaggebend für den Einsatz einer Wärmepumpe zur Nutzung der Abluftwärme ist das Vorhandensein einer geeigneten Wärmesenke. Über eine Wärmepumpe kann z. B. Warmwasser erzeugt und für Heizzwecke eingesetzt werden. Das in der Wärmepumpe verwendete Arbeitsmittel bestimmt das Temperaturniveau der genutzten Wärme. Unterhalb des kritischen Punkts kann durch eine höhere Verdichtung durch den Kompressor die Temperatur angehoben werden.

Ein System zur Nutzung der Abluftwärme für die Erhitzung von Waschwasser wird von der *Herbert Kannegiesser GmbH* eingesetzt. Dabei handelt es sich, wie in Abbildung 8 dargestellt, um einen Plattenwärmeübertrager mit stehenden Wärmeübertragungsflächen. Das System wird in der Offenlegungsschrift DE 102008054104 beschrieben [Kannegiesser 2008]. Die fühlbare und latente Wärme der Abluft wird teilweise genutzt, um Frischwasser indirekt zu erwärmen. Die Wärmeübertragungsplatten sind als doppelwandige Kissenplatten ausgebildet, durch deren Inneres das Frischwasser im Gegenstrom zur feucht-warmen Abluft geführt wird. Die Wärmeübertragung zwischen der Luft und dem Frischwasser erfolgt neben der Übertragung der fühlbaren Wärme durch Kondensation der Abluftfeuchte an den Wärmeübertragungsflächen. Dabei besteht kein direkter Kontakt zwischen der Abluft und dem Frischwasser, sodass die Wasserqualität nicht beeinflusst wird. Das Kondensat aus der Abluft fließt durch die stehende Anordnung von den Wärmeübertragungsflächen ab und reinigt diese dabei gleichzeitig von den in der Abluft enthaltenen Begleitstoffen. Die Gefahr von Fouling an den Oberflächen kann reduziert werden und der Wartungsaufwand verringert sich. Die in Abbildung 8 sichtbare, schräge Position des Wärmeübertragers begünstigt das Abfließen des Kon-

densats. Über die im Kondensat vorhandenen Begleitstoffe wird zusätzlich die abgeführte Fortluft hinter dem Wärmeübertrager gereinigt. [Kannegiesser 2008]

Die Dimensionen des Wärmeübertragers sind so ausgelegt, dass die Abluft von mehreren Trocknungsapparaten in einer Wäscherei behandelt werden kann. Die *Herbert Kannegiesser GmbH* bietet das System dafür in verschiedenen Größen an, wodurch es an die vorhandenen Abluftströme angepasst werden kann. Im Wärmeübertrager wird trotz der teilweisen Kondensation der Luftfeuchtigkeit nur ein Teil der Abluftwärme rückgewonnen. Das im Wärmeübertrager erhitze Frischwasser wird teilweise in einem Kreislauf durch den Wärmeübertrager geführt und in einem isolierten Pufferbehälter gespeichert. Unterschreitet die Temperatur der Abluft einen Mindestwert, wird die Zirkulation des Frischwassers unterbrochen [Kannegiesser 2015 b]. Für die Waschprozesse in der Wäscherei wird das erhitze Wasser aus dem Pufferspeicher entnommen. In der Praxis kann durch das System zur Behandlung der Abluft eine durchschnittliche Energieeinsparung von 40 % gegenüber dem Zustand vor der Installation erzielt werden. [Langer 2010]

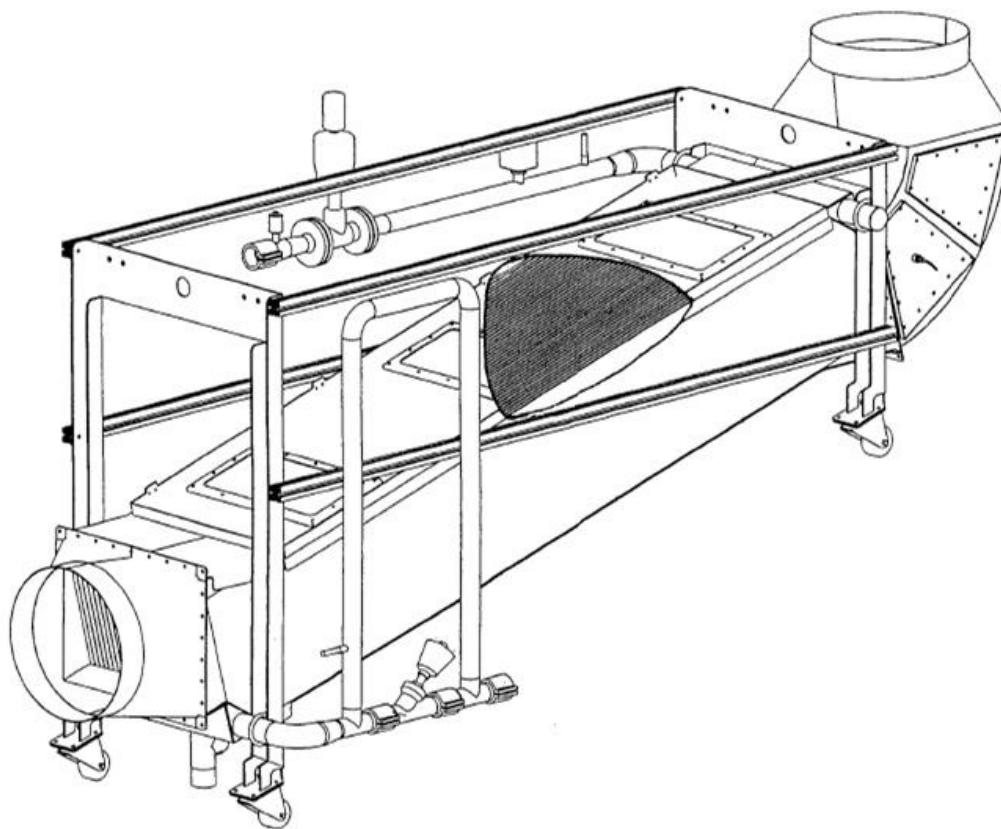


Abbildung 8: Wärmeübertrager zur Erhitzung von Waschwasser [Kannegiesser 2010].

Zur Behandlung von großen Abluftströmen aus Trocknungsprozessen können Sorptionskreisläufe verwendet werden. Durch die benötigte Anlage sind die Investitionskosten relativ hoch. Mögliche Einsatzgebiete sind z. B. in der Holzproduktion möglich, da dort über lange Zeiträume große Mengen an Holz getrocknet werden. Dabei wird ein Teil der zirkulierenden Trocknungsluft in einen Absorber geleitet, in dem der Abluft durch ein Absorptionsmedium Feuchtigkeit entzogen wird. Als Absorptionsmedium eignen sich hygroskopische Lösungen wie Wasser mit Lithiumbromid [Bittrich 2004] oder Kaliumacetat [Johansson 2000]. Durch die Absorption der Feuchtigkeit wird die Verdampfungsenthalpie frei und die Temperatur der Luft und des Absorptionsmediums erhöht sich. Anschließend wird die entfeuchtete und erwärmte Luft wieder mit der zirkulierenden Luft gemischt. Durch die Erwärmung der entfeuchteten Luft ist keine zusätzliche Heizung für die Trocknungsluft notwendig [Anderson 2014]. Das wässrige Absorptionsmedium wird aus dem Absorber in einen Austreiber gefördert. Das Wasser wird durch die Zugabe von thermischer Energie aus dem Absorptionsmedium verdampft und zu einem Kondensator geleitet. Dort kondensiert der Dampf unter Abgabe der Verdampfungsenthalpie, die annähernd der zugeführten Energiemenge im Austreiber entspricht. Das konzentrierte Absorptionsmedium wird im Kreislauf zurück in den Absorber geführt. Am Beispiel einer Trocknungsanlage in einem Sägewerk wird der Anteil an der im Absorptionskreislauf behandelten Trocknungsluft mit 1/3 angegeben [Anderson 2014]. Durch den Einsatz eines Absorptionskreislaufs kann nach Johansson und Westerlund der Bedarf an thermischer Energie für die Holz Trocknung um mehr als 70 % reduziert werden [Johansson 2000].

Hähre et al. haben in einem Modell einen Sorptionskreislauf für einen Rauchgasstrom mit einer Temperatur von 115 °C und einem Feuchtegehalt von 120 bis 240 g/kg untersucht [Hähre 1998]. Der Zustand des Rauchgases ist vergleichbar mit dem Zustand der Abluft bei Trocknungsprozessen. Dabei wird die Übertragung der latenten und fühlbaren Wärme entkoppelt, um ein Temperaturniveau über dem Taupunkt bei 68 °C zu erreichen. Zur Nutzung der latenten Wärme wird eine Kalziumchloridlösung als Absorptionsmedium verwendet und über eine Füllkörperkolonne in Kontakt mit dem Rauchgas gebracht. Die Stoffströme sind in Abbildung 9 dargestellt. Das Wasser im Absorptionsmedium wird anschließend in drei hintereinander geschalteten Entspannungsverdampfern angetrieben und der Wasserdampf jeweils in einen Kondensator geleitet. In den Kondensatoren wird der Wasserdampf durch einen Brauchwasserstrom abgekühlt. Der Brauchwasserstrom wird durch alle drei Kondensatoren geleitet und anschließend in einem Wärmeübertrager durch die Übertragung der fühlbaren

3 Abwärmenutzung bei gewerblichen Wäschetrocknern – Potenzialanalyse am Fallbeispiel

Das vorhandene Potenzial für die Abwärmenutzung bei gewerblichen Wäschetrocknern kann über den Zustand der anfallenden Abluft bestimmt werden. Für eine Potenzialanalyse wurde in einem Fallbeispiel an einem thermischen Konvektionstrockner die über die Abluft abgeführte Energiemenge durch Messungen bestimmt. Die abgeführte Energie kann potentiell über Systeme zur Abwärmenutzung übertragen werden, um Primärenergie einzusparen. Das Potenzial der Abwärmenutzung bestimmt maßgeblich die Wirtschaftlichkeit von möglichen Umbauten.

Als beispielhafter Trockner zur Untersuchung der Wärmeintegration von Waschprozessen wurde ein thermischer Konvektionstrockner in einer Wäscherei der *Füller GmbH & Co. KG* in Marburg-Wehrda untersucht. Die Messungen wurden zum Teil gemeinsam mit Mitarbeitern der *vermacon GmbH & Co. KG* an zwei Tagen durchgeführt. Die Ergebnisse und verwendeten Messsysteme werden im Folgenden näher beschrieben.

3.1 Untersuchter Trockner

Bei dem untersuchten Trockner handelt es sich um einen Kompaktrockner des Typs *TM 75-D WU* der *Herbert Kannegiesser GmbH* aus dem Jahr 2006 mit einer Nennfüllmenge von 75 kg Trockenwäsche. Die Luft als Trocknungsmedium wird im Trockner über ein mit Wasserdampf beheiztes Heizregister indirekt erhitzt. Dabei besteht kein direkter Kontakt zwischen dem Wasserdampf und dem Trocknungsmedium. Der Dampf als Wärmeträger wird über einen zentralen Dampfkessel der Wäscherei erzeugt, wobei von einem Gesamtwirkungsgrad bezogen auf die eingesetzte Primärenergie von ca. 60 % ausgegangen werden kann. Abbildung 10 zeigt eine vereinfachte Darstellung der Luftführung des untersuchten Trockners. Der Trockner wird laut Hersteller mit einer Umluftrate von 70 % betrieben. Dieser Wert liegt im Bereich der Ergebnisse von Lambert et al. und Hekmat und Fisk, die eine optimale Umluftrate von 75 % beziehungsweise 67 % ermittelt haben [Lambert 1991; Hekmat 1984]. Abweichend von Abbildung 10 hat sich während der Messungen herausgestellt, dass die notwendige Frischluft während des Trocknungsvorgangs über die Klappe für die Abkühlphase und nicht über die Frischluftöffnung über dem Ventilator zugeführt wurde. Dies ist vergleichbar mit der Luftführung der aktuellen Modellreihe DC von Kompaktrocknern der Firma *Kannegiesser*.

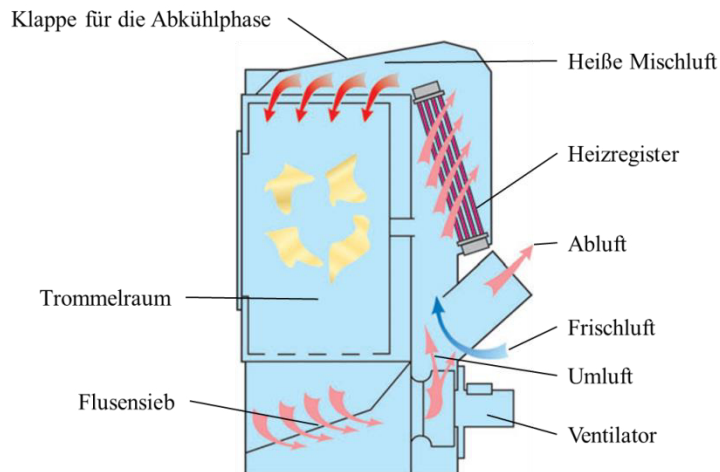


Abbildung 10: Luftführung des Trocknermodells TM 75 [Kannegiesser 2002].

Die *TM*-Modellreihe der Firma *Kannegiesser* wird seit dem Jahr 2011 nicht mehr hergestellt und wurde von der Nachfolgemodellreihe *DC* abgelöst. Die maximale Verdampfungsleistung der neuen Modellreihe mit der gleichen Nennfüllmenge von 75 kg ist laut Herstellerangaben um ca. 40 % höher als der untersuchte Trockner, allerdings ist der Dampfverbrauch um ca. 20 % und der Strombedarf um 50 % gestiegen. Das Prinzip der thermischen Konvektionstrocknung mit Abluft hat sich jedoch nicht verändert, sodass die Untersuchung des alten Modells aussagekräftige Ergebnisse für diese Arbeit liefert. Die Tabelle 1 zeigt die vom Hersteller angegebenen technischen Daten des untersuchten Trockners *TM 75-D WU*.

Tabelle 1: Herstellerangaben Kompaktrockner *TM 75-D WU*.

Kompaktrockner <i>TM 75-D WU</i>	
Maximale Verdampfungsleistung ¹	1,85 l/min
Nennfüllmenge (bei 1:25 kg/l)	75 kg
Dampfverbrauch	ca. 185 kg/h
Betriebsdruck (Dampf)	13 bar
Anschlussleistung (Dampf)	113 kW
Stromverbrauch	ca. 5 kWh
Druckluftverbrauch ²	ca. 60 l/h
Abluftvolumenstrom (Abkühlphase)	1800 m ³ /h (6500 m ³ /h)

¹Verdampfungsleistung in der Haupttrockenphase mit Frotteeware bis 360 g/m³, Dampfdruck = 10 bar.

²Liter im physikalischen Normzustand: $p = 101.325 \text{ Pa}$; $T = 273,15 \text{ K}$.

3.2 Messsysteme und Messgrößen

Zur Charakterisierung des IST-Zustands des untersuchten Konvektionstrockners wurden die Temperatur, die relative Luftfeuchtigkeit und die Strömungsgeschwindigkeit der Abluft gemessen. Zur Ermittlung des Dampfverbrauchs wurde die Ventilstellung der Dampfungabe am Heizregister mit einer Kamera aufgenommen. Als Referenz wurden die Temperatur, die relative Luftfeuchtigkeit und der Luftdruck der Umgebung bestimmt. Der Wäscheposten wurde vor der Trocknung im nassen Zustand und nach der Trocknung gewogen, um die Menge des verdampften Wassers zu ermitteln. Die Massendifferenz kann mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5$ kg bestimmt werden. Eine Messung der elektrischen Leistungsaufnahme des Trockners konnte nicht durchgeführt werden, da die Zwischenschaltung eines Drehstromzählers in die elektrische Leitung aus Sicherheitsgründen nicht möglich war.

Zur Messung der Temperatur und Luftfeuchtigkeit der Abluft werden für die Messreihe 1 (2. Messfahrt am 26.06.2014) drei verschiedene Messsysteme verwendet. Die Messstellen und ihre jeweilige Position sind in Abbildung 11 dargestellt. Mit einem *Testo 400* Messgerät der *Testo AG*, ausgestattet mit einem Temperatur- und Feuchtefühler, wurde an der Messposition 3 im Mittelpunkt des Abluftrohrs die relative Luftfeuchtigkeit und Temperatur der Abluft gemessen. Die Temperatur und Luftfeuchtigkeit werden über den Querschnitt des Abluftrohrs vereinfacht als konstant angenommen. Als zweites Messsystem zur Temperaturmessung wurde ein *Testo 735* Messgerät mit einem Thermoelement des Typs K eingesetzt. Die Messstelle 2 für die zweite Temperaturmessung mit dem *Testo 735* liegt 10 cm vor der Messstelle 3. Tabelle 2 zeigt die Messgenauigkeiten der Temperatur- und Luftfeuchtigkeitsmessungen an den Messpositionen 2 und 3 nach Herstellerangaben. Die zweite Messung der Luftfeuchtigkeit wurde angelehnt an das im Folgenden beschriebene Messsystem der *vermacon GmbH & Co. KG* im Messpunkt 1 durchgeführt. Abbildung 12 zeigt eine Skizze und ein Foto des von der *vermacon GmbH & Co. KG* eingesetzten Aufbaus zur Bestimmung der Luftfeuchtigkeit. Er besteht aus einer teilweise mit Wasser gefüllten Kammer, in die seitlich über zwei Rohre ein Teilstrom der Abluft eingeleitet wird. Die Rohre sind an der einen Seite geschlossen und am Boden mit kleinen Bohrlöchern versehen, über die die Luft dispergiert wird. Der Teilstrom der Abluft wird über einen Ventilator (300 W) am oberen Ausgang des Behälters gefördert. Ist die Temperatur der Wasserschicht niedriger als die der Abluft, wird die Luft im Wasser abgekühlt. Wird der von der Luftfeuchtigkeit der Abluft abhängige Taupunkt erreicht, kondensiert der Wasserdampf. Die aus der Kammer austretende Luft ist in einem mit Wasserdampf gesättigten Zustand. Nach der Annahme der *vermacon GmbH & Co. KG* ist die über

ein Thermoelement bestimmte Temperatur am Kammerausgang (T_{aus}) gleich der Taupunkttemperatur des Zustands der Abluft am Eingang. Über die Taupunkttemperatur kann der Feuchtegehalt Y nach Gleichung (2) und (3) bestimmt werden. Die Taupunkttemperatur ist im Hauptabluftstrom und am Kammereingang identisch, wenn zwischen der Abluftleitung und dem Messaufbau keine Kondensation stattfindet. Für die beschriebene Messung am *TM 75* Trockner wurde die Messkammer über ein ca. 1,5 m langes flexibles Rohr mit der Hauptleitung der Trocknerabluft an der Messposition 1 (vgl. Abbildung 11) verbunden. Das Rohr wurde mit einem ca. 5 mm starken PE-Schutzschlauch isoliert.

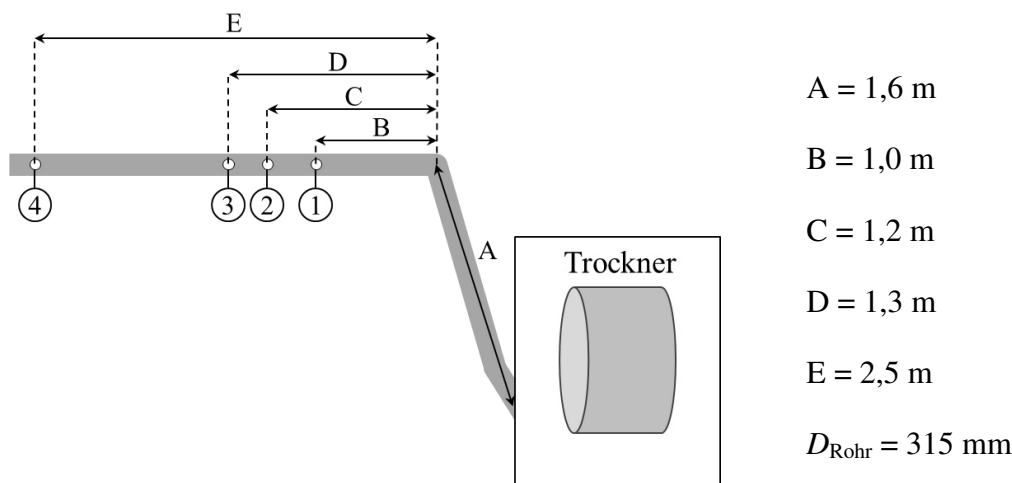


Abbildung 11: Messstellen und Positionen an der Abluftleitung.

Der Umgebungsdruck und die Strömungsgeschwindigkeit im Abluftrohr wurden ebenfalls mit Messsonden für das *Testo 400* Messgerät aufgenommen. Die Messbereiche und Genauigkeiten sind in Tabelle 2 aufgeführt. Der Luftdruck in der Abluftleitung wurde bei der Berechnung der Luftdichte gleich dem Umgebungsdruck angenommen. Die Geschwindigkeitsmessung wurde an der Messstelle 4 im Abluftrohr durchgeführt, um ein möglichst vollständig ausgebildetes Strömungsprofil zu gewährleisten. Die Geschwindigkeit wurde wie die Temperatur in der Mitte des Abluftrohres gemessen. Durch die Messposition in der Mitte des Rohres kann nur die maximale Geschwindigkeit gemessen werden. Über das Verhältnis $\bar{u}/u_{\text{max}} = 0,8$ [Schade 2007] für turbulente Strömungsprofile kann die mittlere Geschwindigkeit bestimmt und über den Rohrrinnenradius von 315 mm der Volumenstrom ermittelt werden.

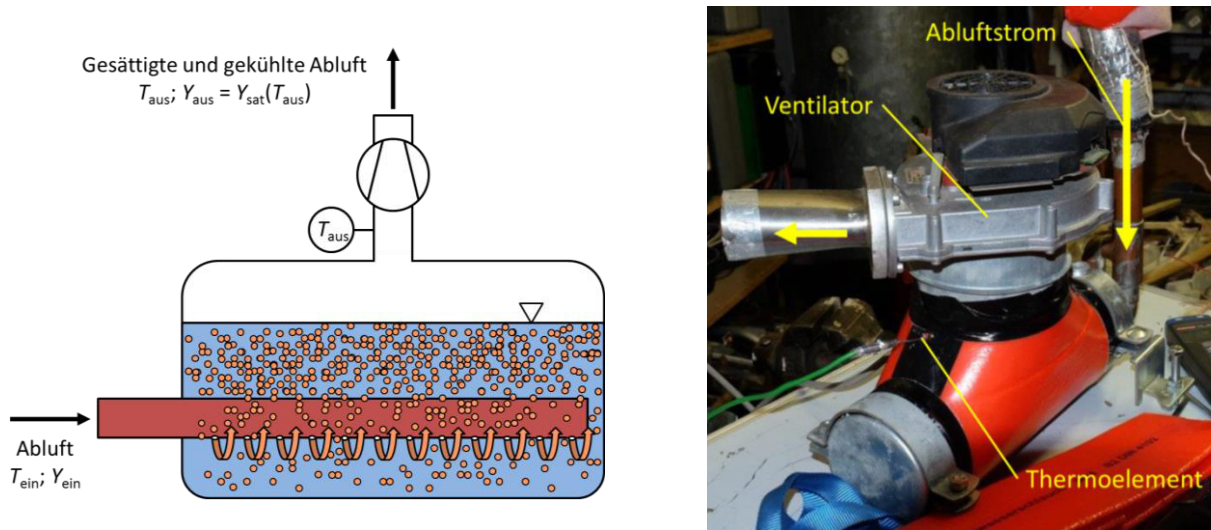


Abbildung 12: Skizze und Foto des Messsystems zur Bestimmung der Taupunkttemperatur der vermacon GmbH & Co. KG.

Tabelle 2: Messbereich und Genauigkeiten der Messsysteme.

Testo 400 mit Temperatur- und Feuchtefühler

Messgrößen	Temperatur, relative Luftfeuchtigkeit
Messbereich	-20... +120 °C 0 ... 100 % rel. Feuchte
Messgenauigkeit	±0,4 °C (-10 ... +50 °C) ±0,5 °C (+50,1 ... +120 °C) ±2 % rel. Feuchte (2 ... 98 % rel. Feuchte)
Ansprechzeit t_{90}^3	30 s

Testo 735-1 mit Thermoelement Typ K

Messgröße	Temperatur
Messbereich	-180 ... +1300 °C
Messgenauigkeit	±1,5 °C (-40 ... +375 °C)
Ansprechzeit t_{90}	5 s

Testo 400 mit Flügelrad- Temperatur- Messsonde

Messgrößen	Strömungsgeschwindigkeit, (Temperatur)
Messbereich	+0,4 ... +60 m/s bei -30 ... +140 °C
Messgenauigkeit	±(0,2 m/s ± 1 % vom Messwert) im Bereich 0,4 ... 40 m/s

Testo 400 mit Drucksonde zur Messung von Absolutdruck

Messgrößen	Druck
Messbereich	0 ... 2000 hPa
Messgenauigkeit	±5 hPa

³ t_{90} ist die Zeit bis zum Erreichen von 90 % des neuen Temperaturwertes nach einer Temperaturänderung.

3.3 Messergebnisse und Diskussion der IST-Messung

Zur Bestimmung des IST-Zustands wurden insgesamt 4 Messreihen am Beispieldrockner *TM 75* durchgeführt. Jede Messreihe beschreibt die Trocknung eines Wäschepostens. Die Art und Masse der Wäscheposten variiert für jede Messreihe. Für die Messreihe 1 (2. Messfahrt, 26.06.2014) wurde die Ablufttemperatur $\vartheta_{\text{Abluft}}$ mit dem *Testo 400* Messgerät und dem *Testo 735* gemessen und die Luftfeuchtigkeit über den Feuchtfühler am *Testo 400* Messgerät und das *vermacon*-Messsystem bestimmt. Für die Messreihen 2 bis 4 (Messung am 26.08.2014) wurde lediglich das *Testo 400* Messgerät mit dem Temperatur- und Feuchtfühler sowie die Flügelrad- und Drucksonde eingesetzt. Die aufgenommenen Messgrößen in den jeweiligen Messreihen sind in Tabelle 3 aufgeführt.

Tabelle 3: Messgrößen der einzelnen Messreihen.

Messreihe	Wäscheposten	Aufgenommene Messgrößen
1	56,0 kg Baumwollgewebe	$\vartheta_{\text{Abluft}}$; T_{TP} ; φ_{Abluft} ; m_{NW} ; m_{TW}
2	74,4 kg Baumwollfrottee	$\vartheta_{\text{Abluft}}$; φ_{Abluft} ; $u_{\text{max Abluft}}$; $\vartheta_{\text{Umgebung}}$; p_{Umgebung} ; m_{NW} ; m_{TW}
3	59,4 kg Mischgewebe	$\vartheta_{\text{Abluft}}$; φ_{Abluft} ; $u_{\text{max Abluft}}$; $\vartheta_{\text{Umgebung}}$; p_{Umgebung} ; m_{NW} ; m_{TW}
4	74,0 kg Baumwollfrottee	$\vartheta_{\text{Abluft}}$; φ_{Abluft} ; $u_{\text{max Abluft}}$; $\vartheta_{\text{Umgebung}}$; p_{Umgebung} ; m_{NW} ; m_{TW}

3.3.1 Ergebnisse und Diskussion der Messreihe 1

Die gemessene Ablufttemperatur der Messreihe 1 (2. Messfahrt, 26.06.2014) über das *Testo 400* mit Temperaturfühler und das *Testo 735* mit Thermoelement sind in Abbildung 13 dargestellt. Die Daten beziehen sich auf den gesamten Trocknungsvorgang eines Wäschepostens, der aus 56,0 kg Baumwollgewebe besteht. Die Füllmenge von 56,0 kg sind ca. $\frac{3}{4}$ der Nennfüllmenge, für die der Trockner ausgelegt ist. Der Verlauf des Trocknungsprozesses kann in 4 Phasen unterteilt werden. Zu Beginn des Trocknungsvorgangs steigt die Temperatur stark an. Dieser Bereich kann als Aufheizphase des Wäschepostens beschrieben werden. Wie in Abbil-

dung 14 sichtbar steigt in dieser Phase auch der Feuchtegehalt und somit auch die Trocknungsrate stark an. Anschließend beginnt die erste Trocknungsphase, in der der Temperaturanstieg geringer ausfällt und relativ konstant ist. In dieser Phase ist auch die Trocknungsrate in der Theorie konstant. In der zweiten Trocknungsphase wird die Steigung des Temperaturverlaufs wieder größer, bis durch den Beginn der Abkühlphase der Wäsche ein Maximum entsteht und die Ablufttemperatur stark abnimmt. Während der zweiten Trocknungsphase sinkt jedoch die Trocknungsrate. Eine Darstellung der Trocknungsphasen am Verlauf der Temperatur und des Feuchtegehalts wird für die Messreihe 4 in Abbildung 18 gezeigt. Die Theorie des Trocknungsvorgangs wird in Kapitel 2.1 näher erläutert.

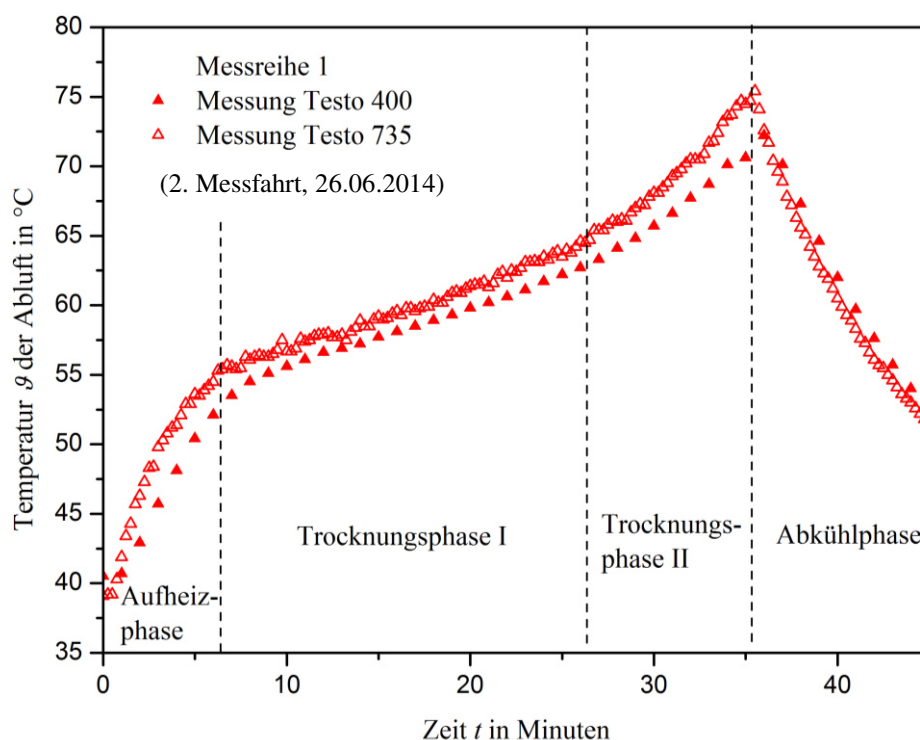


Abbildung 13: Vergleich der Messung der Ablufttemperatur mit Messsystem 1 und 2.

Die Messwertverläufe, die über das *Testo 400* mit Temperaturfühler und das *Testo 735* mit Thermoelement aufgenommen wurden, besitzen wie in Abbildung 13 zu sehen die gleiche Form. Im Bereich der steigenden Temperatur liegen die Werte des *Testo 400* Messgeräts unter den mit dem *Testo 735* ermittelten Werten. Die Differenz der gemessenen Temperaturen beträgt in der ersten Trocknungsphase im Mittel ca. 1,5 °C. Die gemessenen Temperaturwerte während der Abkühlphase liegen für das *Testo 400* Messgerät leicht über den Werten, die mit dem *Testo 735* gemessen wurden. Die Differenz der gemessenen Temperaturen kann über die unterschiedlichen Ansprechzeiten von $t_{90} = 90$ s für das *Testo 400* System und $t_{90} = 5$ s für das

Testo 735 (vgl. Tabelle 2) erklärt werden. Bei steigender Temperatur zeigt das System mit einer höheren Ansprechzeit einen geringeren Wert an, bei fallender Temperatur einen höheren Wert. Der geringere Temperaturunterschied in der Abkühlphase lässt sich durch den gestiegenen Volumenstrom und den damit höheren konvektiven Wärmeübergang erklären. In der Abkühlphase erhöht sich der Volumenstrom der Abluft um ca. 100 %.

Abbildung 14 zeigt die anhand der Messergebnisse (2. Messfahrt, 26.06.2014) berechneten Werte für den Verlauf des Feuchtegehalts der Abluft während der Messreihe 1. Die Berechnung basiert auf den gemessenen Werten der relativen Luftfeuchtigkeit φ über den Feuchtefühler am *Testo 400* Messgerät. Der Feuchtegehalt wurde über die Gleichungen (1) und (3) bestimmt.

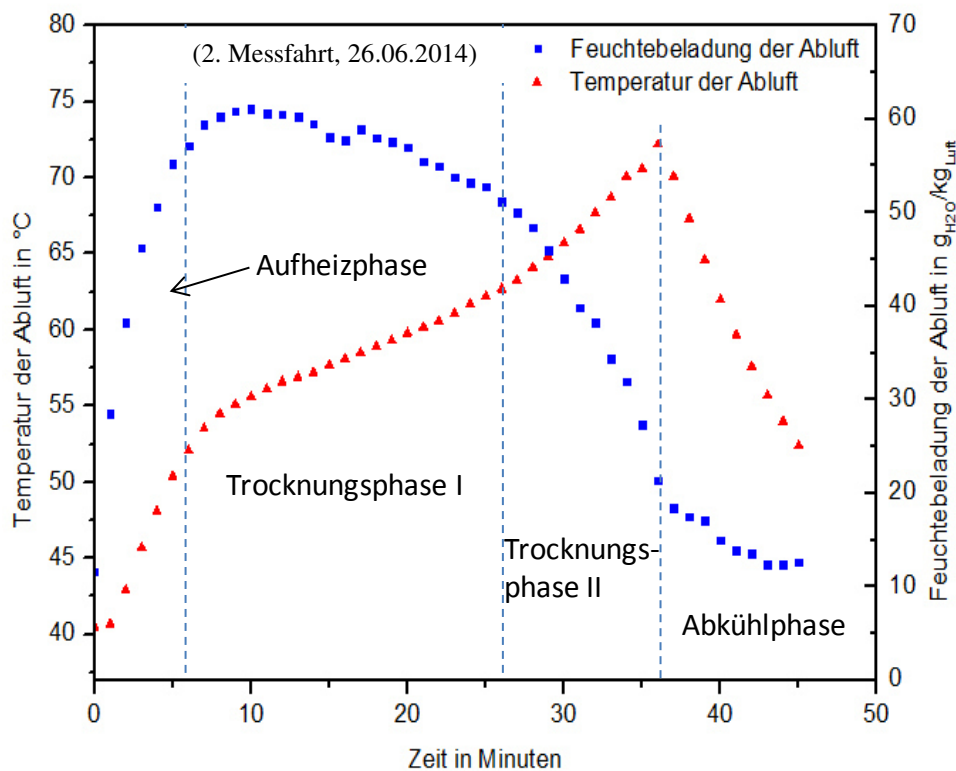


Abbildung 14: Feuchtemessung mit dem Testo 400 Feuchtefühler.

Die über das *Testo 400* mit Feuchtefühler gemessenen Werte der relativen Luftfeuchtigkeit können aufgrund von kondensierter Flüssigkeit in der Sensorabdeckung aus porösem Metallschaum einen positiven Fehler aufweisen. Um Kondensation zu verhindern, wurde für die Messreihen 2 bis 4 eine Abdeckung aus Polytetrafluorethylen (PTFE) verwendet, die laut Hersteller für Messungen bei hoher relativer Luftfeuchtigkeit geeignet ist.

Da während der ersten Messreihe keine Messung der Abluftgeschwindigkeit durchgeführt wurde, kann über die Menge der ausgetragenen Wassermenge und Energie keine konkrete Aussage gemacht werden. Das Gewicht des Wäschepostens im nassen Zustand vor dem Trocknen und nach dem Trocknungsprozess ergab eine verdampfte Wassermenge von 25,2 kg.

3.3.2 Ergebnisse und Diskussion der Messreihen 2 bis 4

Für die Messreihen 2 bis 4 (Messung am 26.08.2014) wurden die gleichen Messgrößen aufgenommen, sodass im Folgenden eine gemeinsame Betrachtung stattfindet. Die Umgebungsbedingungen wurden mit dem *Testo 400* Messgerät mit dem Temperatur- und Feuchtefühler und der Absolutdrucksonde ermittelt. Für die Umgebungsluft in der Wäscherei am untersuchten Trockner wurden eine Temperatur von 36,1 °C und eine relative Luftfeuchtigkeit von 26,5 % gemessen. Die Werte wurden über Messungen am Fuß und Kopf des Trockners gemittelt. Der Umgebungsdruck betrug 981 hPa.

Im Vergleich zur Messreihe 1 wurde bei den Messreihen 2 bis 4 zusätzlich die Strömungsgeschwindigkeit im Mittelpunkt des Abluftrohrs gemessen. Über die gemessene maximale Strömungsgeschwindigkeit kann nach Schade et al. die mittlere Strömungsgeschwindigkeit bei turbulenten Rohrströmungen über $\bar{u}/u_{\max} = 0,8$ bestimmt werden [Schade 2007]. Die Reynolds-Zahl der betrachteten Strömungen kann über:

$$Re = \frac{u \cdot D}{\nu} \quad (10)$$

berechnet werden. Bei einer über die Messungen bestimmten Strömungsgeschwindigkeit von $\bar{u} \approx 3,4$ m/s, einem Rohrrinnendurchmesser von $D_{Rohr} = 0,315$ m und einer angenommenen kinematischen Viskosität von $2,1 \cdot 10^{-5}$ m²/s liegt die Reynolds-Zahl bei $Re = 5,1 \cdot 10^4$, sodass von einer turbulenten Strömung ausgegangen werden kann. Tabelle 4 zeigt die Zusammensetzung der einzelnen Wäscheposten und die wichtigsten Daten der Trocknungsprozesse. Da die Messreihe 2 durch einen Wäscheposte aus Baumwollfrottee mit einer Masse von 74,4 kg am nächsten an der Nennfüllmenge des untersuchten Trockners liegt, wird die Betrachtung der ausgetragenen Energie nur für diese Messreihe durchgeführt.

Abbildung 15 und Abbildung 16 zeigen die jeweiligen Verläufe der gemessenen Temperatur und des über die gemessene relative Feuchtigkeit bestimmten Feuchtegehalts der Abluft für die Messreihen 2 bis 4. Durch die verschiedenen Wäscheposten ist auch beim Verlauf des

Feuchtegehalts und der Ablufttemperatur ein klarer Unterschied zu erkennen. Die geringere Wassermenge, die während der Messreihe 2 verdampft wird, führt zu einer geringeren Trocknungszeit. Die Aufheizphasen der betrachteten Messreihen verlaufen trotz der unterschiedlichen Wäscheposten nahezu identisch. Die erste Trocknungsphase ist beim leichteren Wäscheposten deutlich kürzer. In der zweiten Trocknungsphase steigt die Temperatur beim leichteren Wäscheposten im Vergleich zu den Messreihen 2 und 4 steiler an und es wird vor der Abkühlphase eine höhere maximale Temperatur erreicht. Ob der steilere Temperaturanstieg lediglich von der Masse des Wäschepostens und der beinhalteten Wassermenge abhängt, oder auch das Material einen Einfluss hat, kann aufgrund fehlender Vergleichswerte anhand dieser Ergebnisse nicht klar gesagt werden. Die erreichte maximale Temperatur hängt außerdem direkt von der Steuerung des Trockners und des ausgewählten Trocknungsprogramms ab, da diese den Startpunkt der Abkühlphase bestimmen. Die Anfangstemperaturen der jeweiligen Messreihen hängen von vorhergehenden Trocknungsprozessen im gleichen Trockner ab und sind deshalb für die Betrachtung der Ergebnisse nicht relevant.

Tabelle 4: Trocknungsprozess der Messreihen 2 bis 4.

Messreihe	Trockengewicht des Wäschepostens in kg	Trocknungszeit in min	Verdampftes Wasser in kg	Mittlere Trocknungsrate in kg (H ₂ O)/min
2	74,4 (Baumwollfrottee)	49,50	38,0	0,768
3	59,4 (Mischgewebe)	30,00	15,8	0,527
4	74,0 (Baumwollfrottee)	50,25	36,8	0,732

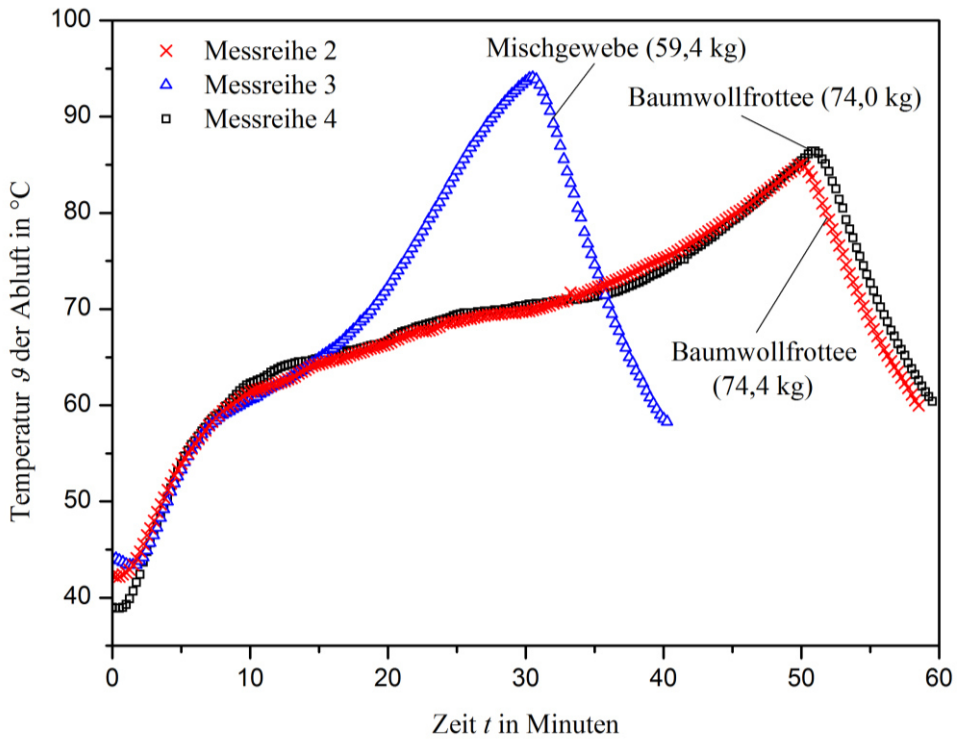


Abbildung 15: Temperaturverlauf der Abluft während der Trocknung.

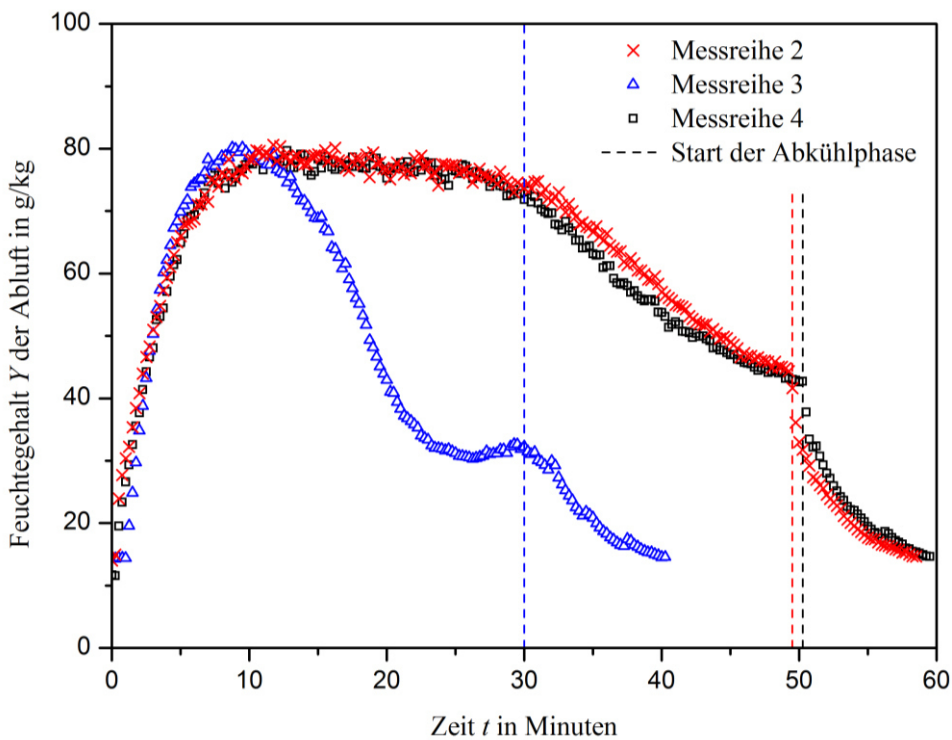


Abbildung 16: Feuchtegehalt der Abluft während der Trocknung.

Abbildung 17 zeigt den über die Geschwindigkeit ermittelten Volumenstrom im Abluftrohr bezogen auf den physikalischen Normzustand. Im Bereich der ersten und zweiten Trocknungsphase liegt der Volumenstrom der Messreihen 3 und 4 auf der gleichen Höhe, der Vo-

lumenstrom der Messreihe 2 leicht darunter. Trotz des kleineren Wäschepostens mit geringerem Volumen und dem damit verbundenen geringeren Strömungswiderstand in der Trommel konnte für die Messreihe 3 kein erhöhter Volumenstrom während der Trocknungsphasen beobachtet werden. Während der Abkühlphase wurde für die Messreihe 3 jedoch der höchste Volumenstrom ermittelt. Der Unterschied der Volumenströme der Messreihen 2 und 4 kann nicht erklärt werden. Der Volumenstrom kann jedoch durch die Steuerung des Trockners beeinflusst werden, welches beim Umschalten zwischen Trocknungs- und Abkühlphase deutlich wird. Zwischen der Aufheiz- und der zweiten Trocknungsphase konnte bei allen Messreihen ein leichter Abfall des Volumenstroms festgestellt werden, der sich durch die steigende Temperatur und die damit verbundene geringere Dichte des Trocknungsmediums begründet. Durch einen geringeren Volumenstrom erhöht sich die Verweilzeit des Trocknungsmediums im Kontakt mit der Wäsche, wodurch sich der im Vergleich etwas höher Feuchtegehalt während der zweiten Trocknungsphase der Messreihe 2 erklären lässt. Insgesamt liegt das Volumen der ausgetragenen Abluft für die Messreihe 2 ohne Berücksichtigung der Abkühlphase bei ca. 614 m^3 , bezogen auf die physikalischen Normbedingungen. Unter Berücksichtigung der Abkühlphase ergibt sich ein Volumen von 847 m^3 unter Normbedingung. Diese Werte sind deutlich geringer als die Herstellerangaben von $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ für den untersuchten Trockner. Die Angaben des Herstellers beziehen sich jedoch nicht auf die Normbedingungen und können durch die hohen Temperaturen von mehr als 100 °C direkt am Anschluss der Abluftleitung am Trockner erklärt werden.

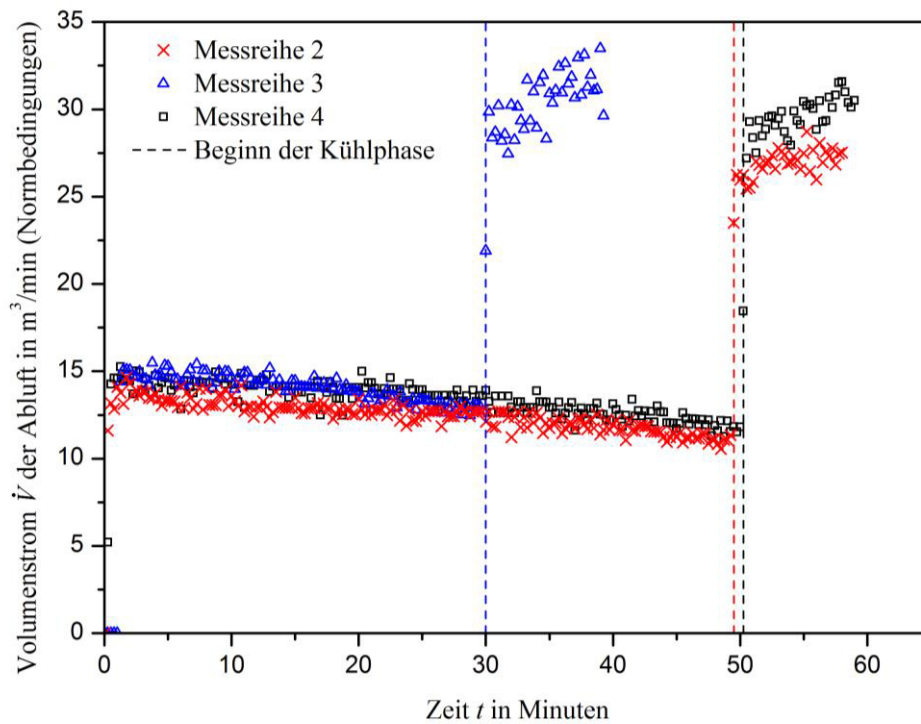


Abbildung 17: Volumenstrom der Abluft (Normbedingungen: $T = 273,15 \text{ K}$; $p = 101325 \text{ Pa}$).

Anhand der Messungen kann über den Volumenstrom und Feuchtegehalt der Abluft die Menge des über die Abluft aus dem Trockner transportierten Wassers bestimmt werden. Für die Messreihe 2 ergibt die Bilanzierung des abgeführten Wassers unter Berücksichtigung der zugeführten Menge über die Frischluft und der in Tabelle 2 aufgeführten Messgenauigkeiten eine Wassermenge von $39,63 \text{ kg} \pm 1,31 \text{ kg}$. Über die Masse des Wäschepostens vor und nach der Trocknung ergibt sich ein Gewichtsunterschied von $38,0 \text{ kg} \pm 0,5 \text{ kg}$. Die Differenz der jeweils über die Abluft und die Masse des Wäschepostens bestimmten Wassermenge beträgt $1,6 \text{ kg} \pm 1,8 \text{ kg}$ und liegt im Bereich der Fehlertoleranz. Nach der in Kapitel 2.1 beschriebenen Theorie des Trocknungsprozesses tritt nach dem Erreichen des hygroskopischen Gleichgewichts zwischen Trockengut und Trocknungsmedium eine dritte Trocknungsphase auf. In Abbildung 18 ist beim Verlauf des Feuchtegehalts keine dritte Trocknungsphase vor dem Abkühlprozess zu erkennen. Eine fehlende dritte Trocknungsphase kann ein Indiz dafür sein, dass der Wassergehalt des hygroskopischen Gleichgewichts im Trockengut während der Trocknung nicht unterschritten wird. Aufgrund der nicht erkennbaren dritten Trocknungsphase und der geringen relativen Luftfeuchtigkeit in der Abkühlphase von ca. 10 % wird die hygroskopische Wasseraufnahme des Wäschepostens vernachlässigt. Nach dem Entladen des Wäschepostens hat dieser immer noch eine erhöhte Temperatur und die Verweilzeit an der

Umgebungsluft bis zum Wiegen ist relativ kurz. Aus diesem Grund wird auch nach der Entladung die hygroskopische Wasseraufnahme vernachlässigt.

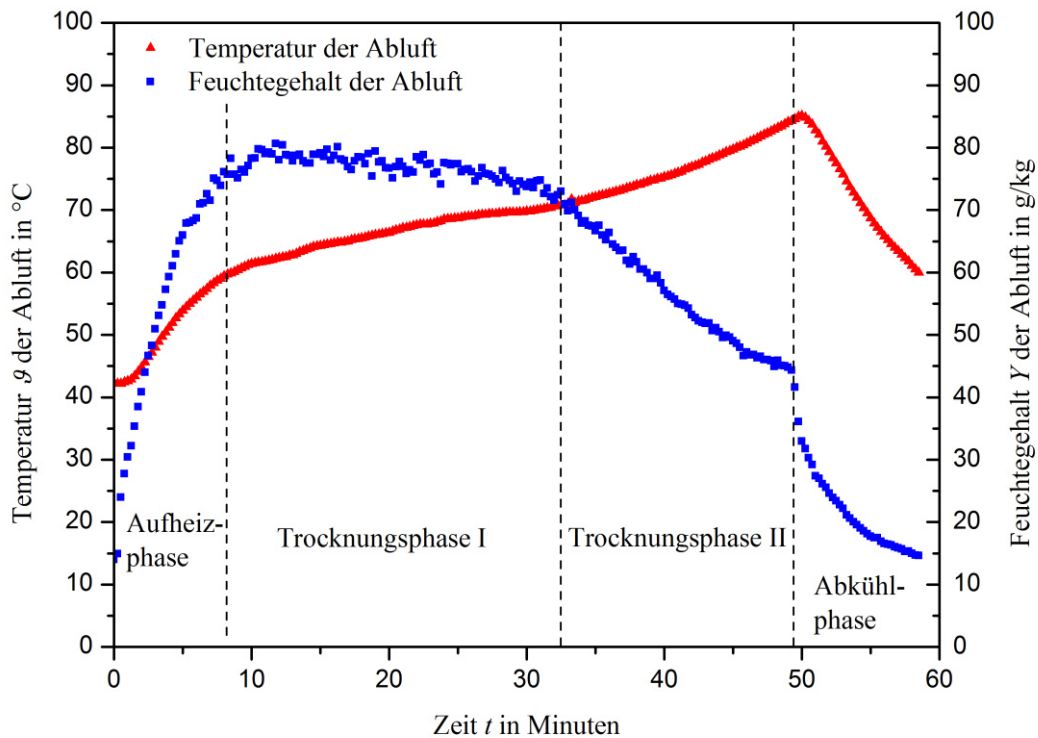


Abbildung 18: Temperatur und Feuchtegehalt der Abluft (Messreihe 2).

Abbildung 19 zeigt den aus den Werten der Messreihe 2 bestimmten Enthalpiestrom der Abluft bis zur Abkühlphase. Laut Plänen der *vermacon GmbH & Co. KG* soll in dieser Phase die Direktkondensation genutzt werden, um Waschwasser zu erwärmen. Während der Trocknungsphase I von Minute 7 bis Minute 33 hat der Enthalpiestrom der Abluft bezogen auf die Umgebungsluft einen mittleren Wert von ca. 54 kW. Die Enthalpie der Abluft und der Umgebungsluft wurde nach Gleichung (4) bestimmt. Über die spezifische Enthalpie und den über die Geschwindigkeitsmessung bestimmten Massenstrom der Abluft kann der Enthalpiestrom bezogen auf die Umgebungsluft berechnet werden. Insgesamt wird durch die Abluft ohne Berücksichtigung der Abkühlphase Energie in Höhe von 136,6 MJ oder ca. 38 kWh ungenutzt an die Umgebung abgegeben. Zur Bestimmung der abgeführten Energie wurde das Integral über die lineare Verbindung der einzelnen Messpunkte bestimmt. Über die Wärmekapazität von Wasser können mit 136,6 MJ theoretisch ca. 880 l Wasser von 18°C auf 55°C erhitzt werden, was ca. 11,8 l Wasser pro kg Trockenwäsche entspricht. Dieser Wert liegt unter den Angaben für den Warmwasserbedarf von 13,5 l/kg der *Füller GmbH & Co. KG*.

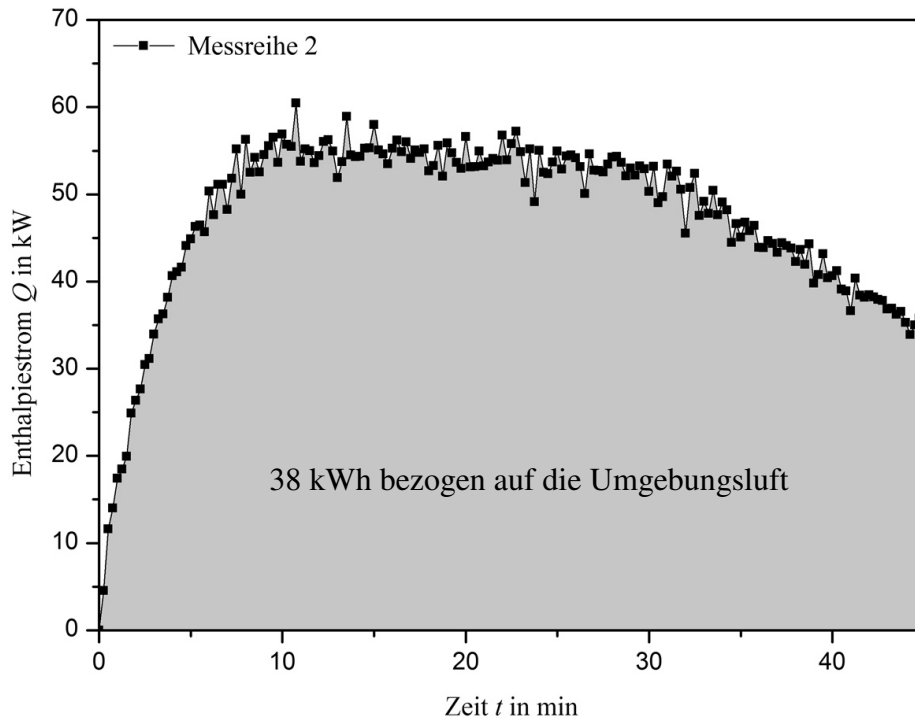


Abbildung 19: Enthalpiestrom der Abluft während des Trocknungsprozesses (Messreihe 2).

3.4 Potenzialanalyse

Die IST-Messung des untersuchten Trockners zeigt, dass während eines Trocknungsprozesses eines der Trocknerauslegung entsprechenden Wäschepostens (vgl. Messreihe 2) ohne Betrachtung der Abkühlphase eine Energiemenge von ca. 38 kWh bezogen auf die Umgebungstemperatur ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird. Über einen geschlossenen Brückenkreislauf kann verhindert werden, dass die Energie über die Abluft ausgetragen wird. Der Prozess der Direktkondensation kann eingesetzt werden, um die Trocknungsluft zu entfeuchten und Warmwasser für die Waschapparate der Wäscherei zu erzeugen.

4 Einsatz der Direktkondensation zur Abwärmenutzung

Bei konventionellen thermischen Konvektionstrocknungsprozessen wird eine große Menge an Energie über die feuchte, erhitzte Abluft ungenutzt an die Umgebung abgegeben. Dies wurde in Kapitel 3 durch Messungen an einem Beispieldrockner belegt. Ein System zur Nutzung dieser Energie sollte einen möglichst geringen Investitions- und Materialaufwand und möglichst hohe Effizienz besitzen. Eine naheliegende Lösung scheint zunächst der Einsatz von Luft-Luft-Wärmeübertragern zu sein, wie in Kapitel 2.3 beschrieben, um über die abgeführte Abluft indirekt die Frischluft zu erwärmen. Die Investitionskosten für einen Luft-Luft-Wärmeübertrager sind relativ gering, allerdings ist auch die Effizienz durch geringe Wärmeübertragungskoeffizienten niedrig [Krokida 2004].

Abluft und Frischluft haben bezogen auf die trockene Luft den gleichen Massenstrom. Da die feuchte, warme Abluft eine deutlich höhere Enthalpie besitzt als die Frischluft mit geringerem Feuchtegehalt, kann nur die fühlbare und nicht die latente Wärme auf die Frischluft übertragen werden. Bei Flüssig-Gas-Wärmeübertragern kann hingegen mit höheren Wärmeübertragungskoeffizienten und hoher Wärmekapazität des Wassers auch die latente Wärme der Abluft zur Erwärmung des Wassers eingesetzt werden.

Ein Problem bei indirekten Wärmeübertragern ist die Entstehung von Verschmutzungen, sogenanntem Fouling, an den Wärmeübertragungsflächen. Bei Trocknungsprozessen ist die Abluft oft mit Fasern oder Partikeln beladen; bei der Trocknung von gewaschenen Textilien können zusätzlich Rückstände der Waschmittel mitgeführt werden. Die Verschmutzung der Wärmeübertragungsflächen führt zu Effizienzeinbußen, wodurch eine regelmäßige Reinigung notwendig ist.

Das **Prinzip des Direktkondensators** ist vergleichbar mit einem Blasensäulenreaktor, sodass in diesem Kapitel zu Beginn die Theorie der Blasensäule kurz aufgezeigt wird.

4.1 Theorie der Blasensäule

Ein Blasensäulenreaktor besteht aus einem mit einem Fluid gefüllten Behälter, durch den ein zweites Fluid mit geringerer Dichte z. B. Gas geleitet wird (vgl. Abbildung 20). Dabei besteht zwischen den zwei Phasen ein direkter Kontakt, und es treten Stoff- und Wärmeströme auf. Der Strömungszustand in der Blasensäule hängt vom Behälterdurchmesser D und der Leerrohrgeschwindigkeit u_g ab. Die Gasleerrohrgeschwindigkeit kann über den Behälterdurchmesser und dem Gasvolumenstrom nach

$$u_g = \dot{V}_g \cdot \left(\pi \frac{D^2}{4} \right)^{-1} \quad (11)$$

berechnet werden. Abbildung 21 zeigt die verschiedenen Strömungsbereiche abhängig vom Durchmesser und der Leerrohrgeschwindigkeit. Die technisch relevanten Bereiche sind dabei die homogene und heterogene Blasenströmung. Im homogenen Bereich liegt eine enge Verteilung der Blasengrößen vor und die Blasen sind gleichmäßig über den Behälterquerschnitt verteilt. Durch eine Erhöhung der Leerrohrgeschwindigkeit entsteht eine stark turbulente Strömungsstruktur und es kommt zur Bildung von Großblasen und Zirkulationsströmungen. Bei geringen Behälterdurchmessern kann eine Kolbenblasenströmung entstehen, bei der Großblasen mit Größen im Bereich des Behälterdurchmessers auftreten [Shah 1982]. Durch die Bildung von Großblasen sinkt die volumenspezifische Phasengrenzfläche a , die einen großen Einfluss auf den auftretenden Wärme- und Stofftransport zwischen den Phasen hat [Kantarci 2005].

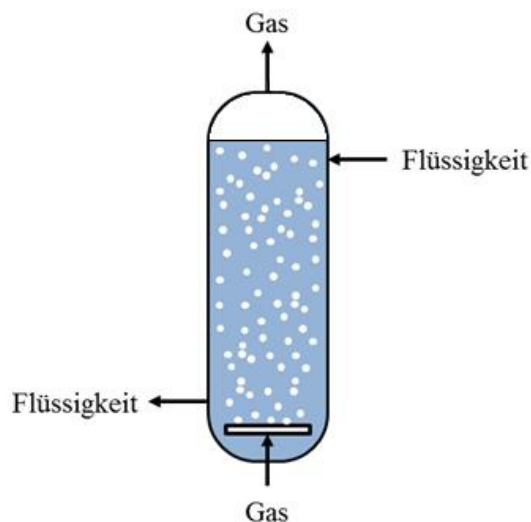


Abbildung 20: Schematische Darstellung eines Blasensäulenreaktors.

Die Gasbeladung ε_g der Blasensäule beschreibt das Verhältnis des Gasvolumens zum Volumen der mit Gas durchströmten Flüssigkeitsschicht. Es gilt:

$$\varepsilon_g = \frac{V_g}{V_g + V_l} \quad (12)$$

Durch eine Messung der Höhe der Flüssigkeitsschicht in der Blasensäule mit und ohne Gasstrom kann die Gasbeladung experimentell leicht bestimmt werden. Ist eine Messung in

der Blasensäule nicht möglich, kann die Gasbeladung über die Leerrohrgeschwindigkeit und Materialeigenschaften der zwei Phasen über

$$\frac{\varepsilon_G}{(1 - \varepsilon_G)^4} = 0,14 u_g \left(\frac{\rho_l^2}{\sigma_l (\rho_l - \rho_g) g} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot \left(\frac{\rho_l^2 \sigma_l^3}{\eta_l^4 (\rho_l - \rho_g) g} \right)^{\frac{1}{24}} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{\frac{5}{72}} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

abgeschätzt werden [Mersmann 1978]. Für geringe Gasbeladungen ($\varepsilon_g < 0,14$) gilt nach Akita und Yoshida [Akita 1973]:

$$\frac{\varepsilon_g}{(1 - \varepsilon_g)^4} = 0,20 \left(\frac{g D^2 \rho_l}{\sigma_l} \right)^{\frac{1}{8}} \left(\frac{g D^3}{\nu_l^2} \right)^{\frac{1}{12}} \left(\frac{u_g}{\sqrt{g D}} \right). \quad (14)$$

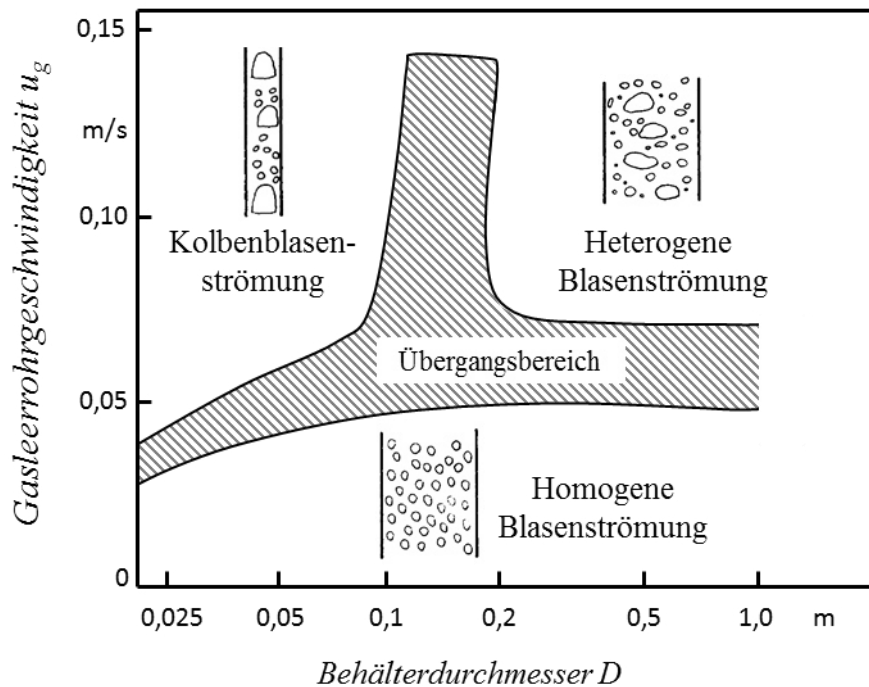


Abbildung 21: Strömungsbereich in einer Blasensäule [nach Shah 1982].

Für den Übergangsbereich gilt nach Reilly et al. [Reilly 1994]:

$$\varepsilon_g (1 - \varepsilon_g) = 0,588 \cdot \sigma_l^{0,24} \cdot B^{1,5} \sqrt{\frac{\rho_g^{0,96} \sigma_l^{0,1}}{\rho_l}}; \quad B = 4 \dots 6. \quad (15)$$

Die Gleichungen zur Abschätzung des Gasgehalts nach Gleichung (13) und (14) zeigen, dass dieser durch eine Steigerung der Gasleerrohrgeschwindigkeit erhöht werden kann. Bei höheren Leerrohrgeschwindigkeiten steigt jedoch auch die Anzahl und Größe der gebildeten

Großblasen (vgl. Abbildung 21), wodurch die Phasengrenzfläche sinkt. Abbildung 22 zeigt eine Aufstellung verschiedener Untersuchungen zur Phasengrenzfläche in Abhängigkeit der Leerrohrgeschwindigkeit. Die Verläufe zeigen, dass der Anstieg der Phasengrenzfläche bei hohen Leerrohrgeschwindigkeiten geringer ausfällt. Dies deckt sich mit neueren Ergebnissen von Inaba et al. [Inaba 2002].

Der Sauterdurchmesser d_{32} kann mit der Oberflächenspannung der Flüssigkeit σ_l über

$$d_{32} = 1,8 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_l}{(\rho_l - \rho_g) \cdot g}} \quad (16)$$

berechnet werden [Mersmann 1977]. Die volumenspezifische Phasengrenzfläche berechnet sich mit der Gasbeladung ε_g und dem Sauterdurchmesser d_{32} nach [Mersmann 1977]:

$$a = \frac{6(1 - \varepsilon_g)}{d_{32}} \quad (17)$$

Für industrielle Blasenreaktoren liegt die erreichte Phasengrenzfläche bei Gasbeladungen $\varepsilon_g < 0,4$ in einem Bereich von 50 bis 500 m^2/m^3 [Trambouze 2004]. Bei einer geringen Gasbeladung ($\varepsilon_g < 0,14$) kann die Phasengrenzfläche nach Akita und Yoshida über den Behälterdurchmesser D , die Gasbeladung ε_g , der Gravitationsbeschleunigung g und Stoffeigenschaften der Flüssigkeit nach

$$a D = \frac{1}{3} \left(\frac{g D^2 \rho_l}{\sigma_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{g D^3 \rho_l}{\nu_l^2} \right)^{0,1} \cdot \varepsilon_g^{1,13} \quad (18)$$

berechnet werden [Akita 1974].

Der bestimmende Transportvorgang in der Gasblase kann über die mit dem Behälterdurchmesser D und der Relativgeschwindigkeit u_{rel} gebildeten Péclet-Zahl (Pe -Zahl) nach

$$Pe = \frac{u_{\text{rel}} D}{D_g} \quad (19)$$

beschrieben werden [Diboun 1967]. Der Diffusionskoeffizient D_g in der Gasphase lässt sich mit der Leerrohrgeschwindigkeit u_g über

$$D_g = 50 \cdot D^{1,5} \left(\frac{u_g}{\varepsilon_g} \right)^3 \quad (20)$$

ermitteln [Mangartz 1980]. Die Relativgeschwindigkeit kann bei Blasensäulen ohne Strömung der Flüssigkeit konservativ über die Aufstiegs geschwindigkeit der größten stabilen Einzelblase nach

$$u_{rel} \approx u_b = 1,24 \cdot \sqrt[4]{\frac{(\rho_l - \rho_g) \cdot g \cdot \sigma_l}{\rho_l^2}} \quad (21)$$

abgeschätzt werden [Mendelson 1967]. Bei strömender Flüssigkeit steigt die Relativgeschwindigkeit. Auch die Bildung von Großblasen führt zu einer Erhöhung der Aufstiegs geschwindigkeit, sodass die Aufstiegs geschwindigkeit bei der heterogenen und der Kolbenblasenströmung höher sein kann [Wezorke 1988]. Bei einer hohen Pe -Zahl wird der Stofftransport in der Gasblase durch Konvektion bestimmt, bei kleinen Pe -Zahlen überwiegt die Diffusion.

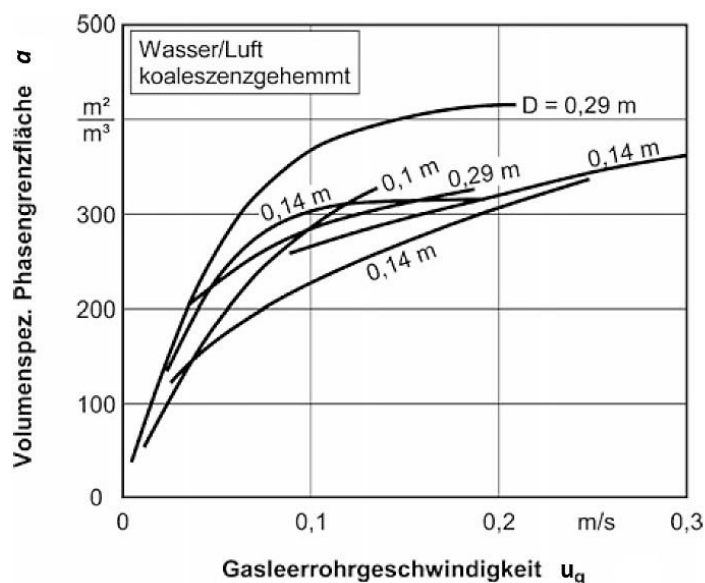


Abbildung 22: Volumenspezifische Phasengrenzfläche basierend auf einer Zusammenstellung von Ergebnissen in Shah et al. 1982 [Kraume 2002].

Die gängigen Korrelationen zur Beschreibung des Stofftransports in der Blasensäule eignen sich nicht für die Betrachtung der Direktkondensation, da die Kondensation von Wasserdampf in Luft nicht durch den Konzentrationsgradienten, sondern durch das Erreichen der Taupunkttemperatur bestimmt wird. Es besteht somit eine direkte Kopplung zwischen dem Wärmetransport und der Menge an kondensierter Luftfeuchte. Modelle zum Wärmetransport wurden von Narayan et al. und Tow und Lienhard entwickelt [Narayan 2013; Tow 2014]. Sie

basieren auf der Beschreibung des Wärmetransfers über den latenten Wärmestrom Q_{latent} und den Strom der fühlbaren Wärme $Q_{\text{fühlbar}}$ nach

$$Q_{\text{gesamt}} = Q_{\text{latent}} + Q_{\text{fühlbar}} \quad (22)$$

in einer mit feuchter Luft durchströmten Wasserschicht, die über eine Kühlpule gekühlt wird.

4.2 Stand der Technik der Direktkondensation

Die Theorie der Direktkondensation von reinen Dämpfen ist in der Literatur beschrieben [Tian 2010; Gulawani 2009; Kar 2007]. Die Direktkondensation wird z. B. für die Sicherheit von nuklearen Kraftwerken relevant, wenn Wasserdampf abgelassen werden muss [Youn 2003; Celata 1986]. Durch nicht kondensierende Gase im Gas-Dampf-Gemisch nimmt der Wärmeübertragungskoeffizient bei Filmkondensation von Dämpfen an einer gekühlten Oberfläche stark ab [Oh 2006; Li 2011; Tang 2012], wodurch auch bei der Direktkondensation ein negativer Einfluss der nicht kondensierbaren Gase auf die übertragene Wärme erwartet werden kann.

Kar et al. haben in ihrer Arbeit den Wärmetransport zwischen einer Dampfblase und Flüssigkeit für Hexan untersucht [Kar 2007]. Dabei haben sie herausgefunden, dass die nach Ranz und Marshall [Ranz 1952] berechneten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mindestens eine Größenordnung kleiner sind, als für die Direktkondensation experimentell von Terasaka et al. ermittelt [Terasaka 1999]. Zur Bestimmung des Wärmetransports bei der Direktkondensation muss ein zusätzlicher Wärmeübergangskoeffizient α_{direkt} für den direkten Kontakt der Phasen berücksichtigt werden. Der gesamte Wärmeübergangskoeffizient U steigt durch den Einfluss des direkten Kontakts und kann über

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_{\text{direkt}}} + \frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{Kond}}} + \frac{1}{\alpha_l} \quad (23)$$

bestimmt werden. Die Koeffizienten α_g und α_l beschreiben den Wärmeübergang durch Konvektion in der gasförmigen und flüssigen Phase. λ_{Kond} ist die Wärmeleitfähigkeit der entstehenden Kondensatschicht mit der Dicke δ . Der Wärmestrom durch den Effekt der Direktkondensation kann über die Relativgeschwindigkeit zwischen der Dampfblase und der Flüssigkeit u_{rel} , der Verdampfungsenthalpie Δh_v und der Dichte des Dampfes ρ_D bei der Flüssigkeitstemperatur nach:

$$\alpha_{\text{direkt}}(T_D - T_l) = u_{\text{rel}} \Delta h_v \rho_D \quad (24)$$

berechnet werden. T_D ist die Temperatur des in die Flüssigkeit eintretenden Dampfes und T_1 die Temperatur der Flüssigkeit. Die Relativgeschwindigkeit berechnet sich mit den Parametern des Dampfes an der Einlassdüse und dem Blasendurchmesser d_B über:

$$u_{rel} = \frac{\rho_n u_n d_n^2}{4 \rho_D d_B^2}. \quad (25)$$

Die Dichte des Dampfes ρ_n und die Geschwindigkeit u_n liegen in der Düse mit dem Austrittsdurchmesser d_n vor. [Kar 2007]

Narayan et al. haben ein Modell entwickelt, um den Wärmeübergang zwischen Blasen aus feuchter Luft und Wasser zu bestimmen [Narayan 2013]. Dabei werden die übertragene latente und fühlbare Wärme getrennt betrachtet. In Abbildung 23 ist das verwendete Modell der Wärmeübergangswiderstände dargestellt, wobei Q_{cond} für die durch Kondensation übertragene latente Wärme an der Phasengrenzfläche steht. Die Ergebnisse von Narayan et al. zeigen einen linearen Zusammenhang zwischen dem Molanteil des Wassers in der feuchten Luft und dem gemessenen gesamten Wärmestrom.

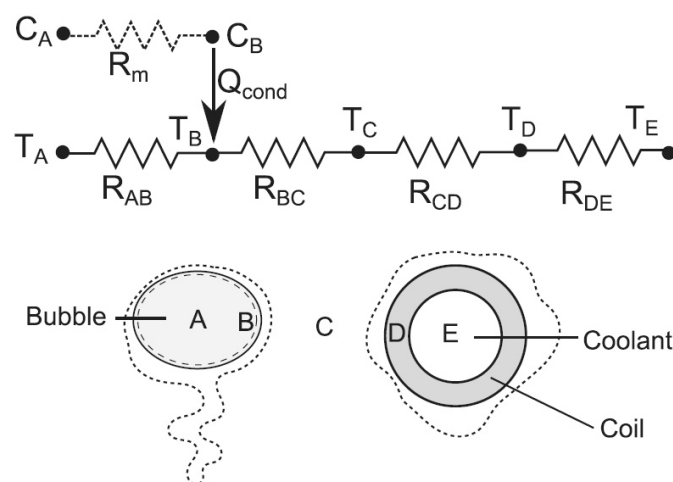


Abbildung 23: Widerstandsmodell des Wärmetransports bei feuchter Luft [Tow 2014].

Curtius beschreibt in der Offenlegungsschrift DE 102010024751 einen Wärmeübertrager zur Übertragung von Wärme aus dampfhaltiger Abluft auf eine Waschflüssigkeit [Curtius 2010a]. Dampfhaltige Abluft wird, wie in Abbildung 24 dargestellt, in mehrere Stufen im direkten Kontakt der Phasen durch eine Flüssigkeitsschicht geleitet. Durch das Einblasen der Abluft entsteht eine Gas-Flüssigkeits-Schicht, in der die Wärmeübertragung stattfindet. Die einzelnen Stufen sind miteinander verbunden, sodass die Flüssigkeit in Reihe durch die Stufen flie-

ßen und das Kondensat abtransportiert werden kann. Zusätzlich wird in der Offenlegungsschrift die Möglichkeit genannt, durch die Einrichtung eines Waschflüssigkeitskreislaufs die thermische Energie indirekt über eine zusätzliche Wärmeübertragungseinheit auszutragen. Der in der Offenlegungsschrift DE 10 2010 024 751 genannte erste Patentanspruch lautet wörtlich:

„1. Austauscher zur Entnahme von Wärme von dampfhaltiger Abluft, welche von Trenn- und Trocknungsanlagen des produzierenden Gewerbes abgeleitet wird, im Austausch mit einer Waschflüssigkeit (3, 26) z. B. H₂O, **dadurch gekennzeichnet**, dass Rohrleitungen (4, 27) an, die Waschflüssigkeit aufnehmenden Stufen (1, 1', 22, 23, 24, 25) für dampfhaltige Abluft zu deren Austausch mit der Waschflüssigkeit (3, 26) und für die Entnahme von Wärme, direkt gas/flüssig, vorgesehen sind.“ [Curtius 2010a, S. 12]

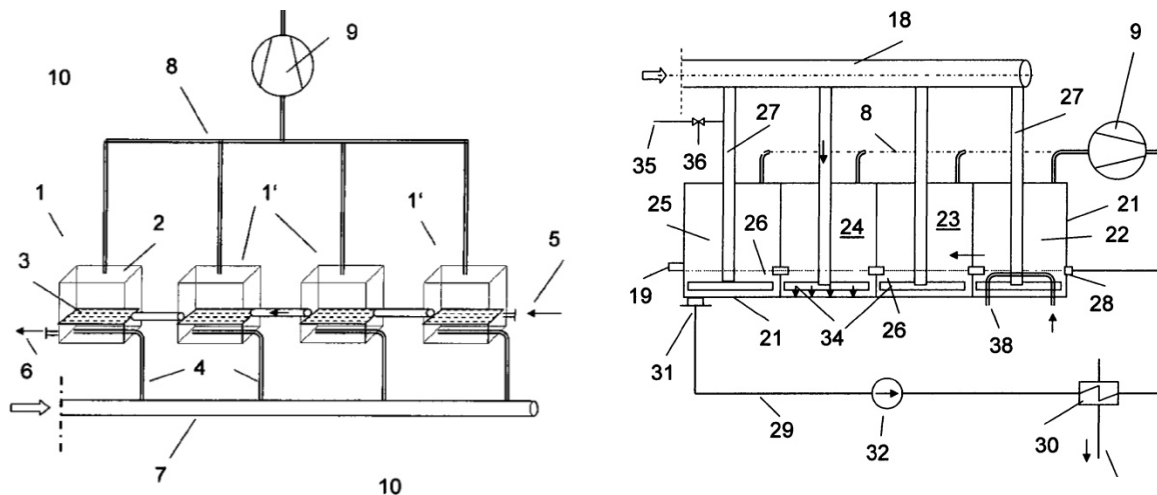


Abbildung 24: Mehrstufiger Wärmeübertrager zur Behandlung von feucht-warmer Abluft mit und ohne Kreislaufführung [Curtius 2010a].

Eine Nutzung der Wärme von feucht-warmer Abluft über mehrere Stufen und der Einfluss des Taupunktes auf die Enthalpie der feuchten Luft wird im Branchenleitfaden für die Papierindustrie (Ausgabe 2008) vorgestellt [Arbeitsgemeinschaft Branchenenergiekonzept Papier 2008]. Abbildung 25 zeigt ein beispielhaftes System der Voith GmbH für die Behandlung von feucht-warmer Haubenabluft in der Papierherstellung. Neben der Maschinenzuluft zur Trocknung der Papierbahnen, kann über die Wärmeübertragungseinheiten Prozesswasser erwärmt werden [Voith 2015]. Eine genauere Beschreibung des Systems befindet sich in der Offenlegungsschrift DE 10 2009 000 753, wobei die einzelnen Wärmeübertrager nicht genauer beschrieben sind [Voith 2010].

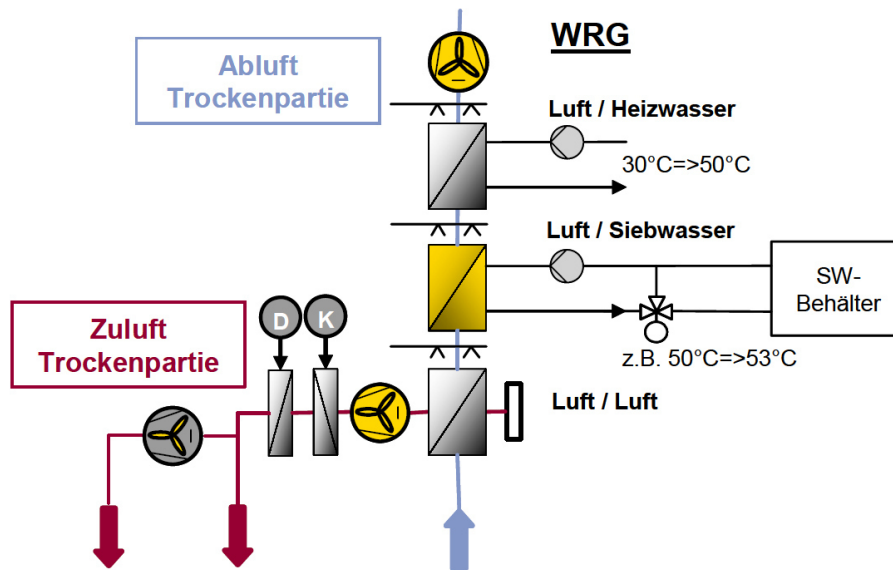


Abbildung 25: Wärmerückgewinnungssystem zur Ausnutzung der Energie der Abluft [Arbeitsgemeinschaft Branchenenergiekonzept Papier 2008, S. 67; Voith 2015].

Ein weiteres System mit einem Wärmeübertrager zum direkten Austausch von Wärme zwischen dampfhaltiger Abluft und einer Flüssigkeit wird in der Offenlegungsschrift DE 10 2010 024 750 beschrieben [Curtius 2010b]. Eine Skizze des Systems ist in Abbildung 32 dargestellt. Der erste Patentanspruch dieser Veröffentlichung lautet wörtlich:

„1. Austauscher zur Trennung von Kondensat von dampfhaltiger Abluft, welche von Trenn- und Trocknungsanlagen des produzierenden Gewerbes abgeleitet wird, in Trennstufen im direkten Austausch der dampfhaltigen Abluft mit einer Waschflüssigkeit z. B. H₂O, dadurch gekennzeichnet, dass ein Überlauf zur Trennung des Kondensates von der Waschflüssigkeit vorgesehen ist.“ [Curtius 2010b, S. 11]

Vergleichbar mit dem System aus Abbildung 24 wird die dampfhaltige Abluft in eine Flüssigkeitsschicht eingeblasen. Das bei der Abkühlung der Abluft anfallende Kondensat wird über eine Überlauföffnung abgeführt. Das System kann aus mehreren Übertragungsstufen bestehen und wie in der Offenlegungsschrift DE 10 2010 024 751 wird die Möglichkeit eines Flüssigkeitskreislaufs zur Abführung der Wärme genannt. Die im Wärmeübertrager behandelte Abluft kann der vorhandenen Trocknungseinrichtung im Kreislauf wieder zugeführt und über die zurückgeführte Luft der Feuchtegehalt im Trocknungsmedium der Anlage verändert bzw. erhöht werden. Das anfallende Kondensat kann je nach Anforderungen an die Reinheit für nasse Behandlungsstufen verwendet werden.

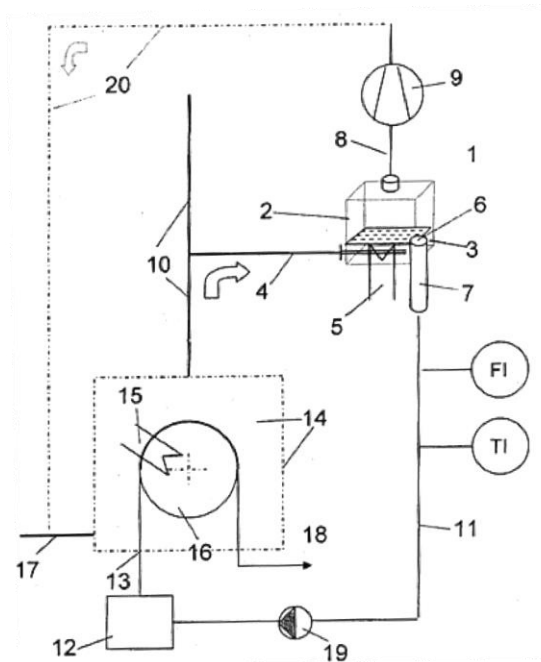


Abbildung 26: Trennung von Kondensat von dampfhaltiger Abluft aus Trenn- und Trocknungsanlagen [Curtius 2010b].

In der Offenlegungsschrift DE 10 2013 010 616 wird ein Verfahren zur Übertragung von Abluftwärme durch Direktkondensation speziell für einen Trockner für Textilien beschrieben [Curtius 2014]. Dabei zirkuliert die Trocknungsluft in einem Kreislauf mit einer Entlastungsöffnung für das Anlagenvolumen und wird im direkten Kontakt mit der Kühlflüssigkeit abgekühlt. Dabei tritt beim Erreichen der Taupunkttemperatur eine teilweise Kondensation der Luftfeuchtigkeit auf. Die teilweise entfeuchtete Luft wird dem Umluftstrom des Trockners anschließend wieder zugeführt. Eine Skizze des Systems ist in Abbildung 27 dargestellt. Der erste Patentanspruch der Offenlegungsschrift DE 10 2013 010 616 lautet wörtlich:

„1. Verfahren zur Gewinnung von Energie aus Trocknern (1) für Wäsche in Wäschereien, in welchen Energie zur Verdampfung von Wasser, H_2O über eine Heizstufe für gasförmige Medien zugeführt wird und Dampf des Wassers zur Erwärmung von Wasser kondensiert wird, bestehend aus einer im Saugzug geführten Umluftführung (5) über einen Ventilator (3) und eine Heizstufe (4) mit einer Entlastungsöffnung (6) für das Anlagen-Volumen V (m^3), **dadurch gekennzeichnet**, dass unter Verwendung des Wassers, H_2O als Wärmeträger der durch die Verdampfung entstehende Partialdruck P_{H_2O} in dem Anlagen-Volumen V entsprechend Gleichung (1) $p_{H_2O} = m_{H_2O} \times R_{H_2O} \times T/V$ steigt, eine Erhöhung der Kondensationstemperatur des Dampfes in dem Volumen V eintritt und Energie zur

Erwärmung von Wasser (13) über einen Kondensator (7) in mehr als einer Trennstufe gas/flüssig in einem Kühlkreislauf (2), angebunden an das Volumen V, abgezogen wird.“ [Curtius 2014, S. 12]

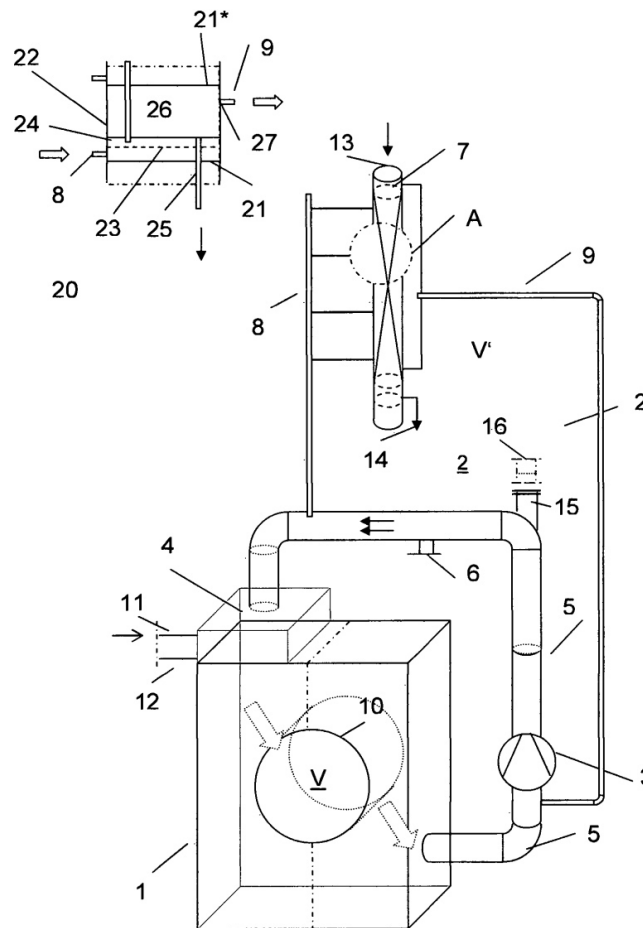


Abbildung 27: System zur Entfeuchtung der im Kreislauf geführten Trocknungsluft und Erwärmung von Waschwasser über die Wärmeübertragung im direkten Kontakt der Phasen [Curtius 2014].

Ein System zur teilweisen Nutzung der in Abluft enthaltenen fühlbaren und latenten Energie wurde bereits 1986 von Kolev et al. vorgestellt [Kolev 1986]. Dabei wird eine im Kreislauf geführte Flüssigkeit im Gegenstrom mit heißen Abgasen in einer Füllkörperschüttung oder einer geeigneten Packung im direkten Kontakt der Phasen erwärmt. Unter den untersuchten Packungen wurde für eine Wabenstruktur der geringste Druckverlust bestimmt [Kolev 1993]. In einem indirekten Wärmeübertrager wird die Wärme der im Kreislauf geführten Flüssigkeit an eine andere Flüssigkeit (z. B. H₂O) abgegeben. Das System wird als Contact Economizer System (CES) bezeichnet und in zwei verschiedenen Ausführungen (1. und 2. Generation), wie in Abbildung 28 dargestellt, verwendet [Kolev 2001a; Kolev 2001b; Semkov 2014]. Der CES der ersten Generation besteht aus einer Wärmeübertragungsstufe in der die im Kreislauf geführte Flüssigkeit durch heiße Abgase in einer Füllkörperschüttung oder Packung erwärmt

und die Wärme anschließend über einen indirekten Wärmeübertrager (flüssig-flüssig) ausge-
tragen wird. Beim CES der zweiten Generation wird die warme Abluft nach der ersten mit
dem CES der ersten Generation identischen Stufe in eine zweite Stufe mit Füllkörpern oder
einer Packung geleitet. Dort wird im direkten Kontakt Wasser erwärmt, das anschließend in
einer dritten Stufe zur Vorwärmung und Befeuchtung von Luft für Verbrennungsprozesse,
ebenfalls im direkten Kontakt der Phasen, in einer ähnlichen Stufe eingesetzt wird. Der Kreis-
lauf der Flüssigkeit in der ersten Stufe und das Wasser in der zweiten und dritten Stufe sind
dabei räumlich voneinander getrennt und treten in keinen direkten Kontakt. Das System wur-
de als Bulgarisches Patent (Reg. Nr. 77784) veröffentlicht [Kolev 1987].

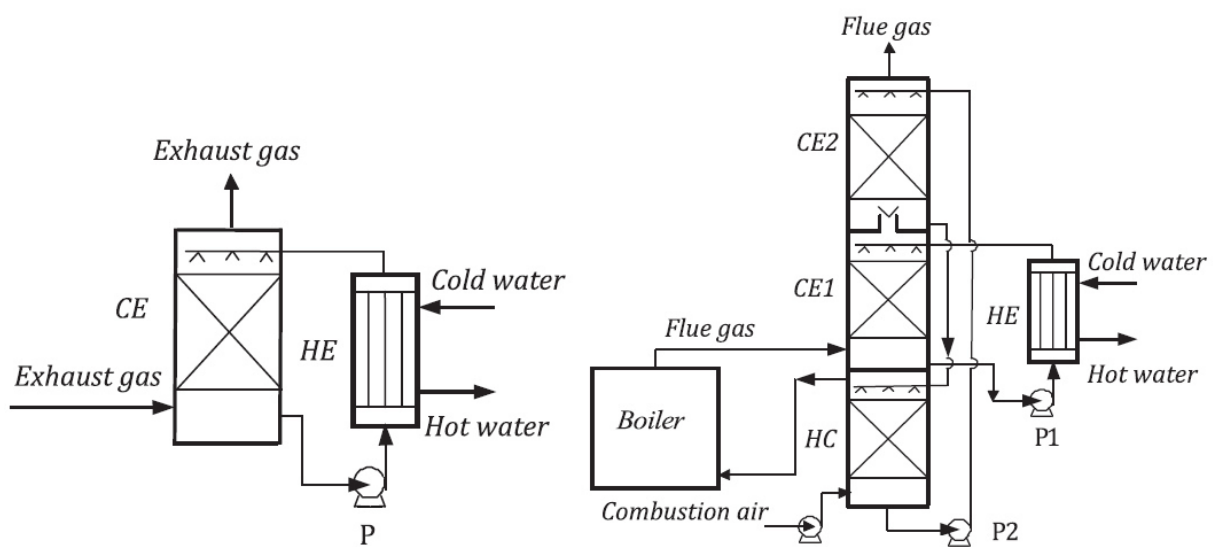


Abbildung 28: Contact Economizers System (CES) der ersten und zweiten Generation [Semkov 2014].

Ein mit dem CES vergleichbares System ist der von *Thermal Energy International Inc.* ver-
triebene *FLU-ACE®*. Dabei wird die feucht-warme Abluft von unten in eine Packungskolon-
ne geleitet und kommt dort in direkten Kontakt mit Wasser, das oberhalb der Packung einge-
sprüht wird. Durch die Abkühlung der feuchten Luft kondensiert ein Teil der Luftfeuchte,
sodass die latente Wärme auf das eingespritzte Wasser übertragen wird. Das erhitzte Wasser
kann entweder direkt für die Warmwasserversorgung genutzt oder wie beim CES im Kreis-
lauf geführt werden, wobei die Wärme über indirekte Wärmeübertrager abgeführt wird. Ab-
bildung 29 zeigt zwei Darstellungen des Systems. Laut Hersteller kann das System z. B. zur
Behandlung von Abluft aus Kesseln, Kraft-Wärmekopplungsanlagen, Trocknern und Ver-
brennungsanlagen eingesetzt werden [Thermal Energy 2015].

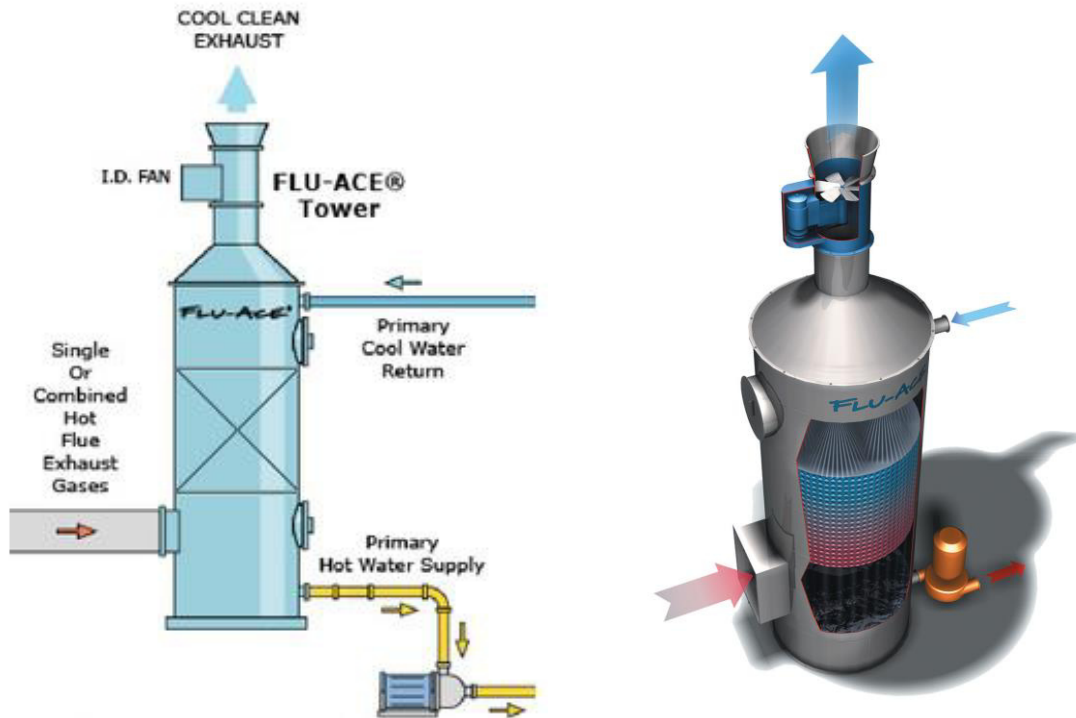


Abbildung 29: FLU-ACE® Wärmerückgewinnungssystem von Thermal Energy International Inc. [Thermal Energy 2015].

Ein Wärmerückgewinnungssystem ohne Füllkörper oder Packungen wird von der Firma *Direct Contact LLC* (DCLLC) angeboten. Eine Skizze des Systems ist in Abbildung 30 dargestellt. Das Wasser wird in einen heißen Abluftstrom gesprüht und dadurch erhitzt. Wird der Taupunkt der Luft erreicht, kommt es zur Teilweisen Kondensation der Luftfeuchtigkeit. Durch die eine Verringerung der Tropfendurchmesser kann die Phasengrenzfläche zwischen der Abluft und des Wassers vergrößert werden. Die unterhalb des Gasauslasses aufgefangene erwärmte Flüssigkeit kann, wie bei dem System FLU-ACE®, direkt oder indirekt genutzt werden.

In der US-amerikanischen Offenlegungsschrift US 2014 0262145 wird ein System beschrieben, in dem ein heißer Abluftstrom mit teilweiser Kondensation der beinhaltenen Feuchte gekühlt und eine Prozessflüssigkeit indirekt erwärmt wird [Carson 2014]. Eine Skizze des Systems ist in Abbildung 31 dargestellt. Die heiße Abluft wird in den unteren Teil einer Wärmeübertragungsstufe geleitet und am Eingang durch ein Flüssigkeitsspray gekühlt und gesättigt (vgl. Abbildung 31, Punkt 26). Anschließend strömt das Gas senkrecht nach oben und passiert Wärmeübertragungsrohre (48), durch die eine kalte Prozessflüssigkeit fließt. Über den Wärmeübertragungsrohren wird eine Flüssigkeit eingesprüht, die die Wärmeübertragungsflächen benetzt und im Gegenstrom zum aufsteigenden Gas fließt. Die Benetzung der Oberfläche mit

einer möglichst geringen Schichtdicke führt zur Maximierung des Wärmetransports durch die Reduzierung des thermischen Widerstands. Die feucht-warme Abluft wird durch den direkten Kontakt mit der eingesprühten Flüssigkeit und den Wärmeübertragungsflächen gekühlt. Bei Unterschreitung der Taupunkttemperatur tritt eine teilweise Kondensation der Abluftfeuchte auf. Die Benetzungsflüssigkeit wird im Kreislauf geführt und besteht zu einem Anteil aus dem Kondensat der Abluftfeuchte. Eine Optimierung des Systems kann über die Temperatur und die Menge der eingesprühten Kontaktflüssigkeit und die dadurch bestimmten Dicke des Flüssigkeitsfilms auf den Wärmeübertragungsflächen durchgeführt werden. In der Offenlegungsschrift wird außerdem die Möglichkeit einer Mehrstufigen Ausführung genannt. Die am Boden der Einheit gesammelte erwärmte Flüssigkeit wird über eine Pumpe zu den Einsprühöffnungen im oberen Teil transportiert. Um ihre Temperatur zu reduzieren, ist eine indirekte Wärmeübertragung mit der durch die Wärmeübertragungsrohre fließenden, kühlen Prozessflüssigkeit möglich. Am oberen Ende der Wärmeübertragungsstufe verhindert ein Tropfenabscheider den Austrag von Flüssigkeit durch den Gasstrom.

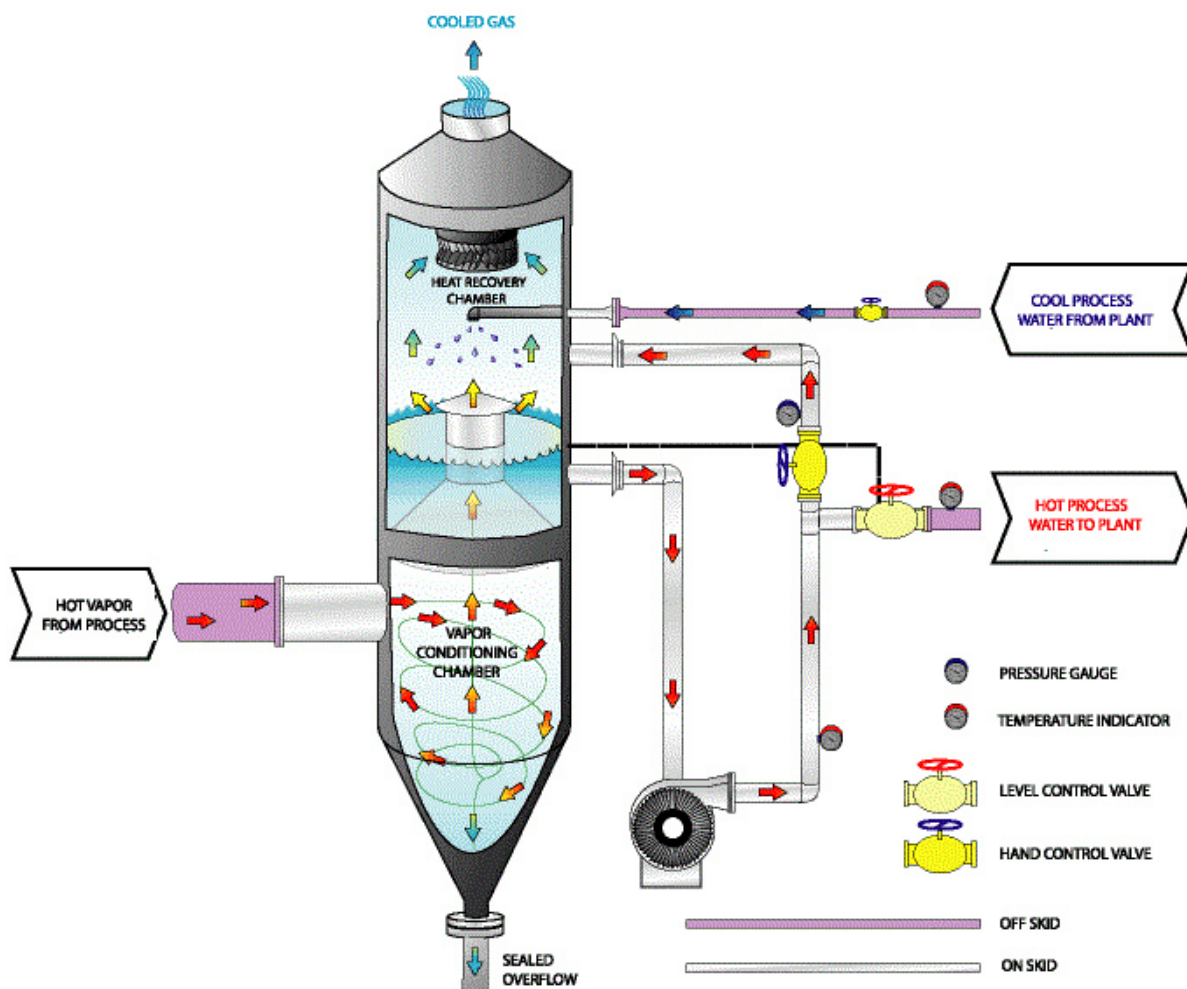


Abbildung 30: DCLLC Wärmerückgewinnungs-System [DCLLC 2015]

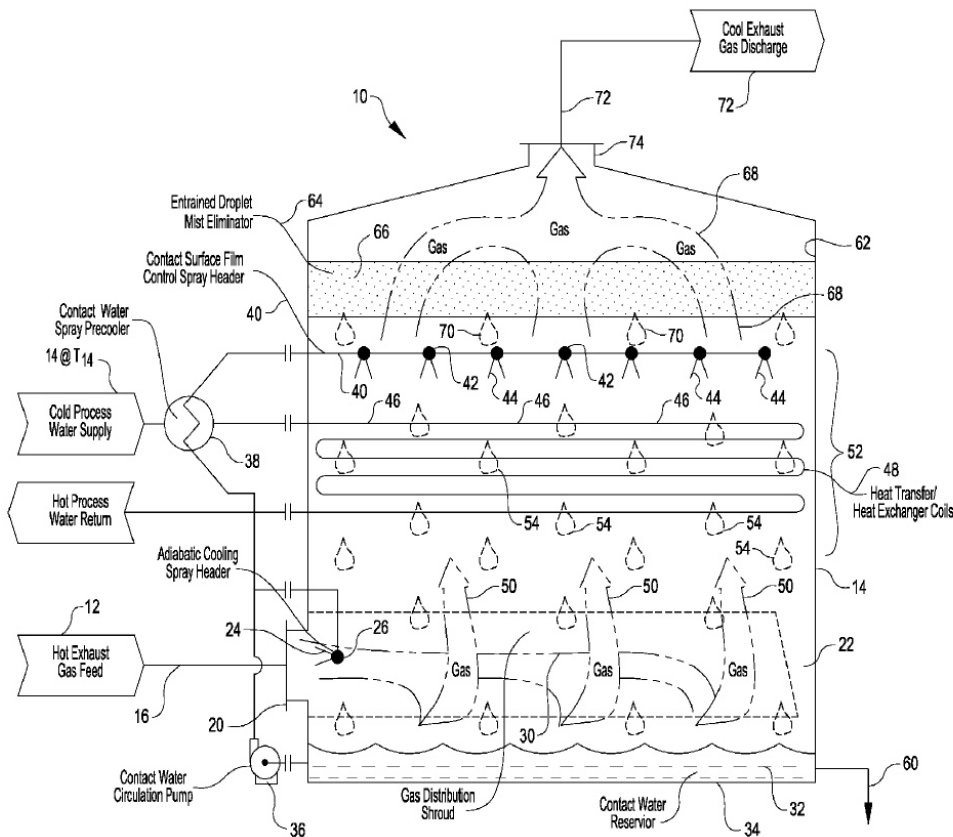


Abbildung 31: System zur verbesserten Wärmeübertragung durch eine Benetzung der Wärmeübertragungsfläche mit einer Flüssigkeit [Carson 2014].

4.3 Das Prinzip der Direktkondensation mit Brüdenkreislauf zur Nutzung der Abluftabwärme eines Textiltrockners

Alternativ zu indirekten Wärmeübertragern kann zur Nutzung der Abluftabwärme bei Trocknungsprozessen die Direktkondensation mit Brüdenkreislauf eingesetzt werden. Dabei kommt die Trocknungsluft in direkten Kontakt mit einer Kühlflüssigkeit und es sind keine zusätzlichen Wärmeübertragungsflächen notwendig. Durch die direkte Wärmeübertragung kann der Material- und Investitionsbedarf gesenkt werden und es besteht keine Gefahr des Foulings. Das Prinzip basiert auf bekannten Verfahren der Direktkondensation [Gulawani 2009; Kar 2007] und wird von der *vermacon GmbH & Co. KG* in einer Modifikation angewendet [Curtius 2010], die für den Einsatz bei Wäschetrocknern angepasst wurde [Curtius 2013].

Dabei wird die Energie der Trocknungsluft nach dem Kontakt mit den feuchten Textilien genutzt, um Wasser in einem Direktkondensator zu erhitzen, wodurch gleichzeitig die Feuchtigkeit der Luft verringert wird. Durch den direkten Kontakt zwischen der Gasphase und der Flüssigkeit und die sich selbsterneuernde Grenzfläche kann im Vergleich zu indirekten Wärmeübertragern kein Foulung an den Wärmeübertragungsflächen auftreten. Über die Installati-

on eines Brüdenkreislaufs mit einer Entlastungsöffnung für das Anlagenvolumen kann die Austragung von Energie durch die Abluft an die Umgebung während der Trocknungsphase weitestgehend verhindert werden. Die Luftführung für einen Brüdenkreislauf ist in Abbildung 32 am Beispiel eines Wäschetrockners dargestellt, wobei die Abluftleitung nur während der Abkühlphase am Ende des Trocknungsprozesses geöffnet wird. Die Entlastungsöffnung ist in der Abbildung nicht dargestellt und befindet sich hinter dem Hauptventilator vor der Leitung zum Direktkondensator. Der Brüdenkreislauf ist vergleichbar mit dem Prinzip von konventionellen Kondensationstrocknern, wobei der Direktkondensator zur Entfeuchtung der Trocknungsluft eingesetzt wird. Dafür wird ein Teil der zirkulierenden Trocknungsluft durch den Direktkondensator geleitet. Dort wird die Luft mit durchströmendem Wasser gekühlt, sodass die Taupunkttemperatur erreicht wird und der Feuchtegehalt durch Kondensation sinkt. Die gesättigte Luft aus dem Direktkondensator wird anschließend wieder dem Umluftstrom zugefügt und vor dem Kontakt mit dem Trockengut erhitzt. Durch die Regulierung des Luftstroms zum Direktkondensator kann der Feuchtegehalt in der Trocknungsluft eingestellt und somit die Wärme- und Stofftransportvorgänge beeinflusst werden.

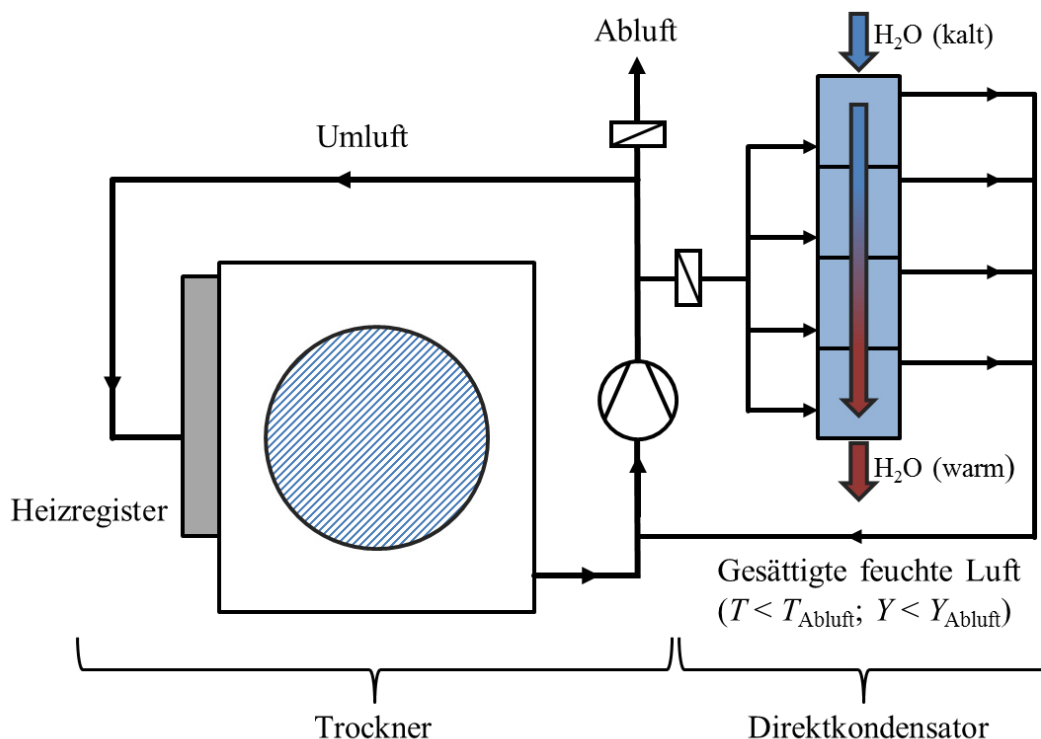


Abbildung 32: Schema der Luftführung mit Direktkondensation und Brüdenkreislauf zur Abwärmenutzung bei Wäschetrocknern.

Im mehrstufigen Direktkondensator wird die Abluft, wie in Abbildung 33 für zwei Stufen dargestellt, über kleine Bohrungen in ein kühleres Wasserbad geleitet und dort dispergiert.

Das Wasserbad ist mit Anschlüssen versehen, über die das erhitzte Wasser ab- und kaltes Wasser zuströmt. Durch die aufsteigende Luft besteht eine Kreuzstromführung zwischen dem Gas und der Flüssigkeit. Während die Gasblasen in der Wasserschicht aufsteigen, besteht ein Wärme- und Stoffaustausch zwischen den zwei Phasen. Wird der Taupunkt der Luft erreicht, kommt es zur Kondensation des beinhaltenen Wasserdampfs und damit zur teilweisen Übertragung der latenten Wärme. Die austretende Luft hat im Vergleich zum Eingang eine geringere Temperatur und ist mit Wasserdampf gesättigt. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit des Sättigungsdampfdrucks in feuchter Luft (vgl. Gleichung (2)) kann der Feuchtegehalt am Ausgang trotz Sättigungszustand geringer sein als am Eingang, sodass ein Einsatz der Direktkondensation zur Entfeuchtung der Trocknungsluft möglich ist. Bei niedrigen Leerrohrgeschwindigkeiten kann, wie in Kapitel 4.1 beschrieben, die Grenzfläche durch eine Erhöhung des Gasstroms vergrößert werden. Das durch den Apparat fließende Wasser führt zusätzlich zu einer stetigen Reinigung der vorhandenen Flächen, wodurch der Wartungsaufwand gering ist.

Alternativ zu einer mehrstufigen Anordnung eines Apparats zur Direktkondensation kann die Wärmeübertragung in einer größeren Stufe stattfinden. Ist diese Stufe wie eine der Stufen in Abbildung 33 aufgebaut, muss jedoch beachtet werden, dass die Luft am Ende der eingetauchten Leitung mit den Bohrungen kühler ist als am Eingang. Eine hohe Lufttemperatur kann über mehrere Stufen mit separatem Lufteinlass erreicht werden.

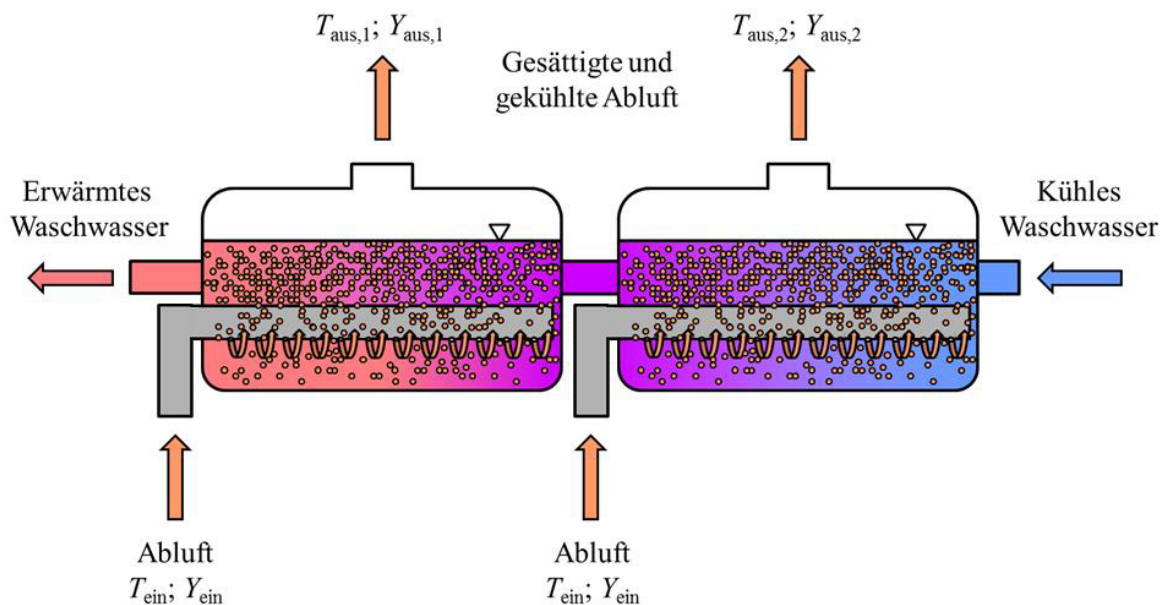


Abbildung 33: Zweistufiger Apparat zur Direktkondensation mit Kreuzstromführung.

Der direkte Kontakt zwischen der Trocknungsluft und dem Wasser kann zu einer Übertragung der bei Trocknungsprozessen von der Luft mitgeführten Stoffe an das Kühlwasser führen. Bei der Trocknung von Textilien befinden sich in der Trocknungsluft z. B. Flusen und Waschmittelrückstände. Die Hygiene bei der Behandlung der Trocknungsluft im Direktkondensator kann durch ausreichend hohe Temperaturen der einströmenden Luft gewährleistet werden.

Durch die Installation eines Brüdenkreislaufs kann der Feuchtegehalt im Trocknungsmedium erhöht bzw. geregelt werden. Eine Erhöhung des Feuchtegehalts im Trocknungsmedium führt zu einem höheren Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Trocknungsmedium und Trockengut [Fuhrmann 1987]. Durch einen höheren Feuchtegehalt im Trocknungsmedium sinkt die treibende Kraft des Stofftransports in der Haupttrocknungsphase nach Gleichung (5) [Tsotsas 2010]. In der Aufheizphase des Wäschepostens ist ein hoher Feuchtegehalt sinnvoll, um den Wärmeübergang zu erhöhen und das nasse Trockengut schneller zu erwärmen. Während der Trocknungsphase ist eine Optimierung der gegenläufigen Einflüsse zur Bestimmung der geeigneten Parameter möglich. Ein zu hoher Feuchtegehalt im Trocknungsmedium kann die Dauer des Trocknungsprozesses erhöhen. Zum Ende der Trocknung bestimmt der Feuchtegehalt des Trocknungsmediums über die Sorptionskurve des Trockenguts den Wassergehalt im Gleichgewicht. Um einen gewünschten niedrigen Wassergehalt im Trockengut zu erzielen, muss die Trocknungsluft eine geringe relative Feuchtigkeit aufweisen [Krischer 1992].

4.4 Installationsvoraussetzungen am Beispiel eines Kompakttrockners

Die Beschreibung der Installation zum Einsatz der Direktkondensation mit Brüdenkreislauf wird am Beispiel eines Wäschetrockners der *Füller GmbH & Co. KG* durchgeführt. Bei dem betreffenden Trockner handelt es sich um einen thermischen Konvektionstrockner des Modells *TM 75* des Herstellers *Kannegiesser*. Dieser Trockner wird vor dem Umbau mit einem Umluftanteil von ca. 70 % betrieben. Eine genauere Beschreibung des Trockners befindet sich unter Kapitel 3.1. Die Installation eines Direktkondensators mit Brüdenkreislauf muss je nach dem Modell des vorhandenen Trockners angepasst werden. Die Auslegung und resultierenden Stoff- und Energieströme werden in Kapitel 5 vorgestellt. Für die Nachrüstung des eingesetzten Kompakttrockners beträgt der Materialeinsatz nach Angaben der *vermacon GmbH & Co. KG* weniger als 40 kg.

Wie in Abbildung 32 gezeigt, wird die feuchte Trocknungsluft in der Luftführung des Trockners hinter dem Ventilator abgezogen und durch den Direktkondensator geleitet. Um das kühle Waschwasser durch die warme Abluft auf die gewünschte Temperatur zu bringen, kann ein

mehrstufiger Direktkondensator genutzt werden [Curtius 2010]. Laut den Auslegungsdaten der *vermacon GmbH & Co. KG* wird für den betrachteten Trockner ein vierstufiger Direktkondensator eingesetzt, um eine gewünschte Waschwassertemperatur von 55 °C zu erreichen. Während der Trocknungsphase werden dafür ca. 15 % des Umluftvolumenstroms durch den Direktkondensator geleitet. Die Verbindungsleitung zwischen Trockner und Direktkondensator muss möglichst kurz und ausreichend isoliert sein, um Wärmeverluste vor dem Kondensator gering zu halten und eine Kondensation der Luftfeuchte zu verhindern. Die abgekühlte und gesättigte Luft wird nach dem Durchlaufen der Kondensatorstufen dem Umluftstrom vor dem Trocknerventilator zugeführt und anschließend vor dem Eingang in die Trocknertrommel über das Heizregister erhitzt. Über ein Stellglied vor dem Direktkondensator kann der Luftstrom zum Kondensator variiert werden. Das Stellglied und ein geeignetes Messsystemen können zur Regelung der Trocknungsluft verwendet werden. Je mehr Luft durch den Direktkondensator geleitet wird, desto geringer sind der Feuchtegehalt und die Temperatur vor dem Heizregister. Während der Aufheiz- und Abkühlphase kann die Leitung zum Kondensator komplett geschlossen werden. Ein Vorteil der Luftführung besteht darin, dass der Ventilator des Trockners zur Förderung der Luft durch den Kondensator genutzt werden kann. Reicht die eingestellte Leistung des Trocknerventilators nicht aus, kann zusätzlich ein Ventilator mit geringer Leistung am Kondensator installiert werden. Die Leistung des Ventilators wird über die interne Trocknersteuerung geregelt, sodass auch der fehlende Zugang zu dieser Steuerung einen zusätzlichen Ventilator notwendig machen kann. Der Druckverlust im Direktkondensator hängt dabei vom Widerstand in den Leitungen und der Höhe der durchströmten Wassersäule ab.

Laut Plänen der *vermacon GmbH & Co. KG* wird der Direktkondensator nicht während des gesamten Trocknungsprozesses mit Luft durchströmt. Während der Aufheizphase zu Beginn jeder Trocknung ist das Stellglied vor dem Direktkondensator geschlossen, um das Trocknungsmedium und den Wäscheposten aufzuheizen. Zusätzlich kann dadurch der gewünschte Feuchtegehalt im Trocknungsmedium vor der Trocknertrommel erreicht werden. Nach Auslegungsdaten der *vermacon GmbH & Co. KG* liegt der angestrebte Wert bei $Y = 200 \text{ g/kg}$. Durch einen erhöhten Feuchtegehalt steigt der Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Trocknungsmedium und dem Wäscheposten (vgl. Kapitel 2.1). Nach der Trocknungsphase wird der Wäscheposten durch einen erhöhten Volumenstrom gekühlt. Zusätzlich sinkt der Flüssigkeitsgehalt des Trockenguts im Gleichgewicht mit der Trocknungsluft, da dieser von der relativen Feuchtigkeit und der Temperatur des Trocknungsmediums abhängt [Tsotsas 2010]. In dieser Abkühlphase wird der Direktkondensator nicht mehr genutzt und es kann

eine Abluftleitung über ein Stellglied geöffnet werden (vgl. Abbildung 32). Während der Abkühlphase öffnet sich am bestehenden Trockner eine separate Klappe für die Frischluft und die Leistung des Ventilators wird erhöht. Während der in Kapitel 3 beschriebenen Messungen hat sich gezeigt, dass über die separate Klappe auch während des Trocknungsprozesses Frischluft in den Trockner gefördert wird. Beim Umbau des Trockners für einen Betrieb mit Direktkondensation und geschlossenem Brüdenkreislauf muss somit eine zusätzliche Stellklappe installiert werden, um diese Öffnung während der Trocknungsphase geschlossen zu halten und bei Beginn der Abkühlphase zu öffnen. Um den Beginn der Abkühlphase zu bestimmen, muss ein Zugriff auf das Signal der Trocknersteuerung ermöglicht oder ein zusätzliches System eingesetzt werden, das die Leistungssteigerung des Ventilators detektiert. Um während des Trocknungsprozesses über den Direktkondensator das Waschwasser auf eine gewünschte Temperatur zu erhitzen, müssen der Wasser- und Luftstrom durch die Kondensatorstufen geregelt werden. Hierfür muss ein Steuerungs- und Regelungssystem installiert werden, da der Zustand der Trocknungsluft während der Trocknung ohne Regelung schwankt.

Da die Luft für den Direktkondensator in der Luftführung hinter der Rückführung entnommen wird, sind die Eintrittstemperatur und der Feuchtegehalt am Kondensator geringer als am Austritt der Trocknertrommel. Um am Direktkondensator eine höhere Temperatur und einen höheren Feuchtegehalt zu erreichen, wäre eine abweichende Luftführung denkbar, in der die abgekühlte Luft mit reduziertem Feuchtegehalt aus dem Kondensator erst hinter der Entnahme der zirkulierenden Trocknungsluft wieder zugeführt wird. In diesem Fall ist jedoch ein zusätzlicher Ventilator zur Förderung notwendig.

Die aktuell im Trockner *TM 75* eingesetzte Temperaturregelung funktioniert laut Hersteller über die Messung der Zu- oder Ablufttemperatur. Je nach Wäscheposten können dabei unterschiedliche Trockenprogramme gewählt werden, um die Regelung anzupassen. Beim Umbau des Trockners muss der Direktkondensator an die Luftleitungen im Trockner angeschlossen werden. Um die Sensoren zur Temperaturmessung im Trockner nicht zu beschädigen, müssen deren Positionen bekannt sein, oder es muss eine geeignete Anschlussposition gefunden werden. Nach dem Umbau des vorhandenen Trockners zur Nutzung der Direktkondensation muss überprüft werden, ob sich die Temperaturen der Trocknungsluft verändert haben und welchen Einfluss der erhöhte Feuchtegehalt hat. Dadurch wird bestimmt, ob die installierten Programme der Trockersteuerung nach wie vor eingesetzt werden können oder angepasst werden müssen. Ist eine Anpassung nicht möglich, muss ggf. ein neues Programm über die Software des Trockners erstellt oder eine alternative Steuerung eingebaut werden.

Zusätzlich zur internen Steuerung des Trockners ist ein System für die Regelung des erwärmten Waschwassers notwendig. Während der Aufheizphase zu Beginn der Trocknung reicht die Energie des Trockenmediums durch den geringen Feuchtegehalt nicht aus, um das Waschwasser auf die gewünschte Temperatur zu erhitzen. Die Messungen während der Trocknung mit Abluft haben gezeigt, dass der Temperaturverlauf und Verlauf des Feuchtegehalts während der Aufheizphase für verschiedene Wäscheposten ähnlich ist. Daher kann für die Aufheizphase eine konstante Zeitspanne angenommen werden, nach der die Waschwassererwärmung im Direktkondensator beginnt. Anschließend kann die Wassertemperatur über die Regelung der Luft- und Wasserströme durch den Direktkondensator angepasst werden.

Der Feuchtegehalt der Trocknungsluft vor der Trocknertrommel kann über das Sperrventil vor dem Direktkondensator eingestellt werden. Zur Regelung des Trocknungsprozesses kann der Feuchtegehalt entweder über die auf das Waschwasser übertragene Wärme bestimmt oder durch ein zusätzliches Messsystem gemessen werden. Die Messposition zur Messung der Luftfeuchte muss hinter der Zuführung der entfeuchteten Luft aus dem Kondensator gelegen sein. Das von der *vermacon GmbH & Co. KG* verwendete System zur Feuchtemessung basiert auf der Annahme, dass feuchte, erhitzte Luft, die durch ein kühleres Wasserbad geleitet wird, anschließend mit Wasserdampf gesättigt ist und die Taupunkttemperatur der Eingangsluft aufweist. Das Messsystem wurde für die durchgeführte Messreihe 1 verwendet und wird in Kapitel 3.2 näher beschrieben. Dieses Messprinzip kann nicht direkt in den Kondensatorstufen angewendet werden, da das durchfließende kühle Waschwasser die Trocknungsluft unter die Taupunkttemperatur am Eingang abkühlt und Kondensation der Luftfeuchte stattfindet. Dadurch liegt die Temperatur der gesättigten Luft nach dem Austritt aus der Kondensatorstufe unter der Taupunkttemperatur am Eintritt. Für die Messung wäre somit eine zusätzliche vorgeschaltete Stufe ohne Kühlwasserfluss notwendig.

In der betrachteten Wäscherei wird das über den Direktkondensator erwärmte Wasser für eine Waschstraße und eine Waschsleudermaschine verwendet. Da sowohl die Waschstraße als auch die Waschsleudermaschine chargenweise betrieben werden, schwankt der Bedarf an Warmwasser. Um diese Bedarfsschwankungen auszugleichen, sind isolierte Behälter zwischen der Warmwassererzeugern und Verbrauchern zur Pufferung notwendig. Ist dies nicht der Fall, kann die Direktkondensation bei fehlendem Warmwasserbedarf nicht eingesetzt werden und der Trockner muss wie vor dem Umbau mit Abluft betrieben werden.

Laut dem DBU-Abschlussbericht AZ-28543 von 2012 ist die **Qualität des Kondensats** der Abluft sehr schlecht, da silikonartige, schmierige Stoffe und andere im Wasser gelöste Sub-

stanzen mit dem Kondensat abgeschieden werden [DBU 2012]. Ein Eintrag von Verschmutzungen ins Waschwasser kann die Qualität des Waschprozesses beeinflussen. Um diesen möglichen Qualitätsverlust zu bestimmen, sind weitere Untersuchungen notwendig, die in dieser Arbeit nicht durchgeführt wurden. Aufgrund der hohen Ablufttemperatur direkt am Ausgang des Trockners von mehr als 100 °C kann die Übertragung von Bakterien und Viren von der Abluft auf das erwärmte Waschwasser ausgeschlossen werden. Dadurch ist das System der Direktkondensation bei ausreichend hohen Ablufttemperaturen auch bei hohen hygienischen Anforderungen einsetzbar. Die Messwerte der Temperatur an der Abluftöffnung des Trockners wurden von der *vermacon GmbH & Co. KG* durchgeführt.

Der Einsatz von Direktkondensation und Brüdenkreislauf zur Abwärmenutzung nach Plänen der *vermacon GmbH & Co. KG* ist bei Wäschetrocknern mit mehreren Umbaumaßnahmen am Trockner verbunden. Es werden Anschlüsse an den Luftkanälen des Trockners benötigt und die Abluft- und Frischluftöffnungen müssen mit steuerbaren Stellklappen versehen werden. Für die Regelung des Feuchtegehalts der Trocknungsluft müssen ein geeignetes Messsystem und eine Steuerung vorhanden sein, um das Waschwasser im Kondensator auf die benötigte Temperatur zu erhitzen. Dies kann über die Messung entweder der Waschwassertemperatur oder der Luftfeuchte vor dem Kondensator stattfinden. Für die installierten Stellklappen wird eine Steuerung benötigt, die mit der bestehenden Steuerung des Trockners verbunden ist. Alternativ kann für den gesamten umgebauten Trockner mit Brüdenkreislauf und Direktkondensator eine neue Steuerung eingesetzt werden. Der mögliche Bedarf an isolierten Behältern zur Pufferung des erhitzten Waschwassers muss bei den Material- und Investitionskosten berücksichtigt werden.

Über den Brüdenkreislauf und die Größe des Luftstroms durch den Direktkondensator wird der Feuchtegehalt des Trocknungsmediums beeinflusst. Bei einem höheren Feuchtegehalt resultiert einerseits ein höherer Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Trockengut und der Trocknungsluft. Andererseits verringert sich während der Trocknungsphase der Stofftransport, da mit dem höheren Feuchtegehalt der Trocknungsluft die Triebkraft kleiner wird. Dieser Zielkonflikt führt zu einer Veränderung des Trocknungsprozesses und macht möglicherweise eine Optimierung notwendig, um eine Verlängerung des Trocknungsprozesses zu verhindern. Zum Ende der Trocknung muss der Einfluss des Feuchtegehalts der Trocknungsluft auf den Wassergehalt im Trockengut anhand der spezifischen Sorptionskurve berücksichtigt werden.

5 Theoretische Auslegung der Stoff- und Energieströme des Gesamtsystems

Die Auslegung der Stoff- und Energieströme für die Ausrüstung eines bestehenden Kompaktwäschetrockners mit einem Direktkondensator und geschlossenem Brüdenkreislauf basiert auf Berechnungen der *vermacon GmbH & Co. KG* mit Daten einer Messung am untersuchten Trockner der *Füller GmbH & Co. KG* vom 21.05.2013. Die Daten beziehen sich lediglich auf die Haupttrocknungsphase und umfassen 20 Minuten.

5.1 Warmwasserbedarf der Wäscherei

Bei der Auslegung des Direktkondensators ist der Bedarf an Warmwasser in der betreffenden Wäscherei maßgebend. Das Warmwasser wird in der betrachteten Wäscherei für eine Waschstraße und eine Waschschiendmaschine eingesetzt. Sowohl die Waschstraße als auch die Waschschiendmaschine werden chargenweise betrieben, sodass der Warmwasserbedarf schwanken kann. Liegt der Wasserbedarf über der Menge des im Direktkondensator erzeugten Warmwassers, kann über die vorhandenen Systeme zusätzliches Wasser erhitzt werden. Ist der Bedarf geringer als die erhitzte Wassermenge, müssen isolierte Behälter zur Pufferung des Warmwassers vorhanden sein oder der Trocknungsprozess muss ohne die Abwärmenutzung über Direktkondensation betrieben werden.

In Tabelle 5 sind der Wasserbedarf und die Nutzungsverhältnisse der Wasch- und Trocknungsapparate nach Abschätzungen der *Füller GmbH & Co. KG* aufgelistet. Die für die Waschapparate benötigte Warmwassertemperatur beträgt 55 °C. Das entspricht bei einer Frischwassertemperatur von 18 °C einer Erwärmung um $\Delta T = 37$ K. Der Wasserbedarf der Waschstraße liegt bezogen auf das Gewicht der Trockenwäsche mit 7 l/kg deutlich unter dem Wert der Waschschiendmaschine von 20 l/kg. Unter Berücksichtigung des Nutzungsverhältnisses der Apparate ergibt sich ein durchschnittlicher Bedarf an Wasser von 13,5 l/kg. Es muss jedoch beachtet werden, dass das Warmwasser nur während des Waschvorgangs und nicht während der anschließenden Spülung benötigt wird. Unter Annahme eines Warmwasserbedarfs von 50 % am gesamten Wasserbedarf ergibt sich für den Warmwasserbedarf ein Wert von 6,75 l/kg. Bei einer Trocknung der gesamten Wäsche der Wäscherei im untersuchten Kompaktrockner wäre dies die Menge an erzeugtem Warmwasser bezogen auf das Gewicht der Trockenwäsche, um den Bedarf der Wäscherei zu decken. Wird zusätzlich das Nutzungsverhältnis der Trocknungsapparate berücksichtigt, steigt die Menge bezogen auf die im Kompaktrockner getrocknete Wäsche auf 16,88 l/kg. Der Bedarf an Warmwasser pro kg ge-

trockneter Wäsche ist in Abbildung 34 unter Berücksichtigung des Nutzungsverhältnisses von Trockner und Mangel und der Annahme des Warmwassersanteils am gesamten Wasserbedarf von 50 % über eine horizontale gestrichelte Linie dargestellt.

Im untersuchten Fall würde somit der gesamte Bedarf an Warmwasser der Wäscherei gedeckt werden, wenn über die Direktkondensation des Wäschetrockners 16,88 l Wasser pro kg im Trockner getrockneter Wäsche auf 55 °C erhitzt werden. Da für den Spülvorgang Frischwasser eingesetzt wird, verringert sich der Einfluss von Verschmutzungen im Warmwasser auf die Waschqualität.

Tabelle 5: Angaben zum Wasserbedarf und Maschinennutzung der Füller GmbH & Co. KG.

Warmwassertemperatur	55 °C
Wasserbedarf der Waschstraße bezogen auf die Trockenwäsche	7 l/kg
Wasserbedarf der Waschsleudermaschine bezogen auf die Trockenwäsche	20 l/kg
Nutzungsverhältnis Waschstraße : Waschsleuder	50 : 50
Nutzungsverhältnis Mangel : Trockner	60 : 40
Durchschnittlicher Wasserbedarf bezogen auf die Trockenwäsche	13,5 l/kg
Anteil des Warmwassers am gesamten Wasserbedarf (Annahme)	50 %

Nach den Ergebnissen der durchgeführten Messung der Abluft (vgl. Kapitel 3.3.2, Messreihe 2) am Wäschetrockner der *Füller GmbH & Co. KG* kann die mögliche erhitze Wassermenge m_{WW} über die Nutzung der Abwärme der Abluft in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT nach folgender Gleichung bestimmt werden:

$$m_{WW} = H \cdot (c_{p,H_2O} \cdot \Delta T)^{-1} + m_{Kond}. \quad (26)$$

Dabei beträgt die über die Messwerte bestimmte Enthalpie H der Abluft bezogen auf die Umgebungsluft ca. 38 kWh. Die Wärmekapazität des Wassers c_{p,H_2O} wird mit 4,2 kJ/(kg K) als

konstant angenommen und die Menge des verdampften Wassers wurde über die Massendifferenz des Wäschepostens vor und nach der Trocknung bestimmt. Das verdampfte Wasser wird auf Grund der Abwärmenutzung durch Direktkondensation als m_{Kond} bezeichnet und beträgt 38 kg. In Abbildung 34 ist die maximale Menge an erhitztem Waschwasser in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz bezogen auf ein Trockengewicht des Wäschepostens von 74,4 kg dargestellt.

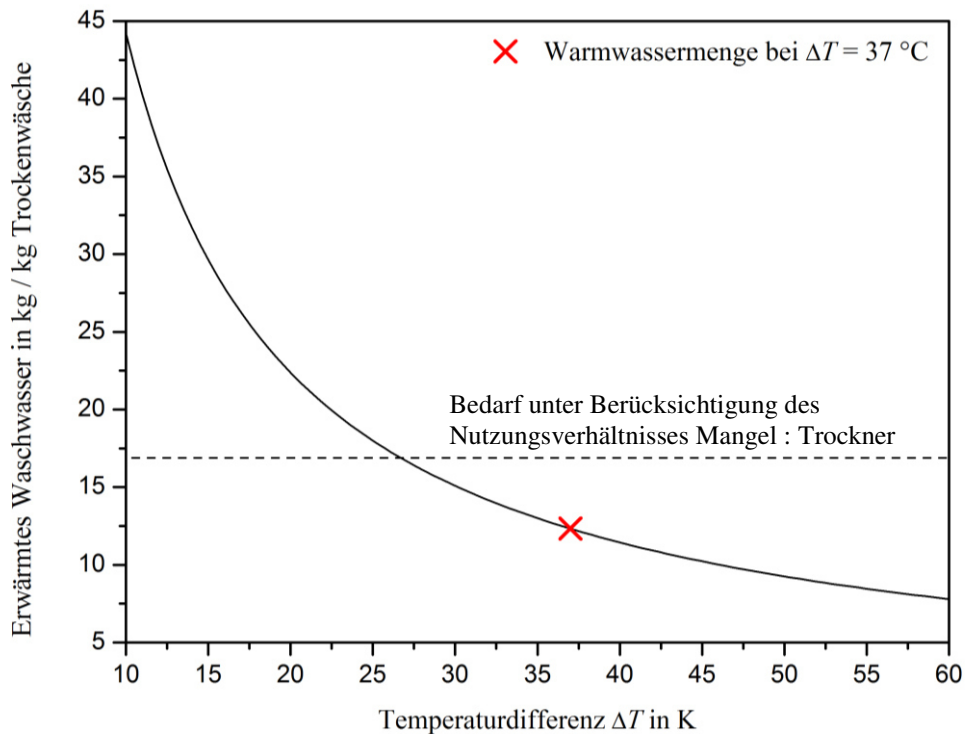


Abbildung 34: Erwärmtes Waschwasser pro kg Trockenwäsche in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz ΔT .

Für eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 37$ K ergibt sich eine erhitzte Warmwassermenge von 11,8 kg/kg. In Abbildung 34 ist dieser Wert auf der Kennlinie der maximalen Warmwassererzeugung über die Abwärmenutzung der Abluft eingetragen. Es wird deutlich, dass die über den Direktkondensator erwärmte Wassermenge unter dem Bedarf der Waschapparate liegt. Auch Berechnungen der *vermacon GmbH & Co. KG* basierend auf Messungen am gleichen Trockner während der Trocknung eines Wäschepostens mit 48,5 kg Baumwollfrottee ergeben mit einer erzeugten Menge an Warmwasser von 10,2 kg/kg einen Wert unter dem Warmwasserbedarf der Wäscherei.

5.2 Bilanzierung des Wäschetrockners mit Direktkondensator und Brückenkreislauf

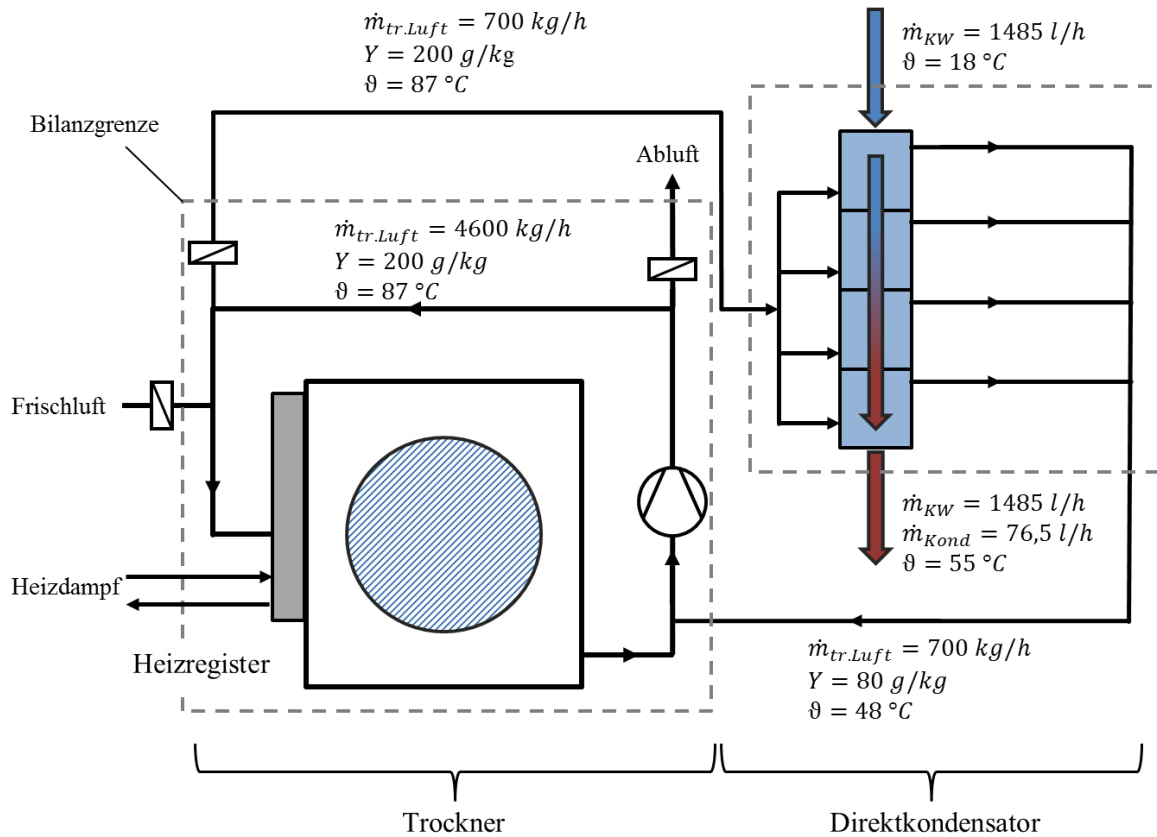


Abbildung 35: Stoffströme und Bilanzgrenzen des Trockners mit Direktkondensator nach Angaben der vermacon GmbH & Co. KG.

Die Bilanzierung wird für den Direktkondensator und den Trockner (Bilanzierungsgrenzen siehe Abbildung 35) getrennt vorgenommen und basiert auf den Auslegungsdaten der vermacon GmbH & Co. KG für eine Trocknungsphase von 20 min, in der eine Wassermenge von 25,5 kg verdampft wird. Der Wäscheposten besteht aus Baumwollfrottee und hat ein Trockengewicht von 48,5 kg. Bezogen auf das Volumen der Trocknertrommel und der Leitungen befindet sich zu Beginn der Trocknung eine Luftmenge von ca. 3,2 kg im System. Die Wärmekapazität des Baumwollfrottees wird als konstant mit 1,3 kJ/(kg K) angenommen [Warner 1995]. Für die Stoffströme werden bei der Bilanzierung keine Verluste angenommen. Die Energieverluste am Trockner werden mit 10 % der eingehenden Energieströme angenommen. Für den Kondensator ergibt sich ein Energieverlust von ca. 2,5 % bezogen auf die eingehende Energie über die feuchte Luft aus dem Trockner, für die Realität sollte jedoch von einem höheren Verlust ausgegangen werden.

5.2.1 Massenbilanz

Die Stoffströme während der Trocknung werden durch den Strom der trockenen Luft \dot{m}_L , den über die Luft transportierten Wasserdampf $Y \cdot \dot{m}_L$, den Waschwasserstrom \dot{m}_{WW} , den Kondensatstrom \dot{m}_{Kond} , die zugeführte Trockenwäsche \dot{m}_{TW} und das darin enthaltene Wasser $\chi \cdot \dot{m}_{TW}$ beschrieben. χ ist der Feuchtegehalt des Trockenguts bezogen auf die Trockenmasse. Die Massenströme sind in Abbildung 36 dargestellt. Für den Kondensator ergibt sich bei gleichem ein- und austretenden Strom an trockener Luft die Bilanz:

$$\dot{m}_{WW} + Y_1 \cdot \dot{m}_L = \dot{m}_{WW} + \dot{m}_{Kond} + Y_2 \cdot \dot{m}_L \tag{27}$$

Da der Massenstrom des Waschwassers sich nicht ändert, kann der Kondensatstrom über die Differenz des transportierten Wasserdampfs der ein- und austretenden feuchten Luft beschrieben werden:

$$(Y_1 - Y_2) \cdot \dot{m}_L = \dot{m}_{Kond} \tag{28}$$

Über die Stoffbilanz des Trockners ergibt sich bei gleichen ein- und austretenden Strömen der trockenen Luft und der Trockenwäsche:

$$(\chi_1 - \chi_2) \cdot \dot{m}_{TW} = (Y_1 - Y_2) \cdot \dot{m}_L \tag{29}$$

Das aus der Wäsche verdampfte Wasser ist somit gleich der im Kondensator abgeführten Kondensatmenge.

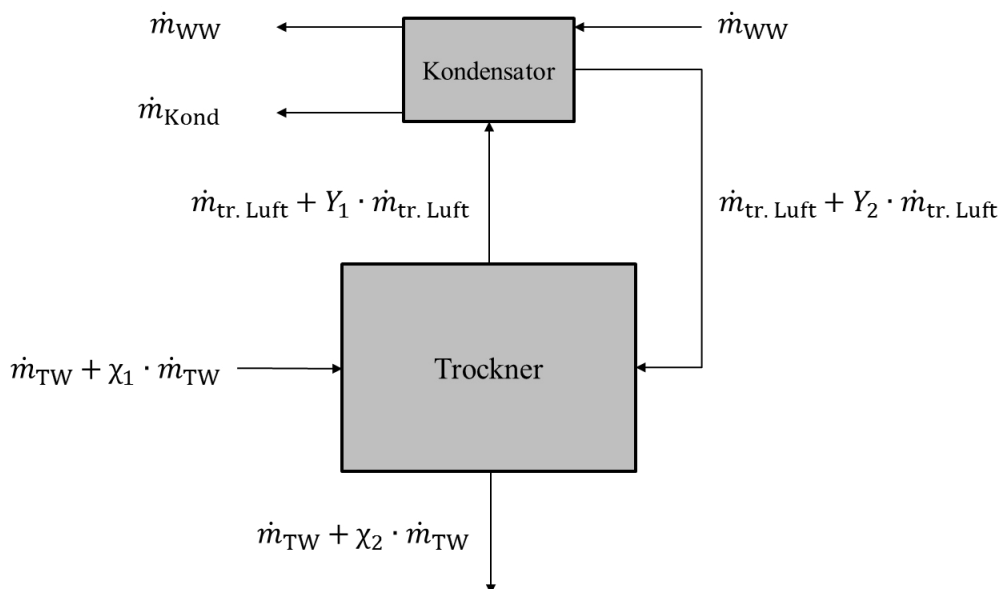


Abbildung 36: Massenbilanz des Trockners mit Direktkondensator.

5.2.2 Energiebilanz

Der theoretische Energiebedarf zur Trocknung eines feuchten Wäschepostens kann über die Verdampfungsenthalpie des Wassers bestimmt werden. Diese liegt bei angenommener Umgebungstemperatur von 20 °C bezogen auf die Wassermasse bei ca. 2450 kJ/kg oder 0,68 kWh/kg. Für eine verdampfte Wassermenge von 25,5 kg ergibt das 17,4 kWh oder 62,5 MJ. Bei Trocknungsprozessen ohne Wärmerückgewinnung oder Wärmeintegration von anderen Prozessen kann dieser Wert nicht unterschritten werden. In der Praxis liegen die Werte ohne Abwärmenutzung und Wärmerückgewinnung deutlich über 1 kWh/kg [DBU 2012]. Gründe für den höheren Energiebedarf als die Verdampfungsenthalpie sind z. B. abgeführte Abluft, die nicht mit Wasserdampf gesättigt ist, thermische Wirkungsgrade der Wärmeversorgung, Wärmeabstrahlung der Apparate und zusätzlich notwendige Energie, um die Verbindungen des sorbierten Wassers mit dem Trockengut aufzubrechen [Kemp 2012]. Wird die Verdampfungsenthalpie des im Trocknungsprozess ausgetragenen Wasserdampfs jedoch durch Kondensation für andere Prozesse genutzt, kann diese verwendete Energie in der Bilanz als Gutschrift gewertet werden. Je nach den Grenzen der Bilanzierung kann somit für den Energiebedarf der Trocknung ein Wert unter dem der Verdampfungsenthalpie ermittelt werden.

Die Energiebilanz des Trocknungsprozesses mit Direktkondensation und Brüdenkreislauf basiert auf der Auslegung der *vermacon GmbH & Co. KG*. Tabelle 6 zeigt die Auslegungsparameter zur Berechnung der Energieströme nach den Bilanzgrenzen in Abbildung 35. Die Enthalpieströme der feuchten Luft werden bezogen auf den Zustand bei $\vartheta = 0$ °C nach Gleichung (4) berechnet. Für die Wärmekapazität wird ein gemittelter Wert für den Temperaturbereich von 0 °C bis ϑ verwendet.

Tabelle 6: Auslegungsparameter zur Berechnung der Enthalpieströme.

Feuchte Luft Trockner Ausgang Kondensator Eingang	$\dot{m}_{\text{tr. Luft}} = 700 \text{ kg/h}$ $Y = 200 \text{ g/kg}$ $\vartheta = 87 \text{ °C}$
Feuchte Luft Kondensator Ausgang Trockner Eingang	$\dot{m}_{\text{tr. Luft}} = 700 \text{ kg/h}$ $Y = 80 \text{ g/kg}$ $\vartheta = 48 \text{ °C}$
Wasser Kondensator Eingang	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 1485 \text{ l/h}$ $\vartheta = 18 \text{ °C}$
Wasser Kondensator Ausgang	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 1485 \text{ l/h}$ $\dot{m}_{\text{Kond}} = 76,5 \text{ l/h}$ $\vartheta = 55 \text{ °C}$

Abbildung 37 zeigt die berechneten Energieflüsse bezogen auf die Haupttrocknungsphase von 20 min mit den in Tabelle 6 aufgeführten Parametern. Der Bedarf an elektrischer Energie wird für den betrachteten Trockner ohne Umbau vom Hersteller mit ca. 5 kWh (18 MJ) für eine Trocknung angegeben. Ohne Berücksichtigung des Bedarfs an elektrischer Energie für notwendige Regel- und Steuersysteme kann für die betrachtete Trocknungsphase von 20 min ein geringerer Wert angenommen werden. In Abbildung 37 ist der Strom der elektrischen Energie in der abgeschätzten Größenordnung eingetragen. Über die Ventilatoren wird ein Teil der elektrischen Energie über die Verdichtung in thermische Energie umgewandelt. Die thermischen Verluste im Trockner werden mit 10 % der eingehenden thermischen Energie angenommen [Kemp 2012]. Die am Kondensatorausgang aufgeführten Verluste ergeben sich aus der Bilanzierung nach den Angaben der *vermacon GmbH & Co. KG*. Je nach Länge und Isolierung der Leitungen zum Kondensator kann der Anteil der Verluste in der Praxis deutlich höher liegen. Die am Ende der Trocknung über den erhitzten Trockenposten und die erhitzte Luft aus dem System ausgetragene Energie wird nicht berücksichtigt, da nur die Haupttrocknungsphase ohne Aufheiz- und Abkühlphase betrachtet wird. Über das erwärmte Waschwasser und das Kondensat werden während der Trocknung ca. 82,7 MJ aus dem Prozess abgeführt.

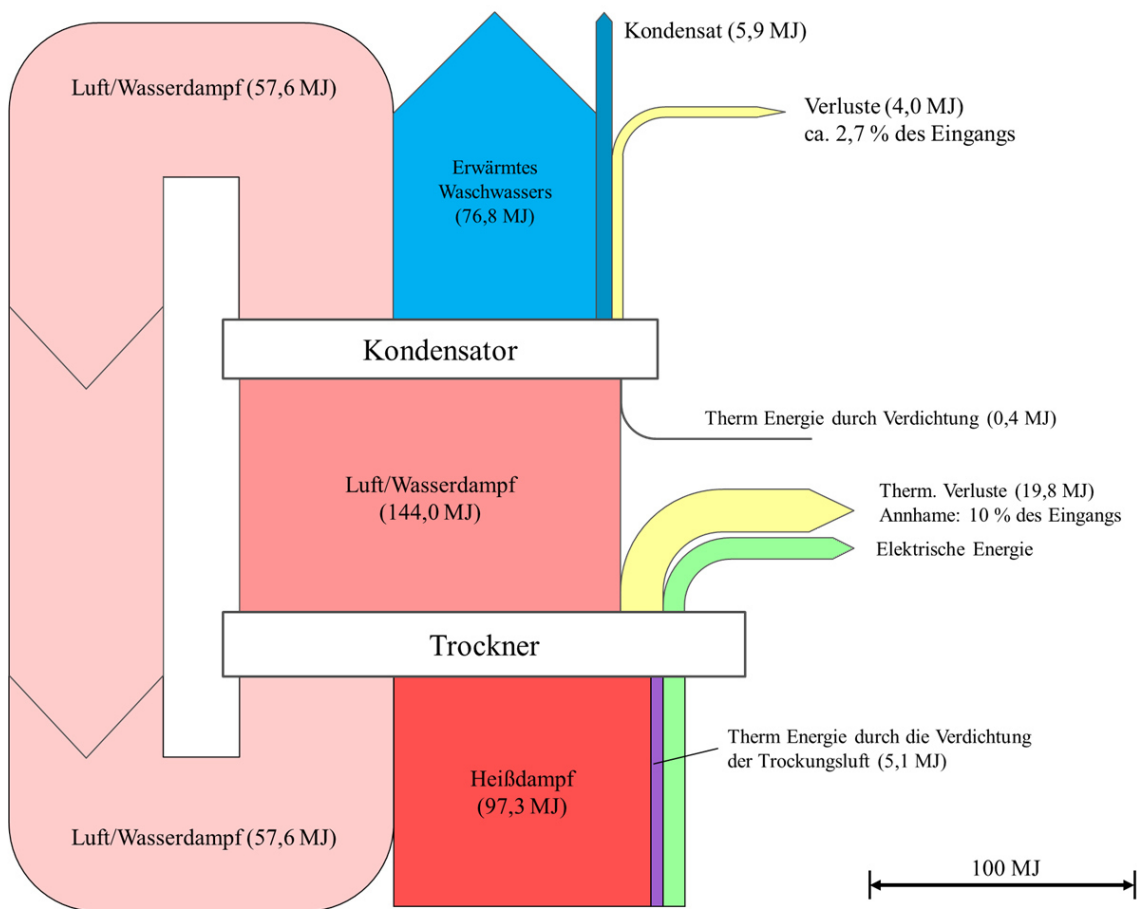


Abbildung 37: Energiefließbild des Trockners mit Direktkondensator auf Basis der Auslegungsdaten und Bilanzen bezogen auf eine Zeit von 20 min.

5.3 Einsparungen durch die Abwärmenutzung über die Direktkondensation

Die Energie, die über das erwärmte Waschwasser und das Kondensat im Direktkondensator während der Haupttrocknungsphase aus dem Trocknungsprozess abgeführt wird, kann anschließend in den Waschapparaten der Wäscherei verwendet werden. Sie ersetzt dabei direkt thermische Energie, die ansonsten über den Heißdampfkreislauf der Wäscherei bereitgestellt wird. Bei der Bilanzierung des Trockners mit Brüdenkreislauf und Direktkondensator kann diese Energie als Gutschrift gewertet werden und somit den spezifischen Energiebedarf des Trocknungsprozesses senken. Wird der spezifische Energiebedarf des Trocknungsprozesses bezogen auf die Haupttrocknungsphase bestimmt, kann von der eingesetzten thermischen Energie aus dem Heißdampf von 102,4 MJ eine Gutschrift von 80,8 MJ für das erhitze Frischwasser und Kondensat abgezogen werden. Für die Verdampfung von 25,5 kg Wasser

ergibt sich somit ein spezifischer Energiebedarf von 846,5 kJ/kg bzw. 0,24 kWh/kg. Da bei dieser Betrachtung die benötigte elektrische Energie und die Aufheiz- und Abkühlphase nicht mit einbezogen wurden, fällt der tatsächliche spezifische Energiebedarf höher aus. Für den elektrischen Energiebedarf kann nach den Herstellerangaben ein Wert von 18 MJ abgeschätzt werden. Für die Temperatur der Luft (2,25 kg) und des Trockenguts (48,5 kg Baumwollfrottee) am Ende der Trocknung werden 100 °C angenommen. Der Feuchtegehalt der Luft wird mit $Y = 80$ g/kg geschätzt. Es ergibt sich ein Bedarf an thermischer Energie für das erhitzte Trockengut und die Luft im System von zusätzlich 5,6 MJ. Da während der Abkühlphase keine thermische Energie mehr in das System eingespeist wird, erhöht sich der spezifische Energiebedarf bezogen auf die Masse des verdampften Wassers unter den gemachten Annahmen um mehr als 100 % auf 1770,6 kJ/kg bzw. 0,49 kWh/kg. Dieser Wert liegt auf Grund der Guttschrift durch die Waschwassererhitzung unter der Verdampfungsenthalpie. Ohne die Guttschrift durch das erhitzte Waschwasser und Kondensat liegt der Wert bei ca. 1,37 kWh/kg, sodass die Nutzung des Warmwassers während der Haupttrocknungsphase eine **Einsparung von mehr als 60 %** bezogen auf den Bedarf an thermischer Energie für den Trocknungsprozess ohne Nutzung ergibt.

Diese Werte sind mit dem Ergebnis einer früheren Studie [DBU 2012] nur eingeschränkt vergleichbar, da die dort genannten Zahlen der IST-Analyse (vgl. [DBU 2012] S. 35) auf einem Rechenfehler beruhen. Die Autoren dieser Studie wurden darauf hingewiesen, haben aber bis zum jetzigen Zeitpunkt keine korrigierten Werte bereitgestellt. In der Studie wurde ein mit Gas beheizter Trommelrockner zur Trocknung von Schmutzfangmatten und Wischbezügen mit einem Gas-Gas-Wärmeübertrager zur Vorwärmung der Frischluft durch die Abluft ausgerüstet. Die daraus resultierenden Einsparungen werden mit ca. 33 % bezogen auf den zuvor ermittelten Bedarf an thermischer Energie im IST-Zustand angegeben.

Durch die genutzte Energie zur Erzeugung von Warmwasser kann ähnlich wie bei dem COP für Wärmepumpen³ auch für den Direktkondensator eine Leistungszahl ε berechnet werden. Die Leistungszahl kann dabei über die genutzte und die eingesetzte Leistung gebildet werden. Als Aufwand des Direktkondensators wird die Leistung von einem zusätzlich installierten Ventilator von 300 W angenommen. Da in der Praxis zusätzlich noch elektrische Energie für das Steuer- und Regelsystem benötigt wird, sind die berechneten Leistungszahlen höher als in der Realität.

³ Der COP für Wärmepumpen liegt in der Regel zwischen 4 und 7 [Jangam 2012].

Der Nutzen des Direktkondensators kann zum einem durch die Kälteleistung zur Entfeuchtung der Trocknungsluft oder zum anderen durch die Wärmeleistung zur Erhitzung des Waschwassers beschrieben werden. Im Vergleich zum mit Abluft betriebenen Trockner ohne Kondensator bringt die Installation des Direktkondensators den zusätzlichen Nutzen des erwärmten Waschwassers. Werden die Systeme mit und ohne Kondensator verglichen, liegt es somit nahe, die Wärmeleistung zur Bestimmung der Leistungszahl zu verwenden. Werden verschiedene Systeme zur Feuchtereduzierung der feuchten Abluft untersucht, kann ein Vergleich über die mit der Kälteleistung gebildete Leistungszahl stattfinden. Mögliche alternative Systeme sind z. B. Wärmepumpen und Absorptionskreisprozesse. Dabei beschränkt sich der Vergleich auf die erbrachte Kälteleistung. Tabelle 7 zeigt die berechneten Leistungszahlen für eine Trockenzeit von 20 min nach den Daten der *vermacon GmbH & Co. KG*. Da der Nutzen über das erwärmte Kondensat lediglich als die Energie, die zum Erwärmen der gleichen Menge Wasser mit der Temperatur des Waschwassers von 18 °C benötigt wird, einbezogen wird, ergibt sich mit der Kälteleistung eine höhere Leistungszahl als mit der Wärmeleistung. Die jeweils eingesetzte Nutzleistung ist umgekehrt proportional abhängig zur Trockenzeit. Die Abhängigkeit ist für die zwei Leistungszahlen bezogen auf die Werte in Tabelle 7 in Abbildung 38 dargestellt.

Tabelle 7: Leistungszahl des Direktkondensators (ohne Berücksichtigung der für das Steuer- und Regelsystem benötigten Energie).

Trockenzeit	20 min
Aufwand = Ventilatorleistung	300 W
Energiedifferenz der feuchten Luft am Kondensatoreingang und Ausgang	86.377 kJ
Kälteleistung des Kondensators	72,0 kW
Leistungszahl $\varepsilon = \text{Kälteleistung}/\text{Aufwand}$	239,9
Energie, die über das erwärmte Waschwasser und Kondensat abgeführt wird	80.793 kJ
Wärmeleistung des Kondensators	67,3 kW
Leistungszahl $\varepsilon = \text{Wärmeleistung}/\text{Aufwand}$	224,4

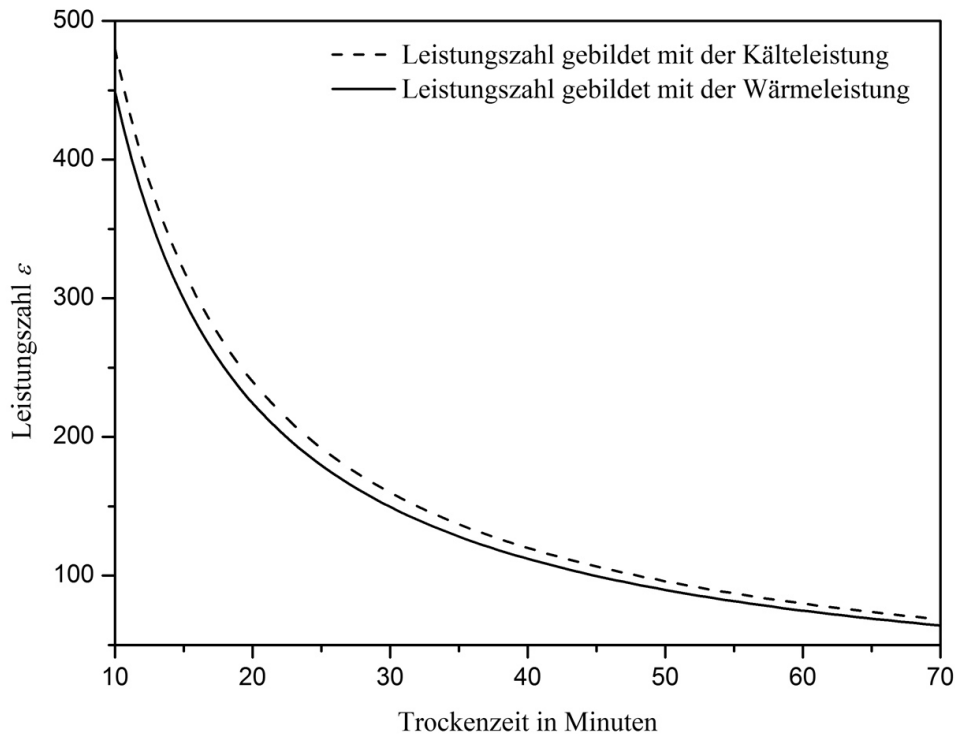


Abbildung 38: Leistungszahl des Direktkondensators in Abhängigkeit von der Trockenzeit.

Die **Leistungszahl von 224** bezogen auf die Wärmeleistung ist mit einer Wärmepumpe nach den Gesetzen der Thermodynamik nicht im Entferntesten zu erreichen. Bei einer Wärmepumpe wird der maximale COP über den Carnot-Wirkungsgrad über die minimalen und maximalen Temperaturen im Kreisprozess nach

$$\text{COP}_{\max} = \frac{1}{\eta_c} = \frac{T_{\max}}{T_{\max} - T_{\min}} \quad (30)$$

bestimmt [Blanchard 1980]. Für die hier vorliegenden Temperaturen liegt COP_{\max} bei 5,22. Natürlich wird im oben berechneten Fall nicht die Thermodynamik außer Kraft gesetzt. Die hohe Leistungszahl kann erreicht werden, da die eingesetzte mechanische Arbeit über den Ventilator nicht in thermische Energie umgewandelt, sondern zur Förderung des Abluftstroms eingesetzt wird. Als Wärmenutzen wird die von der feuchten Luft auf das Wasser übertragene thermische Energie gewertet. Da keine Umwandlung von mechanischer Energie zu thermischer Energie stattfindet, kann eine höhere Leistungszahl, als über den Carnot-Wirkungsgrad bestimmt, erreicht werden.

6 Empirische Untersuchung zur Einsetzbarkeit der Direktkondensation

Die Auslegung des Direktkondensators beruht auf einem Verständnis des Stoff- und Wärmeübergangs zwischen der feuchten Abluft und dem Waschwasser. Um Anhaltspunkte für die Auslegung zu gewinnen, wurden Versuche zur Abschätzung der Wärmeübertragung zwischen feucht-warmer Luft und Wasser im direkten Kontakt im Labormaßstab durchgeführt. Es wurde ein Aufbau entwickelt, um Luft zu erhitzen und den Feuchtegehalt einzustellen. Anschließend wird die Luft in einen Behälter nach dem Prinzip eines Direktkondensators durch Kühlwasser geleitet und der Wärmetransport über die Energiebilanz bestimmt.

6.1 Versuchsaufbau

Die Hauptbauteile des Versuchsaufbaus (Abbildung 39) sind ein Wasserbad mit Abdeckung, eine Gaswaschflasche aus Glas zur Befeuchtung der Luft und ein Glasbehälter für die Direktkondensation. Die verwendete Druckluft wird der allgemeinen Versorgungsleitung entnommen und über das Nadelventil V_1 reguliert. Über einen Schwebekörper-Durchflussmesser (*Krohne DK 702*) wird der Volumenstrom bezogen auf den physikalischen Normzustand ($T = 273,15 \text{ K}$, $p = 101.325 \text{ Pa}$) bei einem vorgegebenen absoluten Druck von 1,2 bar gemessen. Der Druck wird direkt vor dem Durchflussmesser über ein Rohrfedermanometer gemessen. Durch das Nadelventil V_1 am Lufteingang und ein integriertes Nadelventil am Durchflussmesser kann der Druck im Durchflussmesser auf den kalibrierten Wert eingestellt werden. Während der durchgeführten Versuche liegt der Luftvolumenstrom konstant bei $\dot{V}_L = 300 \text{ l/h}$ (Normzustand). Hinter dem Durchflussmesser teilt sich die Luftleitung, bevor sie in den durch eine Kammer aus Kunststoff begrenzten Luftraum über dem Wasserbad eintritt. Eine Leitung führt zur Gaswaschflasche im Wasserbad, die andere ist als Bypass parallel zur Gaswaschflasche geschaltet. Beide Leitungen sind mit Nadelventilen V_2 und V_3 versehen, um den Durchfluss einzustellen, und laufen vor dem Ausgang aus dem Wasserbad mit Abdeckung wieder zusammen. Das Wasserbad kann zur Erhitzung der Luft auf eine gewünschte Temperatur gebraucht werden. Die Luftleitung zur Gaswaschflasche und die Bypass-Leitung verlaufen durch das erhitzte Wasser, um die Luft aufzuwärmen. Der Teil des Luftstroms, der zur Gaswaschflasche geleitet wird, tritt dort über einen Aufsatz mit Fritte in demineralisiertes Wasser ein. Während des Aufstiegs der Gasblasen wird die Luft mit Wasserdampf gesättigt. Anschließend trifft sie wieder mit der Luft aus der Bypassleitung zusammen. Bevor die gemischte Luft aus der Kammer über dem Wasserbad austritt, wird in einer Messkammer mit einem

Testo 400 Messgerät mit Temperatur- und Feuchtefühler die Temperatur und die relative Luftfeuchtigkeit gemessen. Anhand der gemessenen Werte kann der Feuchtegehalt der Luft bestimmt werden. Die Genauigkeiten und Messbereiche des Testo 400 Messgeräts mit Temperatur- und Feuchtefühler sind in Kapitel 3.2 aufgeführt. Durch das Wasserbad als Wärmequelle kann die erhitzte Luft eine maximale Temperatur von 100 °C erreichen. Über den Anteil der Luft, die in der Gaswaschflasche befeuchtet wird, lässt sich der Feuchtegehalt der austretenden Luft vor dem Behälter für die Direktkondensation einstellen.

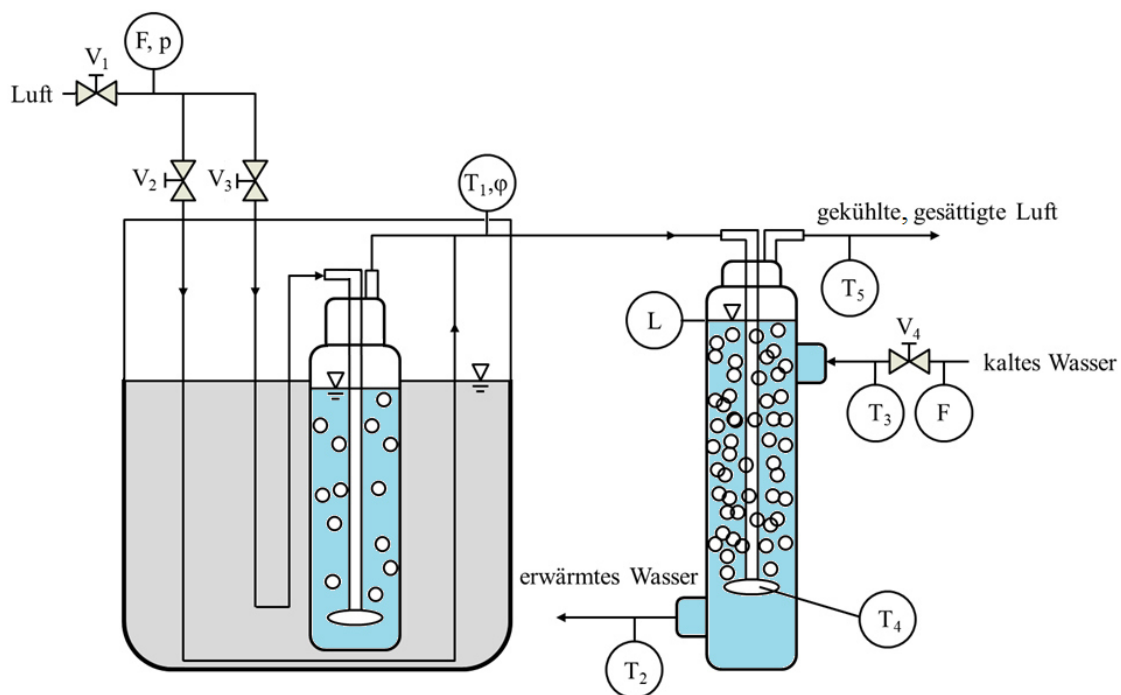


Abbildung 39: Skizze des Versuchsaufbaus.

Hinter dem Ausgang des Wasserbades wird die erhitzte, feuchte Luft zum Glasbehälter nach Prinzip eines Direktkondensators geleitet und tritt dort, vergleichbar mit der Gaswaschflasche im Wasserbad, über einen Aufsatz mit Glasfritte in den Behälter ein. Der Behälter wird im Folgenden als Kondensator bezeichnet. Der Kondensator hat eine Höhe von 200 mm und einen Innendurchmesser von 40 mm. Die Glasfritte vom Hersteller Lenz besitzt eine Porosität der Klasse 0, sodass die Nennweite der Poren in einem Bereich von 160 bis 250 μm liegen. Das Glasrohr zum Frittenausgang hat einen Durchmesser von 8 mm. Im Kondensator wird die erwärmte, feuchte Luft über die Glasfritte dispergiert und kommt in direkten Kontakt mit dem Kühlwasser. Das Kühlwasser wird im Gegenstrom geführt. Es tritt 100 mm über dem Fritteingang in den Kondensator ein und 25 mm unter dem Glasfrittenausgang wieder aus. Als

Kühlwasser wird Frischwasser aus der allgemeinen Versorgungsleitung verwendet. Abbildung 40 zeigt den Behälter für die Direktkondensation mit und ohne Kühlwasser.



Abbildung 40: Aufnahmen des Behälters für die Direktkondensation (Kondensator).

Am Kondensator wird die Temperatur des Kühlwassers am Eingang ($\vartheta_{\text{H}_2\text{O}, \text{ein}}$) und am Ausgang ($\vartheta_{\text{H}_2\text{O}, \text{aus}}$) bestimmt. Um den Wärmeverlust der Luft zwischen Wasserbad und Kondensator zu berücksichtigen, wird die Eingangstemperatur der Luft $\vartheta_{\text{air}, \text{in}}$ am Frittenausgang im Kondensator gemessen. Die Ausgangstemperatur $\vartheta_{\text{air}, \text{out}}$ wird am oberen Auslass des Behälters aufgenommen. Zur Temperaturmessung werden Thermoelemente des Typs K der Klasse 1 nach IEC 584 verwendet. Im Messbereich von -40 bis 375 °C liegt die Messgenauigkeit bei $\pm 1,5$ °C. Die Spannungen der Thermoelemente werden über eine Messkarte von National Instruments des Typs NI USB-6210 erfasst und über LabVIEW® verarbeitet. Zur Dämpfung der auftretenden Störsignale wurde ein Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 3 Hz eingesetzt. Da das Thermoelement für die Temperaturmessung am Frittenausgang im Kondensator (300 mm) länger ist als die restlichen verwendeten Thermoelemente (150 mm), treten an diesem die stärksten Störsignale auf. Für die Kaltstellenkompensation wird ein Pt1000 Widerstandsthermometer mit Konstantstromquelle verwendet. Der Volumenstrom des Kühlwassers wird mit einem Schwebekörper-Durchflussmesser des Typs DW von END-Armaturen gemessen und über das Nadelventil V_4 eingestellt. Um den Wasserstand während des Betriebs mit blickdichter Isolation zu kontrollieren, sind im Kondensator zwei Kontaktpaare eingebracht

(vgl. Abbildung 40, rechts). Während des Betriebes wird über ein Multimeter der Widerstand zwischen den zwei voneinander isolierten Leitern gemessen. Liegen die Kontakte im Wasser, wird ein deutlich geringerer Widerstand angezeigt als ohne kontinuierliche Wasserphase. Das untere Kontaktpaar befindet sich in einem Abstand von 99 mm zum Frittenausgang, das obere Paar liegt 20 mm darüber. Während der Messung kann der Wasserstand über dem Frittenausgang somit im Bereich zwischen den Kontakten mit $11,9 \text{ mm} \pm 10 \text{ mm}$ bestimmt werden.

Um während der Versuche den Wärmeverlust über die Leitungen und die Behälterwände möglichst gering zu halten, wurde der Behälter für die Direktkondensation mit einem Dämmstoffgranulat aus Silikat-Leichtschaum (*SLS® 20F*) isoliert⁴. Dafür wurde, wie in Abbildung 41 dargestellt, die Apparatur in einen Behälter gesetzt und dieser mit dem Dämmstoff gefüllt. Die Wärmeleitfähigkeit des Dämmstoffs beträgt $0,034 \text{ W/(m K)}$, der Abstand zwischen dem Kondensator und der Außenwand liegt bei ca. 100 mm. Um die Wärmeleitung über die Stativklammern zu minimieren, wurde an den verwendeten Klemmen zusätzlich Polystyrol zur Isolation eingesetzt.

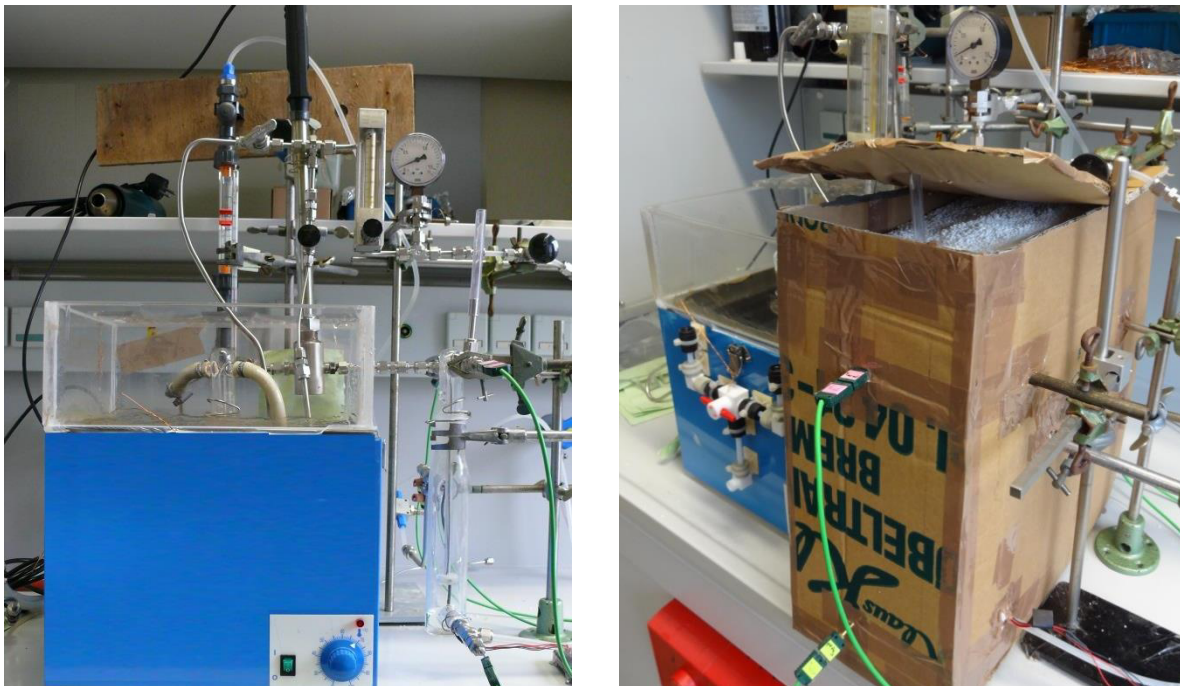


Abbildung 41: Aufnahme des Versuchsaufbaus mit und ohne Isolation.

⁴Ohne Isolierung führen Wärmeverluste in den Leitungen und über die Apparaturen zu einer maximal erreichbaren Lufttemperatur im Bereich von 50 °C im Kondensator.

6.2 Versuchsdurchführung

Jede Messung für die jeweiligen Parameter kann in drei Phasen unterteilt werden. Jede Phase wird über die verwendete Messkarte und *LabVIEW*® kontrolliert und aufgezeichnet. Beispielhafte Verläufe der aufgezeichneten Messwerte für die erste und dritte Phase sind in Abbildung 42 und Abbildung 43 dargestellt. Die Versuche wurden mit verschiedenen Parametern für den Feuchtegehalt, den Volumenstrom des Kühlwassers und den Volumenstrom der trockenen Luft durchgeführt. Eine Auflistung der einzelnen Versuche findet sich in Tabelle 8.

In der ersten Phase wird das gesamte System ohne Kühlwasser aufgeheizt, bis ein stationärer Zustand erreicht ist. Abbildung 42 zeigt einen beispielhaften Temperaturverlauf der Ein- und Ausgangstemperaturen der Luft im Kondensator. Die leichte Oszillation der Eingangstemperatur kann durch aufgenommene Störsignale begründet werden. Zusätzliche Schwankungen entstehen durch den variierenden Druck in der Druckluftversorgung. Um den Volumenstrom der Luft vor dem Wasserbad konstant zu halten, werden während der Messung über das Nadelventil V_1 Druckschwankungen in der Versorgungsleitung manuell ausgeglichen. Der Temperaturunterschied zwischen dem Ein- und Ausgang zeigt den Wärmeverlust über die Kondensatorwände und Leitungen.

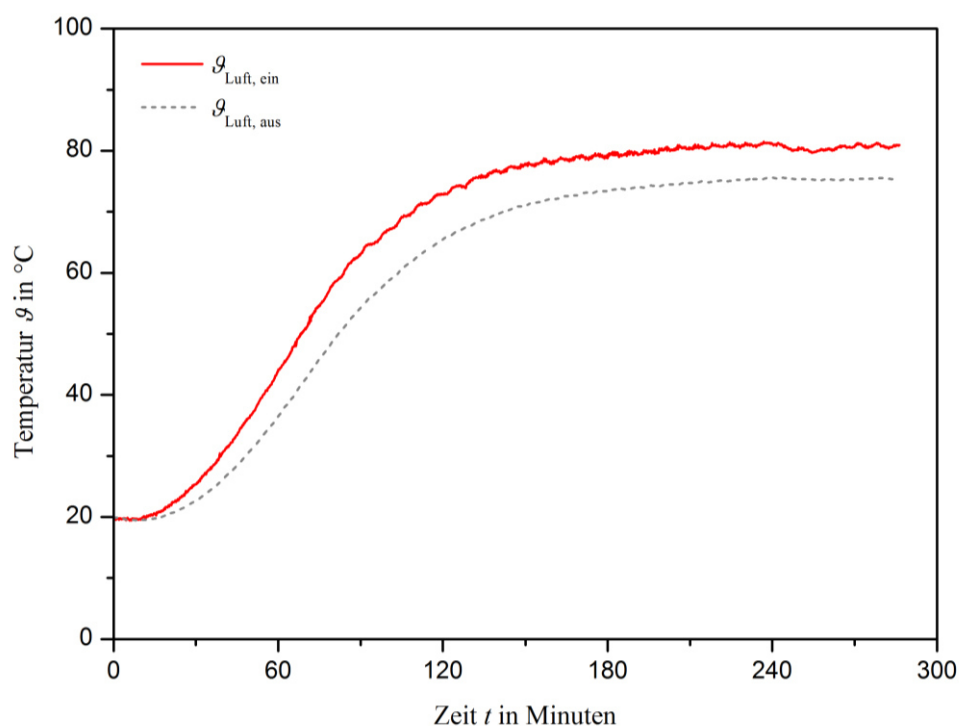


Abbildung 42: Erste Versuchsphase (trockene Luft, kein Kühlwasser) bis zum stationären Zustand.

In der zweiten Phase der Messung wird der gewünschte Feuchtegehalt der Luft vor dem Kondensator eingestellt. Dafür wird über die Ventile V_2 und V_3 der Luftstrom durch die Gaswaschflasche im Wasserbad variiert. Über die Anzeige der gemessenen Werte für Temperatur und relative Luftfeuchtigkeit am Testo 400 kann der gewünschte Feuchtegehalt eingestellt werden. Wie in der ersten Phase wird auch in der zweiten ein stationärer Zustand der Temperaturen im Kondensator erreicht.

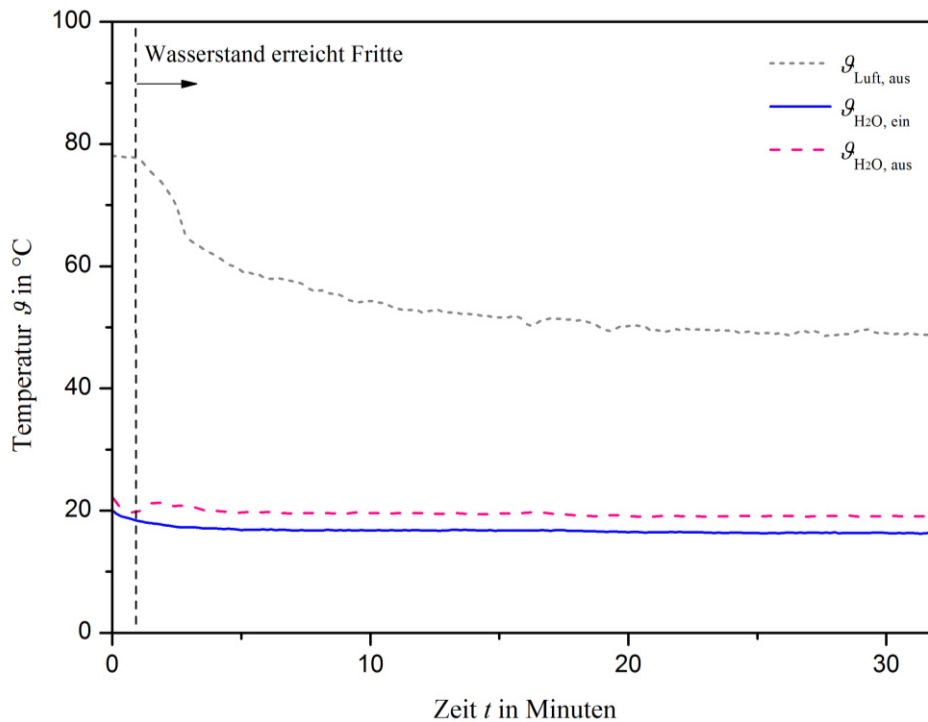


Abbildung 43: Dritte Versuchsphase (Versuch 4).

Während der dritten Phase der Messung wird der Zufluss des Kühlwassers geöffnet. Über das Ventil V_4 und den Durchflussmesser kann der Kühlwasserstrom eingestellt werden. Zur Kontrolle des Wasserstands im Kondensator werden die Widerstände zwischen den Kontakten im Kondensator gemessen. Da der Wasserdruck in der Versorgungsleitung nicht konstant ist, muss während der Messung über das Ventil V_4 der Durchfluss korrigiert werden. Abbildung 43 zeigt beispielhaft die Temperaturverläufe während der dritten Messphase. Auch hier wird die Messung so lange durchgeführt, bis ein stationärer Zustand erreicht wird. Durch die Befuchtung der Luft nimmt die Wassermenge in der Gaswaschflasche im Wasserbad kontinuierlich ab. Um den Feuchtegehalt der Luft konstant zu halten, muss über die Ventile V_2 und V_3 auch während der Messung der Anteil des Luftstroms durch die Gaswaschflasche angepasst werden. Da die Temperatur $g_{\text{air, ein}}$ am Ausgang der Fritte im Kondensator gemessen

wird, ist diese bei durchströmendem Kühlwasser geringer und kann für die Berechnung der Enthalpie des einströmenden Luftstroms nicht mehr sinnvoll eingesetzt werden. Für die Berechnungen wird der stationäre Wert für $\vartheta_{\text{Luft, ein}}$ aus der zweiten Phase der Messung verwendet.

Tabelle 8: Versuchsparameter.

Versuch	Feuchtegehalt Y in g/kg	Molanteil X in %	Volumenstrom \dot{V}_L der trockenen Luft in l/min (Normzustand)	Volumenstrom \dot{V}_{KW} des Kühlwassers in ml/min
1	3,1	0,5	5	252,6
2	13,8	2,2	5,83	252,6
3	65,2	9,5	5	252,6
4	143,6	18,8	5	252,6
5	143,1	18,7	5	252,6
6	200,5	24,4	5	252,6
7	198,0	24,1	5	100,0
8	200,0	24,3	5	26,2
9	239,5	27,8	5	252,6
10	367,7	37,1	5	252,6
11	395,8	38,9	5	252,6
12	495,5	44,3	5	252,6
13 ⁽¹⁾	197,6	24,1	5	25,4

⁽¹⁾ Eingangstemperatur des Kühlwassers $\vartheta_{\text{H}_2\text{O ein}} = 42 \text{ °C}$.

6.3 Ergebnisse

Zur Bestimmung des Wärmestroms zwischen der erwärmten, feuchten Luft und dem Kühlwasser im Direktkondensator wurden Versuche bei konstantem Luft- und Kühlwasserstrom durchgeführt. Für die Berechnungen des Wärmetransports und Feuchtegehalts wurden, wie in der Versuchsdurchführung beschrieben, die gemessenen Temperaturen über den stationären Bereich gemittelt.

Abbildung 44 zeigt den Enthalpiestrom zwischen der erwärmten, feuchten Luft und dem Kühlwasser in Abhängigkeit zum Feuchtegehalt der Luft vor dem Eintritt in den Kondensator. Der Enthalpiestrom wurde über die Differenz zwischen der eintretenden und austretenden feuchten Luft im Kondensator nach Gleichung (4) bezogen auf den konstanten Massenfluss der trockenen Luft bestimmt. Am Ausgang des Kondensators wurde für die Luft ein mit Wasserdampf gesättigter Zustand angenommen. Neben der Berechnung des Wärmestroms über die Enthalpiedifferenz der ein- und austretenden Luft ist zusätzlich eine Berechnung über die Temperaturen des Kühlwassers möglich. Die Kondensation der Luftfeuchte führt dazu, dass der austretende Massenstrom des Wassers größer ist als der eintretende Kühlwasserstrom. Die Menge der kondensierten Luftfeuchte kann über den verwendeten Versuchsaufbau nicht gemessen und lediglich über die ein- und austretende Luft bestimmt werden. Die Ergebnisse in Abbildung 44 beziehen sich auf die Messungen mit einem Volumenstrom der trockenen Luft von $\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$ und einem Kühlwasserstrom von $\dot{V}_{KW} = 252,6 \text{ ml/min}$. Zwischen dem über die Messwerte der Luft berechneten Enthalpiestrom Q_{Luft} und dem Feuchtegehalt Y der Luft im Bereich von 0 bis 500 g/kg besteht ein linearer Zusammenhang. Die Ausgleichsgerade für die ermittelten Punkte ist in Abbildung 44 dargestellt. Abbildung 45 zeigt die Ergebnisse des Wärmestroms zwischen der feuchten Luft und dem Kühlwasser bezogen auf den Molanteil des Wasserdampfes an der Molmenge des Gesamtgemisches. Über die mit den Messergebnissen berechneten Werte lässt sich ein quadratischer Zusammenhang vermuten. Die Eintrittstemperatur der feuchten Luft an der Glasfritte im Kondensator liegt bei $\vartheta_{\text{Luft, ein}} = 85,0 \text{ °C} \pm 4 \text{ °C}$. Bei allen Versuchen mit $Y = 200 \text{ g/kg}$ wird die in der zweiten Phase der Messung bei diesem Feuchtegehalt gemessene Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{Luft ein}} = 84,1 \text{ °C}$ angenommen.

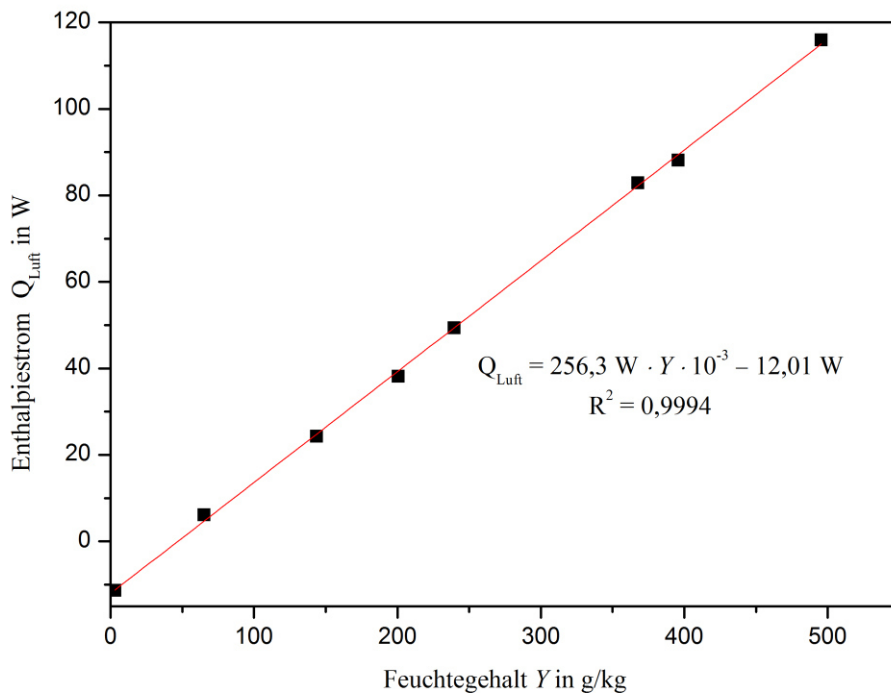


Abbildung 44: Enthalpiestrom zwischen der feuchten Luft und dem Kühlwasser abhängig vom Feuchtegehalt der Luft ($\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$; $\dot{V}_{KW} = 252,6 \text{ ml/min}$).

Um den Einfluss des Kühlwasserstroms zu bestimmen, wurden Versuche mit konstantem Feuchtegehalt und Luftstrom und variierendem Massenstrom des Kühlwassers durchgeführt (vgl. Tabelle 8, Versuch 6 bis 8). Der konstante Wert des Luftstroms liegt bei $\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$. Da der Feuchtegehalt während der Messung über die Ventile eingestellt wird, weicht der Wert bei den einzelnen Versuchen geringfügig ab. Für die Darstellung in Abbildung 46 wird ein konstanter Wert von bei $Y = 200 \text{ g/kg}$ angenommen. Die Abbildung zeigt den Zusammenhang zwischen dem über die ein- und ausströmende Luft bestimmten Enthalpiestrom Q_{Luft} , dem Kühlwasserstrom \dot{m}_{KW} und der Temperaturdifferenz des ein- und ausströmenden Kühlwassers. Der bestimmte Enthalpiestrom sinkt bei geringeren Kühlwasserströmen. Gleichzeitig steigt die Temperaturdifferenz des Kühlwassers am Ein- und Ausgang bei einem geringeren Kühlwasserstrom an. Die Temperaturdifferenz verläuft proportional zum Enthalpiestrom zwischen der Luft und dem Kühlwasser.

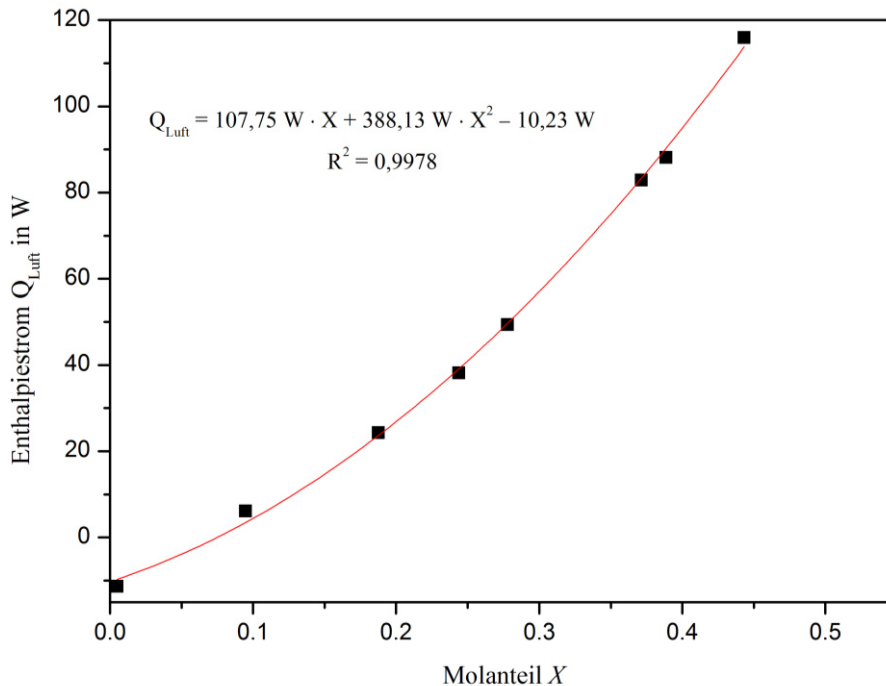


Abbildung 45: Enthalpiestrom zwischen der feuchten Luft und dem Kühlwasser abhängig vom Molanteil des Wasserdampfs in der Abluft ($\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$; $\dot{V}_{KW} = 252,6 \text{ ml/min}$).

Zur Überprüfung einer stufenweisen Erhitzung des Kühlwassers auf die am Beispiel der Wäscherei festgelegte Wassertemperatur von $\vartheta_{\text{H}_2\text{O,aus}} = 55 \text{ °C}$ wurden zwei Stufen in einzelnen Versuchen nachgestellt (vgl. Tabelle 8, Versuch 8 und 13). Der Luftstrom $\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$, der Feuchtegehalt $Y \approx 200 \text{ g/kg}$ und der Kühlwasserstrom $\dot{V}_{KW} \approx 26 \text{ ml/min}$ sind bei beiden Versuchen konstant. Die Eintrittstemperatur der Luft $\vartheta_{\text{Luft ein}}$ liegt bei $84,1 \text{ °C}$. In der ersten Stufe wird der Kühlwasserstrom von einer Eingangstemperatur $\vartheta_{\text{H}_2\text{O ein, Stufe 1}} = 19,9 \text{ °C}$ auf eine Ausgangstemperatur von $\vartheta_{\text{H}_2\text{O aus, Stufe 1}} = 42,0 \text{ °C}$ erhitzt.

Die Eingangstemperatur des Kühlwassers der zweiten Stufe soll der Ausgangstemperatur der ersten Stufe entsprechen. Für den Versuch konnte eine Eingangstemperatur von $\vartheta_{\text{H}_2\text{O, ein, Stufe 2}} = 43,0 \text{ °C}$ eingestellt werden. In der zweiten Stufe wird das Kühlwasser am Ausgang auf eine Temperatur von $\vartheta_{\text{H}_2\text{O, aus, Stufe 2}} = 55,0 \text{ °C}$ erwärmt. Der Wärmestrom in der ersten Stufe beträgt $22,3 \text{ W}$, in der zweiten Stufe $1,7 \text{ W}$. Das Verhältnis der Massenströme des Kühlwassers zur Luft liegt bei einem Kühlwasserstrom von $\dot{V}_{KW} = 26 \text{ ml/min}$ und einem Luftstrom von $\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$ bei ca. 4. Steigt der Kühlwasserstrom auf $100,0$ bzw. $252,6 \text{ ml/min}$, ergibt sich ein Verhältnis von ca. 16 und 39. Bei der empirischen Simulation von mehreren Stufen verringert sich das Verhältnis der Massenströme, da das Kühlwasser die einzelnen Stufen in Reihe durchströmt und der Luftstrom jeweils nur durch eine Stufe geleitet

werden. Bei zwei Stufen halbiert sich somit das Massenstromverhältnis bei einem konstanten Luftstrom pro Stufe. Das in der Auslegung des Direktkondensators für den Wäschetrockner angenommene Verhältnis ist geringer und liegt bei ca. 2,1 (vgl. Kapitel 5).

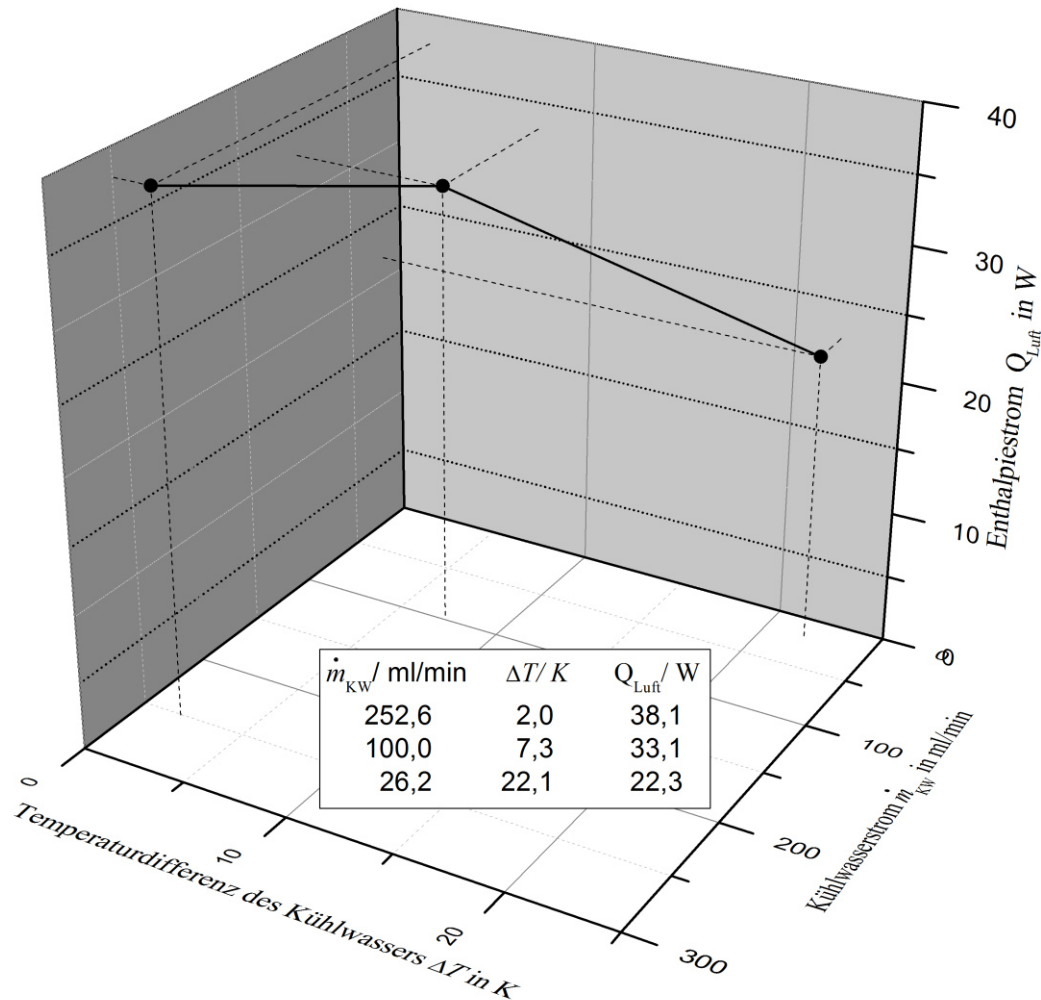


Abbildung 46: Die Temperaturdifferenz des Kühlwassers und der Enthalpiestrom zwischen feuchter Luft und Kühlwasser in Abhängigkeit vom Kühlwasserstrom ($\dot{V}_L = 5$ l/min; $Y = 200$ g/kg; $\vartheta_{Luft\ ein} = 84,1$ °C).

Zur Bestimmung der Gasbeladung ε_g und der Phasengrenzfläche a können die entsprechenden Gleichungen aus Kapitel 4.1 verwendet werden. Um die Ergebnisse zu überprüfen, wurden Aufnahmen des mit Kühlwasser gefüllten Kondensators mit und ohne durchströmenden Luftvolumenstrom gemacht. Abbildung 48 zeigt die ausgewerteten Aufnahmen. Für die Wasserhöhe ohne Gasbeladung liegt der Wert inklusive des Einlaufbereichs über dem Frittenausgang bei $H_1 = 59$ mm. Mit einem Gasvolumenstrom von $\dot{V}_L = 5$ l/min ergibt sich eine Höhe von $H_{lg} = 110$ mm. Nach Gleichung (12) ergibt sich eine Gasbeladung von $\varepsilon_g = 0,46$ (vgl. Abbildung 48, links). Abzüglich des Einlaufbereichs von 10 mm verringern sich die Höhen auf

$H_1 = 49 \text{ mm}$ und $H_{lg} = 100 \text{ mm}$. Die Gasbeladung ohne Einlaufbereich liegt bei $\varepsilon_g = 0,51$ (vgl. Abbildung 48, rechts).

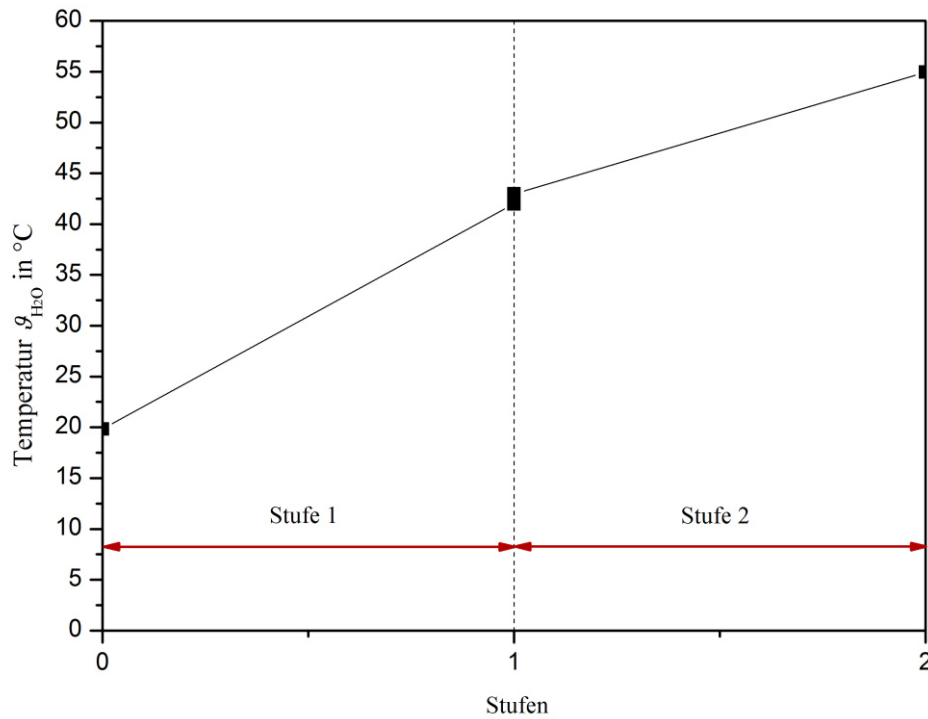


Abbildung 47: Erhitzung des Kühlwassers über zwei Stufen ($\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$; $Y \approx 200 \text{ g/kg}$; $\dot{V}_{KW} \approx 26 \text{ ml/min}$; $\frac{\dot{m}_{KW}}{\dot{m}_L} \approx 2$; $g_{\text{Luft ein}} = 84,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

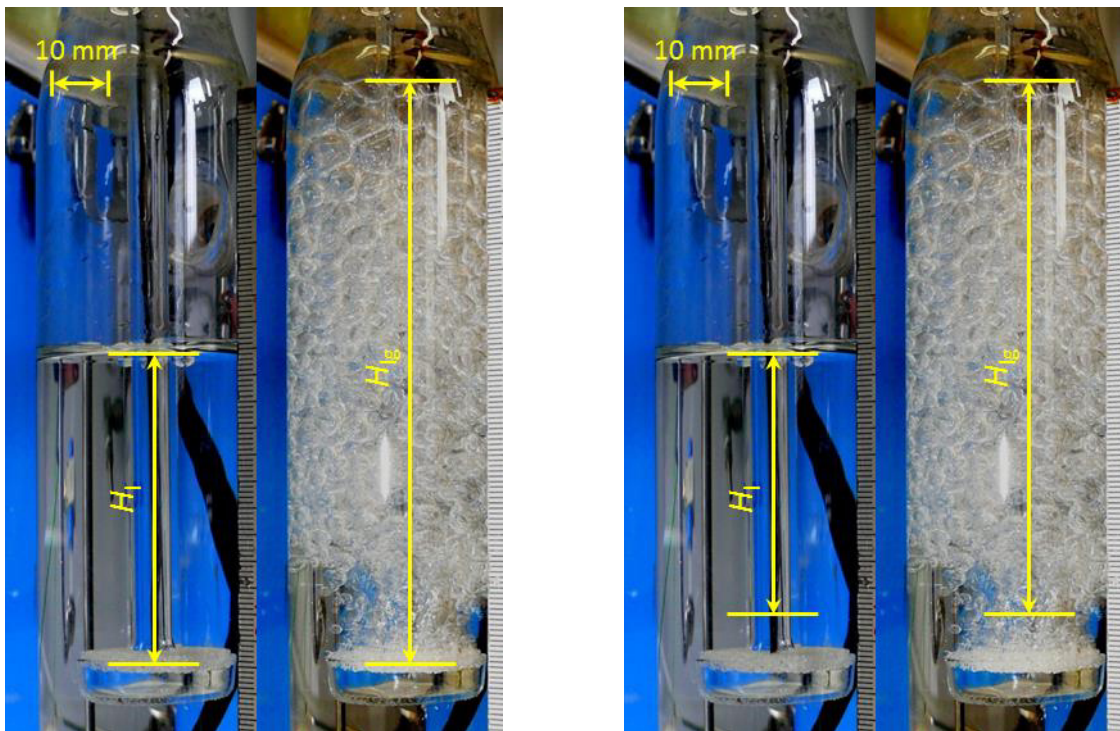


Abbildung 48: Bestimmung der Gasbeladung im Kondensator ($\dot{V}_L = 5 \text{ l/min}$)

6.4 Fehlerbetrachtung

Während der Messungen können neben den Messgenauigkeiten der Messsysteme verschiedenen Fehler aufgrund von Annahmen auftreten. Die verwendeten Thermoelemente des Typs K haben eine Messgenauigkeit im relevanten Temperaturbereich von $\pm 1,5$ °C. Die Genauigkeiten des Testo 400 Messgeräts mit Temperatur- und Feuchtefühler sind in Kapitel 4.2 näher beschrieben und liegen für die Temperatur bei $\pm 0,4$ °C und für die relative Luftfeuchtigkeit bei ± 2 %. Die Ansprechzeit des Messfühlers hat im stationären Bereich keinen relevanten Einfluss auf die Messergebnisse. Der Schwebekörper-Durchflussmesser zur Bestimmung des Volumenstroms der trockenen Luft im System hat laut Hersteller eine Genauigkeit von 4 %, wodurch bei 5 l/min eine Genauigkeit von $\pm 0,2$ l/min resultiert.

Bei der Messung des Luftvolumenstroms wird die Annahme getroffen, dass die der Versorgungsleitung entnommene Luft trocken ist. Messungen haben ergeben, dass die Luft aus der Versorgungsleitung einen schwankenden Feuchtegehalt von bis zu 5 g/kg aufweist. Bei einem höheren Feuchtegehalt sinkt die Dichte des Luft-Dampf-Gemisches. Die Temperatur der Luft aus der Versorgungsleitung wird nicht kontrolliert und es wird eine Temperatur von 20 °C angenommen. Da der verwendete Durchflussmesser für trockene Luft mit einer Temperatur von 20 °C kalibriert ist, kann ein erhöhter Feuchtegehalt und eine abweichende Temperatur zu Ungenauigkeiten bei der Durchflussmessung führen.

Während der Messungen kommt es trotz der vorgenommenen Wärmeisolierung über die Behälterwände und die Leitungen zu einem Wärmeverlust der erwärmten feuchten Luft und des erwärmten Waschwassers. Um den Wärmeverlust des Luftstroms zwischen dem Wasserbad und dem Kondensator zu berücksichtigen, wird die Eintrittstemperatur der Luft an der Glasfritte gemessen. Der Wärmeverlust der feuchten Luft hängt dabei auch von ihrem Feuchtegehalt ab. Bei einem höheren Feuchtegehalt konnte die Tendenz zu einer höheren Eintrittstemperatur festgestellt werden. Die Abhängigkeit des Wärmeverlusts vom Feuchtegehalt und der Wärmeverlust des erwärmten Kühlwassers werden bei den Messungen und Berechnungen vernachlässigt.

Während der Messung mit befeuchteter Luft nimmt die Wassermenge in der Gaswaschflasche im Wasserbad ab. Ab einer unbekanntem Höhe des Wasserstands wird die durchströmende Luft nicht mehr mit Wasserdampf gesättigt. Um den Feuchtegehalt der Luft konstant zu halten, muss der Anteil der durch die Gaswaschflasche strömenden Luft erhöht werden. Da der Druckverlust in der Gasleitung über die Gaswaschflasche größer ist als der der Bypass-

Leitung, steigt der Luftdruck im gesamten System. Bei einem zu hohen Anteil des Luftstroms durch die Gaswaschflasche kann die Druckerhöhung über die Ventile nicht mehr ausgeglichen werden und vor dem Durchflussmesser der Luft wird der Kalibrierungswert von $p = 1,2$ bar absolut überschritten. Durch einen erhöhten Druck zeigt der Durchflussmesser einen erhöhten Wert an. Bei einer gezielten Druckerhöhung im System von $p = 1,2$ bar auf ca. $1,7$ bar kann jedoch an der Skala am Messgerät kein Einfluss auf den angezeigten Durchfluss außerhalb der allgemeinen Schwankungen erkannt werden.

6.5 Auswertung und Diskussion

Die Ergebnisse der Versuche mit konstantem Luft- und Kühlwasserstrom haben gezeigt, dass zwischen dem Feuchtegehalt am Eingang des Kondensators und dem Wärmetransport zwischen der feuchten Luft und dem Kühlwasser ein linearer Zusammenhang besteht (vgl. Abbildung 44). Der Wärmetransport lässt sich durch die übertragene, fühlbare Wärme und latente Wärme über

$$Q_{\text{gesamt}} = Q_{\text{latent}} + Q_{\text{fühlbar}} \quad (31)$$

beschreiben [Narayan 2013]. Dabei entspricht Q_{gesamt} dem über die ein- und ausgehende Luft bestimmten Enthalpiestrom Q_{Luft} . Der Anteil der fühlbaren Wärme ändert sich bei einer Erhöhung des Feuchtegehalts nicht, sodass der höhere Enthalpiestrom bei größerem Feuchtegehalt der Luft nur durch eine Steigerung des latenten Wärmeflusses begründet ist. Der lineare Zusammenhang zwischen dem Feuchtegehalt und dem übertragenen Wärmestrom wurden in der Literatur bereits für Plattenwärmeübertrager beschrieben [Lebedev 1966]. Shi et al. konnten eine quadratische Abhängigkeit zwischen dem gesamten Wärmeübertragungskoeffizienten und dem Volumenanteil von Wasserdampf in der behandelten Abluft in Rippenrohrwärmeübertragern feststellen [Shi 2011]. Dies passt gut zu den oben gezeigten Ergebnissen (Abbildung 35), da unter Annahme eines idealen Gases der Volumenanteil dem Molanteil entspricht. Bei beiden Untersuchungen kam es zur Übertragung der latenten Wärme durch Kondensation.

Die nach Gleichung (19) bestimmte Péclet-Zahl für die Blasen im verwendeten Kondensator liegt bei der gemessenen Gasbeladung von $\varepsilon_g = 0,51$ bei $Pe \approx 8,2$. In der Blase überwiegt somit der konvektive Transport und es kann für die Länge des Radius eine konstante Konzentration der Luftfeuchte angenommen werden. Die Menge an Wasserdampf, die an der Phasen-

grenzfläche kondensiert und damit auch der übertragene Wärmestrom Q_{latent} , sind proportional zum Feuchtegehalt in der Gasphase.

Liegt der Feuchtegehalt der Luft unter dem Sättigungsgehalt am Austritt, ist der latente Wärmestrom negativ, da der Feuchtegehalt der Luft während der Durchströmung des Kühlwassers zunimmt. In den Ergebnissen lässt sich darüber der negative Enthalpiestrom bei geringem Feuchtegehalt der Luft am Kondensatoreingang erklären.

Bei einem konstanten Luftstrom steigt die Temperatur des Wassers im Kondensator durch einen geringeren Kühlwasserfluss und die übertragene Wärme zwischen den Phasen sinkt (vgl. Abbildung 46). Die Temperaturdifferenz des Kühlwassers am Ein- und Ausgang verhält sich über

$$Q_{\text{gesamt}} = \Delta T \cdot c_{p,H_2O} \cdot \dot{m}_{KW} \quad (32)$$

proportional zur übertragenen Wärme Q_{gesamt} . Da die Temperaturdifferenz bei einer Verkleinerung des Kühlwasserstroms um einen geringeren Faktor steigt, wird der übertragene Wärmestrom bei geringerem Kühlwasserfluss kleiner. Es ist jedoch zu beachten, dass der Massenstrom des Wassers am Ausgang um die Menge der kondensierten Luftfeuchte größer ist als am Eingang. In den Versuchsergebnissen (vgl. Abbildung 46) kann dieser Effekt jedoch nicht beobachtet werden.

Nach der Auslegung der *vermacon GmbH & Co. KG* liegt der Feuchtegehalt der in den mehrstufigen Direktkondensator geleiteten Luft bei $Y = 200 \text{ g/kg}$ bei einer Temperatur von $87 \text{ }^\circ\text{C}$. Die Temperaturdifferenz des ein- und austretenden Wasserstroms liegt bei $\Delta T = 37 \text{ K}$. Das Verhältnis der Massenströme der Abluft und des Waschwassers beträgt $\dot{m}_{KW}/\dot{m}_L \approx 2,1$. Der Abluftstrom wird dabei auf vier Stufen des Direktkondensators aufgeteilt, der Waschwasserstrom wird in Reihe durch die Stufen geleitet. Für die Auslegung auf Basis der Laborversuche wird der am Fallbeispiel ermittelte ausgetragene Enthalpiestrom von $136,6 \text{ MJ}$ (vgl. Kapitel 3) in einer Zeit von 20 min angenommen.

Bei einem Feuchtegehalt von $Y = 200 \text{ g/kg}$ wird im Laborversuch bei einem Massenstromverhältnis Wasser/Luft von 39 ein Enthalpiestrom von $38,1 \text{ W}$ gemessen. Bezogen auf das Volumen der mit Luft beladenen Wasserschicht mit einer Höhe von $H_{lg} = 100 \text{ mm}$ im Kondensators des Laborversuchs ergibt sich ein Wert von ca. 277 kW/m^3 . Um den am Beispieltrockner über die Abluft ausgetragenen Enthalpiestrom von $136,6 \text{ MJ}$ innerhalb von 20 min zu übertragen, ist ein theoretisches Kondensatorvolumen von $0,42 \text{ m}^3$ notwendig. Die Temperaturdif-

ferenz zwischen dem ein- und austretenden Kühlwasser liegt jedoch nur bei $\Delta T = 2,0$ K. Das kleinste in den Versuchen realisierbare Verhältnis der Massenströme für eine Stufe liegt mit $\dot{V}_L = 5$ l/min und $\dot{V}_{KW} = 26$ ml/min bei ca. 4. Der bestimmte Enthalpiestrom bei diesem Verhältnis und einem Feuchtegehalt am Kondensatoreingang von $Y = 200$ g/kg beträgt 22,3 W. Das Kühlwasser wird dabei um $\Delta T = 22,1$ K erwärmt. Bezogen auf die mit Luft beladene Wasserschicht und die abgeführten Energie am Beispieeltrockner ergibt sich als Bedarf ein theoretisches Volumen von $0,64$ m³. Da die in der Auslegung angenommene Temperaturdifferenz von $\Delta T = 37$ K nicht erreicht wird, können die ermittelten Kondensatorvolumina nicht direkt auf das Fallbeispiel übertragen werden. Geringere Kühlwasserströme als $\dot{V}_{KW} = 26$ ml/min sind mit dem bestehenden Versuchsaufbau nicht möglich, sodass das Massenstromverhältnis im Kondensator nur durch die Simulation von mehreren Stufen möglich ist.

Die Simulation einer zweiten Stufe des gleichen Volumens (vgl. Abbildung 47) wird durch einen zweiten Versuch mit einer höheren Eintrittstemperatur des Kühlwassers realisiert. Dabei kann ein Verhältnis von $\dot{m}_{KW}/\dot{m}_L = 2$ für die Kombination von beiden Stufen erreicht und das Kühlwasser auf eine Temperatur von 55 °C erwärmt werden. Das Verhältnis der Massenströme und die Temperaturdifferenz sind somit im Bereich der Auslegungsdaten der *vermacon GmbH & Co. KG*. Die Temperatur des Kühlwassers am Eingang der zweiten Stufe liegt bei $\vartheta_{H_2O, \text{ein, Stufe 2}} = 43,0$ °C, wodurch der Wärmestrom der zweiten Stufe kleiner ist als in der ersten Stufe. Der über die Luft ermittelte Wert liegt bei $Q_{\text{gesamt, Stufe 2}} = 1,7$ W. Unter der idealisierten Annahme von gleichen Strömungszuständen bei größeren Behältervolumina ergibt sich in Kombination mit der ersten Stufe ($Q_{\text{gesamt, Stufe 1}} = 22,3$ W) ein theoretisches Volumen von $0,60$ m³ pro Stufe, um den am Fallbeispiel bestimmten Abwärmestrom zur Wassererwärmung zu nutzen. Durch den Einsatz von mehreren Stufen kann das notwendige Volumen pro Stufe weiter gesenkt werden.

Die Berechnungen des Kondensatorvolumens basieren auf der Annahme, dass die Höhe der durchströmten Wasserschicht von 100 mm konstant gehalten wird, da der Einfluss der Schichthöhe nicht bestimmt wurde. Narayan et al. haben gezeigt, dass die Höhe der durchströmten Flüssigkeitsschicht ab einer Mindesthöhe keinen Einfluss auf den Wärmetransport hat [Narayan 2013]. Auch die Ergebnisse von Inaba et al. zeigen keinen Einfluss des Wasserstands auf den Wärmestrom zwischen kalten Luftblasen und warmem Wasser [Inaba 2002]. Die Versuchsergebnisse bestätigen, dass mit den Werten der Auslegung durch die *vermacon GmbH & Co. KG* für den Feuchtegehalt der Luft und das Massenstromverhältnis von Kühl-

wasser und Luft über zwei Kondensatorstufen das Kühlwasser auf die in der Wäscherei benötigte Temperatur von 55 °C erwärmt werden kann.

Die Messung der Gasbeladung im Kondensator zeigt, dass die in Kapitel 4.1 aufgeführten Gleichungen zur Berechnung der Gasbeladung für den betrachteten Fall nur bedingt einsetzbar sind. Über die für $\varepsilon_g < 0,14$ gültige Gleichung (14) ergibt sich nach Akita und Yoshida eine Gasbeladung von 0,36 [Akita 1974]. Die für den Übergangsbereich gültige Gleichung (15) nach Reilly et al. ergibt Werte im Bereich von 0,82 bis 0,92 [Reilly 1994]. Der über die Gleichung (13) von Mersmann bestimmte Wert der Gasbeladung liegt vergleichbar mit Reilly et al. bei 0,90 [Mersmann 1978]. Alle Berechnungen weichen stark vom gemessenen Wert von $\varepsilon_g = 0,51$ ab.

Durch den Gasvolumenstrom von $\dot{V}_L = 5$ l/min und den Behälterdurchmesser von $D = 0,04$ m beträgt die Leerrohrrohrgeschwindigkeit während der Versuche $u_g = 0,069$ m/s. Nach Shah et al. (vgl. Abbildung 21, Kapitel 4.1) liegt die Blasenströmung im untersuchten Behälter im Bereich der Kolbenblasenströmung [Shah 1982]. In diesem Strömungsbereich bilden sich große Gasblasen, die einen Durchmesser im Bereich des Kolonnendurchmessers aufweisen. Dieser Strömungsbereich wird für die technische Nutzung von Blasensäulen im Allgemeinen nicht eingesetzt. Die Korrelationen aus der Literatur beziehen sich auf die Bereiche der homogenen und heterogenen Blasenströmung, sowie des Übergangsbereichs, wodurch die starken Abweichungen zwischen Berechnung und Messung begründet sein können. Während der durchgeführten Versuche konnten im Kondensator optisch keine gebildeten Großblasen mit Durchmessern im Bereich des Behälterdurchmessers erkannt werden (vgl. Abbildung 48).

Die Phasengrenzfläche a im Kondensator lässt sich über die Gasbeladung abschätzen. Berechnungen nach Mersmann (vgl. Gleichung (17), Kapitel 4.1) ergeben einen Wert von $596 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [Mersmann 1978]. Die Phasengrenzfläche in Blasensäulen für eine Gasbeladung $\varepsilon_g < 0,40$ wird mit 50 bis $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ angegeben [Trambouze 2004]. Die Ergebnisse von Shah et al. beziehen sich auf Kolonnen mit größeren Durchmessern, zeigen jedoch, dass die Phasengrenzfläche durch eine höhere Gasleerrohrgeschwindigkeit weiter erhöht werden kann [Shah 1982]. Da die Gasbeladung mit einer höheren Leerrohrgeschwindigkeit steigt, scheint das Ergebnis von $596 \text{ m}^2/\text{m}^3$ für $\varepsilon_g = 0,51$ in einer realistischen Größenordnung. Durch eine Erhöhung der Phasengrenzfläche steigt der Stofftransport zwischen den Phasen und der übertragene latente Wärmestrom nimmt zu [Kantarci 2005].

Der mittlere Blasendurchmesser für ein Wasser-Luft-System lässt sich über den Sauter-Durchmesser nach Gleichung (16) bestimmen [Mersmann 1977]. Der Durchmesser ist dabei nicht von der Geometrie des Behälters, sondern von den Eigenschaften der Phasen abhängig. Die Berechnung ergibt einen mittleren Durchmesser von $d_{32} = 4,93$ mm. Vergleiche mit den gemachten Aufnahmen zeigen, dass dieser Wert in etwa den sichtbaren Blasen entspricht. Durch Koaleszenz sind die Blasen im oberen Bereich des Behälters größer als im Eingangsbereich.

Der für das Fallbeispiel eingesetzte Direktkondensator hat im Vergleich zum Kondensator im Labormaßstab einen deutlich größeren Durchmesser, wodurch sich der Strömungsbereich verändern kann (vgl. Abbildung 21, Kapitel 4.1). Liegt dieser im Bereich der homogenen oder heterogenen Blasenströmung, wird eine bessere Gültigkeit der Korrelationen vermutet. Eine Erhöhung der Phasengrenzfläche kann durch eine höhere Gasleerrohrgeschwindigkeit erreicht werden, bei hohen Geschwindigkeiten wird der Effekt jedoch geringer [Shah 1982].

7 Mögliche Anwendungsgebiete der Direktkondensation

In Prozessen, in denen feuchte Abluft entsteht, kann theoretisch ein System zur Nutzung der Abluftwärme eingesetzt werden. Beispiele finden sich in verschiedenen Trocknungsprozessen in der Papier-, Holz- und Lebensmittelindustrie. Dabei kann die Direktkondensation eingesetzt werden, um Wasser zu erwärmen, das für Prozesse, Reinigungs- oder Heizzwecke eingesetzt werden kann. Die Versuche in dieser Arbeit haben gezeigt, dass der Wärmefluss zwischen feuchter Abluft und dem Frischwasser im Direktkondensator unmittelbar vom Feuchtegehalt der Luft abhängt. Die Wirtschaftlichkeit der Direktkondensation kann somit vom erreichbaren Feuchtegehalt bestimmt werden. Weitere Einsatzmöglichkeiten der Direktkondensation liegen bei Be- und Entfeuchtungssystemen zur Meerwasserentsalzung oder zur Kombination der Abwärmenutzung mit einer Abgasreinigung.

Ein Beispiel für die Entstehung von feuchter Abluft ist die Papierherstellung. Nachdem der Faserstoff immobilisiert und gepresst wurde, enthält das Papier vor der Trocknung einen Wassergehalt von 70 % bezogen auf das Gesamtgewicht des nassen Materials [Biermann 1996]. Über beheizte Trockenzylinder wird die Papierbahn erhitzt und das beinhaltete Wasser verdampft. Am Ende der Trocknung besitzt das Papier einen Trockengehalt von 90 bis 95 % [Suhr 2015]. Die Papierindustrie ist Weltweit der viertgrößte industrielle Energiekonsument [IEA 2008]. Mit fast 50 % besteht bei der Trockenpartie in der Papierherstellung der größte Energiebedarf der zu über 95 % durch die benötigte thermische Energie bestimmt wird [Laurijssen 2010]. 90 bis 95 % der für die Trocknung eingesetzten thermischen Energie wird über die Abluft ausgetragen [Laurijssen 2010]. Die spezifische Enthalpie der Abluft ist zu einem großen Anteil durch den Feuchtegehalt bestimmt. Je höher die spezifische Enthalpie der Abluft ist, desto effektiver kann diese genutzt werden. In der Papiertrocknung wird der maximale Feuchtegehalt durch den erreichbaren Taupunkt beschrieben. Bei einem höheren Feuchtegehalt tritt unkontrollierte Kondensation des Wasserdampfes auf, durch die die Produktqualität negativ beeinflusst werden kann. Moderne Trockenhauben erreichen Taupunkttemperaturen von 60 bis 65 °C [Sivill 2005]. Die Abluft wird oberhalb der Trocknungsanlage durch eine Haube abgezogen, um Kondensation in der Produktionshalle zu verhindern und anschließend einem System zur Abwärmenutzung zugeführt [Bajpai 2011]. Aktuelle Systeme nutzen dabei sowohl die fühlbare als auch die latente Wärme der Abluft in mehreren Stufen zur Wärmeübertragung [Suhr 2015; Sivill 2005; Gustafsson 1990]. In Abbildung 49 ist ein beispielhaftes System zur Abwärmenutzung bei der Papiertrocknung dargestellt. Dabei wird zuerst über einen Luft-Luft-Wärmeübertrager die benötigte Frischluft für die Trockenpartie vorgewärmt.

Anschließend erfolgt über mehrere Wärmeübertrager die Erwärmung von Prozess- und Kreislaufwasser. Bei der Wassererwärmung wird teilweise die latente Wärme der Abluft übertragen. Über vergleichbare Anlagen können mehr als 60 % der Abluftenergie genutzt werden [Suhr 2015; Sivill 2009]. Die Abluft besitzt bei modernen Anlagen Temperaturen von über 80 °C und einen Feuchtegehalt im Bereich von 160 bis 200 g/kg [Sivill 2005]. Das Verfahren der Direktkondensation könnte zur Erwärmung des Prozess- und Kreislaufwassers eingesetzt werden. Dies geschieht nach dem Stand der Technik in indirekten Wärmeübertragern [Södermann 2003; Gustafsson 1990].

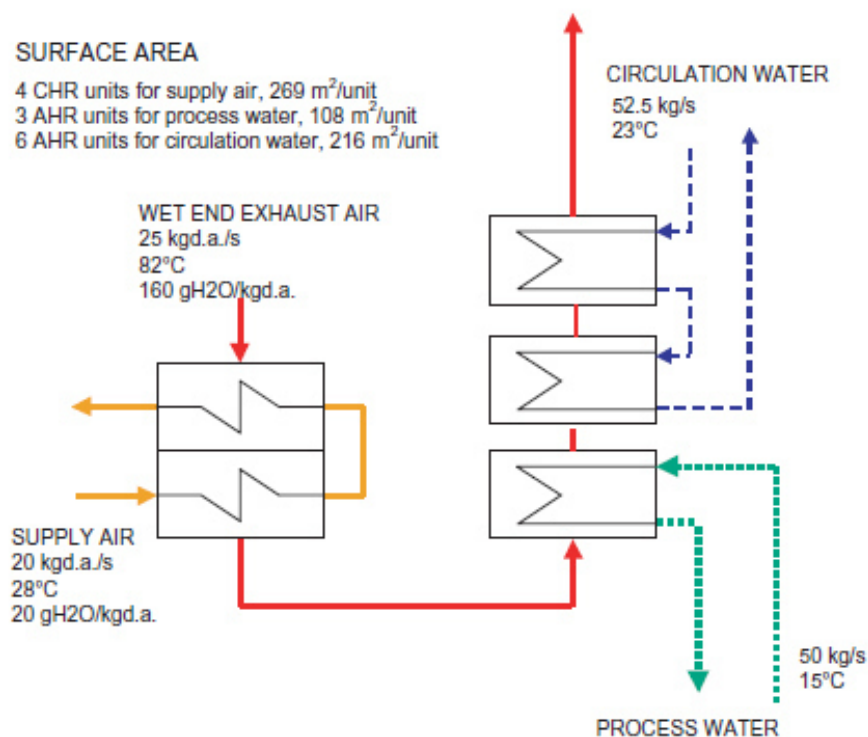


Abbildung 49: System zur Abwärmenutzung bei Papiertrocknern [Sivill 2005]

Bei der Meerwasserentsalzung dominieren zurzeit zwei Verfahren, das *Multi Stage Flash*-Verfahren und die Umkehrosmose. Das Multi Stage Flash-Verfahren basiert auf der mehrstufigen Entspannungsverdampfung von Salzwasser, bei der Umkehrosmose wird über eine Membran ein salzarmes Permeat ohne Phasenwechsel gewonnen [Fritzmann 2007]. Der Energiebedarf der Verfahren wird durch die Verdampfungsenthalpie des Salzwassers und den benötigten Druck bei der Umkehrosmose bestimmt. Um den Bedarf an Primärenergie zu verringern, gibt es Verfahren, die mit Sonnenenergie betrieben werden [Parekh 2004]. Durch die Sonneneinstrahlung wird das Salzwasser erhitzt, es verdampft und wird durch ein Trägermedium zu einem Kondensator geleitet. Dort kondensiert die Luftfeuchtigkeit und kann als

Frischwasser eingesetzt werden [Parekh 2004]. Vergleichbar ist der Einsatz eines Be- und Entfeuchtungssystems in Entsalzungsanlagen. Dabei wird trockene Luft durch Salzwasser befeuchtet und anschließend in einen Kondensator geleitet. Die Direktkondensation kann als Verfahren zur Entfeuchtung der Luft eingesetzt werden [Tow 2014; Narayan 2013]. Im Direktkondensator kann die Feuchtigkeit der im Kreislauf geführten Luft in einem kühlen Wasserstrom kondensieren und als Frischwasser abgezogen werden. Die Kühlleistung ist dabei entweder direkt durch einen kühlen Wasserstrom im Kondensator gegeben oder kann indirekt über ein Kühlmittel eingebracht werden. Die Ergebnisse von Narayan et al. zeigen, dass durch die Direktkondensation höhere Wärmeübertragungskoeffizienten als über konventionelle indirekte Kondensatoren erreicht werden können. Für die Direktkondensation muss entweder ein kühler Frischwasserstrom oder ein anderes Kühlmittel zur Verfügung stehen. Ein großer Vorteil der Direktkondensation ist auch hier die sich selbst erneuernde Wärmeübertragungsfläche, die die Gefahr für Fouling minimiert.

Bei der Nutzung von Wärme aus Abgasen kann über die Direktkondensation zusätzlich eine Abgasreinigung stattfinden. Durch die Möglichkeit, den Strom der Kühlflüssigkeit im Direktkondensator zu variieren, ist die Direktkondensation für hohe Absorptionswärmen geeignet. Mögliche Probleme können jedoch bei schäumenden Gemischen auftreten. Der Einsatz der Direktkondensation zur Abgasreinigung ist von den auftretenden Abgasstoffen abhängig, da diese den Aufwand der Reaktivierung bestimmen. Über die Direktkondensation entsteht eine große Menge an Absorbens, dessen Entsorgung zum Teil sehr aufwendig sein kann. Bei Schwefelverbindungen würden zum Beispiel hohe Energiekosten bei der Reaktivierung des Lösungsmittels durch Erhitzung auftreten [Schultes 1996]. Um die Menge des Lösungsmittels zu verringern, können Sprühabsorptionsanlagen verwendet werden.

8 Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Zur Verknüpfung des Projektes mit vorhergegangenen Arbeiten zur Energieeinsparung bei der Trocknung von Textilien wurde der Kontakt zu Herrn Prof. Dr. Hloch vom wfk – Cleaning Technology Institute e. V. und Herrn Prof. Dr.-Ing. Deichsel von der Georg-Simon-Ohm Hochschule Nürnberg hergestellt. Beide haben das DBU Projekt „Ganzheitliche energetische Betrachtung einer Wäscherei als Lösungsansatz für prozessintegrierte Energieeinsparung zur nachhaltigen Steigerung der Energieeffizienz von Wäschereien“ bearbeitet (Az 28612, Referat 23). Die im Bericht vorgestellten Zahlen zur Reduzierung des Energiebedarfs bei der Trocknung von Textilien durch den Einsatz eines Gas-Gas-Wärmeübertragers beruhen jedoch auf einen Rechenfehler, sodass ein direkter Vergleich bzw. eine Bewertung der Ergebnisse nicht möglich war. Die Autoren dieser Studie wurden auf den Fehler aufmerksam gemacht, haben aber bis zum jetzigen Zeitpunkt keine korrigierten Werte bereitgestellt.

Bei einem Besuch an der Georg-Simon-Ohm Hochschule in Nürnberg wurde das Konzept des Projektes in einem Fachvortrag vorgestellt und die Nutzung der Direktkondensation zur Erwärmung von Frischwasser durch die in der Abluft enthaltene fühlbare und latente Energie basierend auf Plänen der vermacon GmbH & Co. KG positiv diskutiert. Herr Prof. Deichsel plante die Ergebnisse einer Pilotanlage bestehend aus einem Trockner mit Direktkondensator in einem eigenen Bericht zu Beginn des Jahres 2015 als sogenanntes Best Practice Beispiel aufzuführen. Aufgrund von Verzögerungen in der Fertigung der Anlagenkomponenten, konnte die Pilotanlage nicht wie geplant im Sommer 2014 realisiert werden. Des Weiteren war eine Vorstellung der Projektergebnisse in Form eines Fachvortrages auf der ACHEMA 2015 in Frankfurt am Main geplant. Dieser Vortrag musste jedoch ebenfalls aufgrund der fehlenden Ergebnisse abgesagt werden.

9 Beurteilung und Fazit

Für große Wäschereien gibt es bereits konventionelle Systeme zur indirekten Erwärmung von Frischwasser über die Nutzung der latenten und fühlbaren Wärme der Abluft aus Trocknungsprozessen. Dabei wird die feucht-warme Luft aus mehreren Trocknungsapparate in einen Plattenwärmeübertrager geleitet, in dem die Luftfeuchtigkeit kondensiert und Frischwasser erwärmt wird [Langer 2010]. Alternativ sind für große Anlagen Sorptionskreisläufe zur Entkopplung von fühlbarer und latenter Wärme nutzbar [Hähre 1998]. Dieses Verfahren wurde bereits bei Trocknungsprozessen in der Holzindustrie eingesetzt und untersucht [Anderson 2014]. Für einzelne Trockner in kleinen Wäschereien werden Gas-Gas-Wärmeübertrager zur Vorwärmung der Frischluft über die Abluft angeboten [BMS 2014]. Da nur die fühlbare Wärme übertragen werden kann, ist die genutzte Abluftwärme auf diesen Anteil begrenzt.

Laut Daten des Statistischen Bundesamts für das Jahr 2010 beschäftigen Wäschereien und chemische Reinigungen in Deutschland im Schnitt 18,1 Personen, sodass es sich überwiegend um kleine Betriebe handelt [Statistisches Bundesamt 2012]. Es besteht somit ein Bedarf an Systemen zur Nutzung von Abluftwärme einzelner Trocknungsapparate mit einem möglichst geringen Investitionsbedarf. Ein mögliches Verfahren kann dabei die Direktkondensation sein. Im Vergleich zu indirekter Wärmeübertragung, werden keine massiven Übertragungsflächen benötigt, wodurch der Materialbedarf und Investitionsaufwand geringer sind. Beim direkten Kontakt der Phasen kann außerdem ein höherer Wärmeübergangskoeffizient erwartet werden [Kar 2007].

Die Potenzialanalyse am Fallbeispiel zeigt, dass über die Abluft während der Trocknung in einem Trommeltrockner eine große Menge an Energie in Form von latenter und fühlbarer Wärme ungenutzt in die Umgebung abgeführt wird. Diese Wärme kann über den Einsatz der Direktkondensation mit geschlossenem Brüdenkreislauf genutzt werden, um Frischwasser zu erwärmen. Die Berechnungen auf Grundlage der Beispielwäscherei zeigen, dass der Bedarf an erwärmtem Waschwasser größer ist als die nach Auslegung der *vermacon GmbH & Co. KG* über die Direktkondensation erhitzte Menge Wasser. Über die Energiebilanz nach den Auslegungsdaten der *vermacon GmbH & Co. KG* ergibt sich am betrachteten Beispieeltrockner durch den Einsatz der Direktkondensation eine Einsparung von mehr als 60 % der Energie bezogen auf die Masse des verdampften Wassers während der Haupttrocknungsphase.

Die Versuche im Labormaßstab konnten das Prinzip der Direktkondensation zur Nutzung der Abluftwärme bestätigen. Zwischen dem Feuchtegehalt der Luft und der übertragenen Wärme

auf das Waschwasser wurde ein linearer Zusammenhang aufgezeigt. Durch eine empirische Simulation von zwei Kondensatorstufen konnte eine Erwärmung von Wasser auf 55 °C erreicht werden. Dabei wurden für den Feuchtegehalt der Luft und das Verhältnis \dot{m}_{KW}/\dot{m}_L die Auslegungsdaten der *vermacon GmbH & Co. KG* eingestellt. Da die Erwärmung des Wassers auf das in Wäschereien benötigte Temperaturniveau (55 °C) im Labormaßstab mit zwei Stufen erreicht wurde, kann vermutet werden, dass der Apparat zur Direktkondensation für den Trockner im Fallbeispiel ebenfalls mit einer geringen Stufenanzahl ausgelegt werden kann.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass die übertragene Energie im Direktkondensator direkt vom Feuchtegehalt der eingeleiteten Luft abhängt. Je höher der Feuchtegehalt der Luft ist, desto mehr Wärme wird auf das Wasser übertragen. Um die Feuchtigkeit zu erhöhen, kann während der Trocknung ein geschlossener Brüdenkreislauf installiert und der Anteil der im Direktkondensator behandelten Trocknungsluft geregelt werden. Durch eine höhere Luftfeuchtigkeit verringert sich jedoch die Triebkraft des Stofftransports des Wassers zwischen dem Trockengut und dem Trocknungsmedium, sodass die Trocknungsdauer zunimmt. Es besteht ein Zielkonflikt zwischen der hohen Luftfeuchte zur Erwärmung des Wassers und der durch die Triebkraft des Stofftransports beeinflussten Trocknungsdauer. Der Stoff- und Wärmetransport zwischen dem Trocknungsmedium und dem Trockengut hängt vom jeweiligen Material ab. Für eine Abschätzung der einzelnen Einflüsse sind weitere empirische Untersuchungen notwendig.

Ergebnisse in Platten- und Rohrbündelwärmeübertragen haben gezeigt, dass der Wärmeübertragungskoeffizient zwischen feuchter Luft und einer Wärmeübertragungsfläche durch einen höheren Feuchtegehalt ansteigt. Auf Grund dieser Ergebnisse lässt sich vermuten, dass der Wärmeübertragungskoeffizient zwischen Trockengut und Trocknungsluft auch im Trocknungsprozess mit höherem Feuchtegehalt der Luft größer ist. Der Einfluss bei der Trocknung muss jedoch noch untersucht werden, da der Wärme- und Stofftransport hier über die Verdampfungsenthalpie direkt gekoppelt sind.

Die Erweiterung eines Trockners mit einem Direktkondensator bringt einen hohen Aufwand an Steuerungstechnik mit sich. Der Trockner und seine Luftführung müssen bekannt sein. Ob die vorhandene Trocknersteuerung und programmierte Trocknungsprogramme nach dem Umbau noch eingesetzt oder ggf. angepasst werden müssen, muss geprüft werden. Um den Feuchtegehalt in der Trocknungsluft zu regeln, muss ein geeignetes Messsystem installiert werden. Dabei kann entweder über das erwärmte Waschwasser auf den Feuchtegehalt zu-

rückgeschlossen werden oder dieser direkt in der Trocknungsluft gemessen werden. Da die Waschprozesse in der Wäscherei nicht kontinuierlich betrieben werden, ist ein isolierter Behälter für das erwärmte Waschwasser zur Pufferung sinnvoll.

Ein großer Vorteil der Direktkondensation ist die sich selbst erneuernde Wärmeübertragungsfläche zwischen den Phasen. Dadurch wird die Gefahr von Fouling minimiert und der Wartungsaufwand ist gering. Die Phasengrenzfläche kann über die Leerrohrgeschwindigkeit vergrößert werden. Hygienische Anforderungen sind durch die hohen Ablufttemperaturen gegeben, es können jedoch die in der Luft mitgeführten Stoffe wie Flusen und Waschmittelrückstände auf das Waschwasser übertragen werden. Die Übertragung der in der Luft mitgeführten Stoffe reinigt die Trocknungsluft; ob die Verschmutzung des Waschwassers einen Einfluss auf die Qualität der Waschprozesse hat, muss noch untersucht werden.

Direktkondensation zur Nutzung von Abluftwärme kann theoretisch überall eingesetzt werden, wo ein Abluftstrom aus feucht-warmer Abluft und eine geeignete Wärmesenke vorliegen. Mögliche Anwendungsgebiete hierfür sind die Papier-, Holz- und Lebensmittelindustrie. Auch ein Einsatz als Kondensator in einer Meerwasserentsalzungsanlage, die nach dem Prinzip der Be- und Entfeuchtung von Luft arbeitet, ist realisierbar. Dafür muss jedoch ein geeigneter Kühlwasser- bzw. Kühlmittelstrom vorhanden sein. Für eine simultane Abwärmenutzung und Abgasreinigung ist die Direktkondensation durch die große Menge an Absorbens nur bedingt einsetzbar.

Um die Eignung der Direktkondensation zur Nutzung der Abluftwärme eines Trockners abschließend zu beurteilen, bedarf es der Installation einer Pilotanlage und ihrer Untersuchung.

Literaturverzeichnis

- Akita, K. und Yoshida, F. (1973), Gas Holdup and Volumetric Mass Transfer Coefficient in Bubble Columns, Effects of Liquid Properties, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 12(1), 76-80.
- Akita, K. und Yoshida, F. (1974), Bubble Size, Interfacial Area, and Liquid-Phase Mass Transfer Coefficient in Bubble Columns, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 13(1), 84-91.
- Anderson, J. O. und Westerlund, L. (2014), Improved Energy Efficiency in Sawmill Drying System, *Applied Energy*, 113, 891-901.
- Arbeitsgemeinschaft Branchenenergiekonzept Papier, Vogt, M., Blum, O., Kirschbaum, S., Meyer, B., Meyer, J. und Schubert, A. (2008), Branchenleitfaden für die Papierindustrie, Ausgabe 2008.
- Bajpai, P. (2011), *Environmentally Friendly Production of Pulp and Paper*, John Wiley & Sons, New Jersey.
- Biermann, C. J. (1996), *Handbook of Pulping and Papermaking*, Academic Press, California.
- Bittrich, P. und Hebecker, D. (2003), Integration offener Absorptionskreisprozesse zur kombinierten Wärmenutzung und Entfeuchtung in technologischen Systemen, *Chemie Ingenieur Technik*, 75(5), 576-580.
- Bittrich, P. und Hebecker, D. (2004), Integration of Open Absorption Cycles for Combined Heat Recovery and Dehumidification into Technological Systems, *Chemical Engineering & Technology*, 27(5), 514-518.
- BMS-Energietechnik AG (2014), Broschüre: Wärmerückgewinnung für Wäschereien, <http://www.bmspower.com/wp-content/uploads/2013/09/08-BMS-System-WRG-f%C3%BCr-W%C3%A4schereien.pdf>, abgerufen am 07.10.2014.
- Blanchard, C. H. (1980), Coefficient of Performance for Finite Speed Heat Pump, *Journal of Applied Physics*, 51(5), 2471-2472.
- Braun, J. E., Bansal, P. K. und Groll, E. A. (2002), Energy Efficiency Analysis of Air Cycle Heat Pump Dryers, *International Journal of Refrigeration*, 25(7), 954-965.
- Carson W. D. (2014), Patent Application Document US 20140262145: *Heat Recovery System*, United States Patent and Trademark Office.
- Celata, G. P., Cumo, M., Farello, G. E. und Focardi, G. (1986), Direct Contact Condensation of Steam on Slowly Moving Water, *Nuclear Engineering and Design*, 96(1), 21-31.
- Cerbe, G. und Wilhelms, G. (2011), *Technische Thermodynamik: Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen* (16. Aufl.), Carl Hanser Verlag, München.
- Chua, K. J., Chou, S. K., Ho, J. C. und Hawlader, M. N. A. (2002), Heat Pump Drying: Recent Developments and Future Trends, *Drying Technology*, 20(8), 1579-1610.
- Chun, M.-H., Kim, Y.-S. und Park, J.-W. (1996), An Investigation of Direct Condensation of Steam Jet in Subcooled Water, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 23(7), 947-958.
- Curtius, F. (2014), Offenlegungsschrift DE 102013010616: *Verfahren zur Gewinnung von Energie aus Trocknern für Wäsche in Wäschereien*, Deutsches Patent- und Markenamt.
- Curtius, F. (2010a), Offenlegungsschrift DE 102010024751: *Austauscher zur Entnahme von Wärme aus dampfhaltiger Abluft*, Deutsches Patent- und Markenamt.
- Curtius, F. (2010b), Offenlegungsschrift DE 102010024750: *Austauscher zur Trennung von Kondensat aus dampfhaltiger Abluft*, Deutsches Patent- und Markenamt.
- DBU (2012), Deutsche Bundesstiftung Umwelt, H. Fritsche, Abschlussbericht: *Ganzheitliche Betrachtung einer Wäscherei als Lösungsansatz für prozessintegrierte Energieeinsparung zur nachhaltigen Steigerung der Energieeffizienz von Wäschereien – Phase I*, Projekt 28612.
- Diboun, M. und Schügerl, K. (1967), Eine Blasensäule mit Gleichstrom von Wasser und Luft I-Mischungsvorgänge in der Gasphase, *Chemical Engineering Science*, 22(2), 147-160.
- DCLLC, Direct Contact LLC (2015), Heat Recovery Systems – Open vs Closed Systems, http://www.dciheat.com/products/open_closed.shm, abgerufen am 12.06.2015.

- Fritzmann, C., Löwenberg, J., Wintgens, T. und Melin, T. (2007), State-of-the-art of Reverse Osmosis Desalination, *Desalination*, 216(1–3), 1-76.
- Fuhrmann, H. und Weiß, S. (1987), *Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden, Teil 1: Wärmeübertrager, Apparate und ihre Berechnung*, VCH Verlagsgesellschaft, Weinheim.
- Goh, L. J., Othman, M. Y., Mat, S., Ruslan, H. und Sopian, K. (2011), Review of Heat Pump Systems for Drying Application, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(9), 4788-4796.
- Gulawani, S. S., Dahikar, S. K., Mathpati, C. S., Joshi, J. B., Shah, M. S., RamaPrasad, C. S., et al. (2009), Analysis of Flow Pattern and Heat Transfer in Direct Contact Condensation, *Chemical Engineering Science*, 64(8), 1719-1738.
- Gustafsson, S. G., Henriksson, G. und Saxen, H. (1990), Parametric Optimization of a Paper Machine Heat Recovery System, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 29(11), 2252-2257.
- Hähre, P., Ostrowski, N., Bittrich, P. und Hebecker, D. (1998), Heat Recovery from Exhaust Furnace of a Dryer by Using of Absorption Circuits, *Chemische Technik*, 50(1), 5-10.
- HEA (2014), Fachgemeinschaft für effiziente Energieanwendung e. V., Aufbau des Wäschetrockners, <http://www.hea.de/service/fachwissen/waeschetrockner/6-aufbau-des-waeschetrockners.php>, abgerufen am 28.11.2014.
- Hekmat, D. und Fisk, W. J. (1984), *Improving the energy performance of residential clothes dryers*, Lawrence Berkeley Laboratory, University of California, 35th Annual International Appliance Technical Conference, Ohio State University.
- International Energy Agency (IEA). (2008), Worldwide Trends in Energy Use and Efficiency - Key Insights from IEA Indicator Analysis, *Energy Indicators*.
- Inaba, H., Aoyama, S., Haruki, N., Horibe, A. und Nagayoshi, K. (2002), Heat and mass transfer characteristics of air bubbles and hot water by direct contact, *Heat and Mass Transfer*, 38(6), 449-457.
- Islam, M. R., Ho, J. und Mujumdar, A. (2003), Convective drying with time-varying heat input: Simulation results, *Drying Technology*, 21(7), 1333-1356.
- Jangam, S. V. und Mujumdar, A. S. (2012), *Heat Pump Assisted Drying Technology - Overview with Focus on Energy, Environment and Product Quality* in E. Tsotsas und A. S. Mujumdar (Hrsg.), *Modern Drying Technology Volume 4: Energy Savings*, Wiley-VCH, Weinheim.
- Johansson, L. und Westerlund, L. (2000), An Open Absorption System installed at a Sawmill: Description of Pilot Plant used for Timber and Bio-Fuel Drying, *Energy*, 25(11), 1067-1079.
- Joos, L. (2004), *Energieeinsparung in Gebäuden: Stand der Technik ; Entwicklungstendenzen*, Vulkan-Verlag, Essen.
- Kannegiesser (2002), Herbert Kannegiesser GmbH, Broschüre: *Kompakt-Trockner Modell TM*, Vlotho.
- Kannegiesser (2008), Herbert Kannegiesser GmbH, Bringewatt, W., Engelbert, H., Offenlegungsschrift DE 102008054104: *Verfahren und Vorrichtung zum Aufbereiten der Abluft von beheizten Wäschereimaschinen*, Deutsches Patent- und Markenamt.
- Kannegiesser (2015 a), Herbert Kannegiesser GmbH, Formteile. <http://www.kannegiesser.de/de/produkte>, abgerufen am 06.01.2015.
- Kannegiesser (2015 b), Herbert Kannegiesser GmbH, Systemübergreifende Technologie, Ressourcenmanagement: EMS, <http://www.kannegiesser.de/de/produkte>, abgerufen am 27.05.2015.
- Kantarci, N., Borak, F. und Ulgen, K. O. (2005), Bubble Column Reactors, *Process Biochemistry*, 40(7), 2263-2283.
- Kar, S., Chen, X. D. und Nelson, M. (2007), Direct-Contact Heat Transfer Coefficient for Condensing Vapour Bubble in Stagnant Liquid Pool, *Chemical Engineering Research and Design*, 85(3), 320-328.
- Kemp, I. C. (2012), *Fundamentals of Energy Analysis of Dryers* in E. Tsotsas und A. S. Mujumdar (Hrsg.), *Modern drying technology Volume 4: Energy savings*, Wiley-VCH, Weinheim.
- Klöcker, K., Schmidt, E. L. und Steimle, F. (2001), Carbon Dioxide as a Working Fluid in Drying Heat Pumps, *International Journal of Refrigeration*, 24(1), 100-107.
- Kolev, N. (2001a), Utilization of Waste Heat of Flue Gases, *Journal of Environmental Protection and Ecology*, 2(2), 510-515.
- Kolev, D. und Kolev, N. (2001b), New Technology for Utilization of the Waste Heat of Flue Gases from Dryer Installations. *Journal of Environmental Protection and Ecology*, 2(2), 516-522.

- Kolev, N., Darakchiev, R. und Semkov, K. (1993), *Systems containing contact economizers for flue gas heat utilization* in P. A. Pilavachi (Hrsg.), *Energy Efficiency in Process Technology*, International Conference on Energy Efficiency in Process Technology, Athen 19.-22.10.1992, Elsevier Applied Science, London.
- Kolev, N., Mirchev, A., Semkov, K., Darakchiev, R. (1987), A method for burning process, bulgarisches Patent, Reg.-Nr. 77784, Bulgarien.
- Kolev, N., Philipova, N., Darakchiev, R. und Winkler, K. (1986), Zur Auslegung von Packungskolonnen für die direkte Wärmeübertragung von heißen Gasen an Flüssigkeiten, *Chemische Technik*, 38(7), 287-289.
- Kraume, M. (2012), *Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik: Grundlagen und apparative Umsetzungen*, Springer-Verlag, Berlin.
- Krischer, W. und Kast, W. (1992), *Trocknungstechnik: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik* (3 Aufl.), Springer-Verlag, Berlin.
- Krokida, M. und Bisharat, G. (2004), Heat Recovery from Dryer Exhaust Air, *Drying Technology*, 22(7), 1661-1674.
- Kudra, T. (2004), Energy Aspects in Drying, *Drying Technology*, 22(5), 917-932.
- Lambert, A., Spruit, F. und Claus, J. (1991), Modelling as a Tool for Evaluating the Effects of Energy-Saving Measures, Case Study: A Tumbler Drier, *Applied Energy*, 38(1), 33-47.
- Langer, A. (2010), Vortrag: *Die Grüne Wäscherei, Ressourcen-Einsparung in modernen Wäschereibetrieben*, Herbert Kannegiesser GmbH. Texcare Forum 2010, Messe Frankfurt, 26.-27.11.2010.
- Laurijssen, J., Frans, J., Worrell, E. und Faaij, A. (2010), Optimizing the energy efficiency of conventional multi-cylinder dryers in the paper industry, *Energy*, 35(9), 3738-3750.
- Lebedev, P. D., Baklastov, A. M. und Sergazin, Z. F. (1969), Aerodynamics, Heat and Mass Transfer in Vapour Condensation from Humid Air on a Flat Plate in a Longitudinal Flow in Asymmetrically Cooled Slot, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 12(8), 833-841.
- Lee, K. S., Yang, B., Pyo, S. Y., Kim, H. G., Lee, D. H. und Kim, S. D. (2006), Drying Performance of a Tumbler Dryer with Condenser, *Korean Journal of Chemical Engineering*, 23(4), 658-662.
- Li, J.-D., Saraireh, M. und Thorpe, G. (2011), Condensation of Vapor in the Presence of Non-Condensable Gas in Condensers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(17-18), 4078-4089.
- Liang, Y., Che, D. und Kang, Y. (2007), Effect of Vapor Condensation on Forced Convection Heat Transfer of Moistened Gas, *Heat and Mass Transfer*, 43(7), 677-686.
- Mangartz, K. und Pilhofer, T. (1980), Untersuchungen zur Gasphasendispersion in Blasensäulenreaktoren, *Verfahrenstechnik (Mainz)*, 14, 40-46.
- Mendelson, H. D. (1967), The Prediction of Bubble Terminal Velocities from Wave Theory, *AIChE Journal*, 13(2), 250-253.
- Mersmann, A. (1977), Auslegung und Maßstabsvergrößerung von Blasen- und Tropfensäulen, *Chemie Ingenieur Technik*, 49(9), 679-691.
- Mersmann, A. (1978), Design and scale-up of bubble and spray columns, *German Chemical Engineering*, 1(1), 1-11.
- Miele & Cie. KG (2012), Bußmann, R., Europäische Patentschrift EP 2476796: *Wäschetrockner mit Wärmepumpe*, Europäisches Patentamt.
- Miele & Cie. KG (2014), Haushaltsprodukte - Trockner - Eco Information, <http://www.miele.de/haushalt/trockner-1570.htm>, abgerufen am 22.09.2014.
- Mujumdar, A. (2011), Drying, *Kirk-Othmer Encyclopedia of Chemical Technology*, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- Mujumdar, A. S. (2006), *Handbook of Industrial Drying, Third Edition*, CRC, Taylor & Francis, London.
- Narayan, G. P., Sharqawy, M. H., Lam, S., Das, S. K. und Lienhard, J. H. (2013), Bubble Columns for Condensation at High Concentrations of Noncondensable Gas: Heat-Transfer Model and Experiments, *AIChE Journal*, 59(5), 1780-1790.
- Oh, S. und Revankar, S. T. (2006), Experimental and Theoretical Investigation of Film Condensation with Noncondensable Gas, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(15), 2523-2534.

- Parekh, S., Farid, M. M., Selman, J. R. und Al-hallaj, S. (2004), Solar Desalination with a Humidification-Dehumidification Technique - A Comprehensive Technical Review, *Desalination*, 160(2), 167-186.
- Ranz, W. und Marshall, W. (1952), Evaporation from Drops, *Chemical Engineering Progress*, 48(3), 141-146.
- Rauth, N. und Walg, S. (2009), *Energieflussanalyse in einer deutschen Großwäscherei*, Transferstelle für Rationelle und Regenerative Energienutzung Bingen, Ministerium für Umwelt, Forsten und Verbraucherschutz Rheinland-Pfalz.
- Reilly, I. G., Scott, D. S., Debruijn, T. J. W. und Macintyre, D. (1994), The Role of Gas Phase Momentum in Determining Gas Holdup and Hydrodynamic Flow Regimes in Bubble Column Operations, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 72(1), 3-12.
- Schade, H., Kunz, E. und Kameier, F. (2007), *Strömungslehre*, De Gruyter, Berlin.
- Schultes, M. (1996), *Abgasreinigung: Verfahrensprinzipien, Berechnungsgrundlagen, Verfahrensvergleich*, Springer-Verlag, Berlin.
- Semkov, K., Mooney, E., Connolly, M. und Adley, C. (2014), Efficiency improvement through waste heat reduction, *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 716-722.
- Shah, Y. T., Kelkar, B. G., Godbole, S. P. und Deckwer, W. D. (1982), Design Parameters Estimations for Bubble Column Reactors, *AIChE Journal*, 28(3), 353-379.
- Shi, X., Che, D., Agnew, B. und Gao, J. (2011), An Investigation of the Performance of Compact Heat Exchanger for Latent Heat Recovery from Exhaust Flue Gases, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(1), 606-615.
- Sivill, L. und Ahtila, P. (2009), Energy efficiency improvement of dryer section heat recovery systems in paper machines - A case study, *Applied Thermal Engineering*, 29(17), 3663-3668.
- Sivill, L., Ahtila, P. und Taimisto, M. (2005), Thermodynamic simulation of dryer section heat recovery in paper machines, *Applied Thermal Engineering*, 25(8), 1273-1292.
- SMILES (2012), Hloch, H., Spettmann, D., den Otter, W. A. J. L., Groosman, M., Vanderhoeven, M., et al., Projektbericht: *Sustainable Measures for Industrial Laundry Expansion Strategies*, EU Projekt Nr. 217809-2, European Seventh Framework Programme.
- Statistisches Bundesamt (2012), Kostenstruktur bei Wäschereien und chemischen Reinigungen 2010, *Fachserie 2 Reihe 1.6.8, Wiesbaden*.
- Söderman, J. und Pettersson, F. (2003), Influence of variations in cost factors in structural optimisation of heat recovery systems with moist air streams, *Applied Thermal Engineering*, 23(14), 1807-1818.
- Suhr, M., Klein, G., Kourti, I., Gonzalo, M. R., Santonja, G. G., Roudier, S., et al. (2015), European Commission, Best Available Techniques (BAT) Reference Document for the Production of Pulp, Paper and Board, *JRC Science and Policy Reports, Industrial Emissions Directive 2010/75/EU*.
- Tang, G., Hu, H., Zhuang, Z. und Tao, W. (2012), Film Condensation Heat Transfer on a Horizontal Tube in Presence of a Noncondensable Gas, *Applied Thermal Engineering*, 36, 414-425.
- Terasaka, K., Sun, W.-Y., Prakoso, T. und Tsuge, H. (1999), Measurement of Heat Transfer Coefficient for Direct-Contact Condensation during Bubble Growth in Liquid, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 32(5), 594-599.
- Thermal Energy International Inc. (2015), Products – FLU-ACE heat recovery – Heat recovery overview/ brochures, <http://www.thermalenergy.com/flu-ace-heat-recovery.html>, abgerufen am 16.06.2015.
- Tian, W., Ishiwatari, Y., Ikejiri, S., Yamakawa, M. und Oka, Y. (2010), Numerical Computation of Thermally Controlled Steam Bubble Condensation using Moving Particle Semi-Implicit (MPS) Method, *Annals of Nuclear Energy*, 37(1), 5-15.
- Tow, E. W. und Lienhard, J. H. (2014), Experiments and Modeling of Bubble Column Dehumidifier Performance, *International Journal of Thermal Sciences*, 80, 65-75.
- Trambouze, P. und Euzen, J. P. (2004), *Chemical Reactors*, Editions Technip, Paris.
- Tsotsas, E., Metzger, T., Gnielinski, V. und Schlünder, E.-U. (2010), Drying of Solid Materials, *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Wiley-VCH, Weinheim.
- van Boxtel, A. J. B., Boon, M. A., van Deventer, H. C. und Bussmann, P. J. T. (2012), *Zeolites for Reducing Drying Energy Usage* in E. Tsotsas und A. S. Mujumdar (Hrsg.), *Modern drying technology Volume 4: Energy savings*, Wiley-VCH, Weinheim.

- VDI (2006), *VDI-Wärmeatlas* (10. Aufl.), Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, Springer-Verlag, Berlin.
- VDI (2013), *VDI-Wärmeatlas* (11. Aufl.), Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen, Springer-Verlag, Berlin.
- Voith GmbH (2015), Produkte & Leistungen, Energieeinsparungen - Wärmerückgewinnungssysteme, <http://www.voith.com/de/produkte-leistungen/papier/energieeinsparung-43390.htm>, abgerufen am 12.06.2015.
- Voith Patent GmbH (2010), Offenlegungsschrift DE 102009000753: *Verfahren und Vorrichtung zur Trocknung einer Faserstoffbahn*, Deutsches Patent- und Markenamt.
- Warner, S. B. (1995), University of Michigan, *Fiber Science*, Prentice Hall, New Jersey.
- Wezorke, H., Steiff, A. und Weinspach, P.-M. (1988), Zum Einfluß von Großblasen in Blasensäulenreaktoren, *Chemie Ingenieur Technik*, 60(11), 918-919.
- Youn, D. H., Ko, K. B., Lee, Y. Y., Kim, M. H., Bae, Y. Y. und Park, J. K. (2003), The Direct Contact Condensation of Steam in a Pool at Low Mass Flux, *Journal of Nuclear Science and Technology*, 40(10), 881-885.
- Ziegler, T., Jubaer, H. und Mellmann, J. (2013), Simulation of a Heat Pump Dryer for Medicinal Plants, *Chemie Ingenieur Technik*, 85(3), 353-363.

Inhaltsverzeichnis

1. Thema (Energiewende)	2
2. Kontakt - Daten	2
3. Beschreibung der Innovationen	3
4. Verbesserungen zur Energiewende	6
4.1 DBU AZ: 29676 – 24/2; Antragsteller: Fritz Curtius	6
4.2 Die Problemlage	6
4.3 Vorarbeiten	9
5. Projektausführung – Maschinen-Nr. 105974	12
6. Diskussion der Ergebnisse	20
7. Zusammenfassung	21
Anlagen 1-3	

DBU AZ 31614-23

Abluft-freier Wäschetrockner TM 75 – D / Kannegiesser, Masch. -Nr. 105974: „zur Gewinnung von Energie aus Abwärme“.

1. Thema (Energiewende)

Mit dem „Ablufffreien Betrieb sowie der entsprechenden Betriebsweise von Trocknern“ wird zur Energiewende in Wäschereien eine Gewinnung von Energie aus Abwärme vorgeschlagen, die durch Technologie-Innovation, Merkmale einer (Batch-type) Wärmepumpe sowie durch eine Quench-Kühlung nach Abbildung 1 beschrieben ist. DE 20 2015 007 774 / Prio. 20.10.2015.

Mit der Kälte-Richtlinie von Sept. 2015 ist das Energiekonzept der Bundesregierung über die Einsparungen zur Energiewende aktualisiert. Mit der Technologie Anwendung der Vermacon GmbH & Co.KG, 88131 Lindau und Referenzen zur Einsparung von Energie besteht die Möglichkeit, Energie in Wäschereien in Abstimmung mit der Klima-Kälte-Richtlinie einzusparen. Näheres: www.vermacon.com

Ausgehend von einem Experten-Gutachten und der Aufgabenstellung zur Energiewende wird eine Wärmepumpe in einem geschlossenen Wäsche-Trockner mit einem Kondensator nach der Berechnung in Abb. 1 in der technischen Ausführung nach Abb. 17 beschrieben mit einer Erhöhung des COP von 2 auf 216 nach dem Zahlenbeispiel. Näheres DE 20 2015 002 443.

- DE 10 2005 062 939 BSH Hausgeräte GmbH COP 2 (mit 2 Kondensatoren)
- DE 20 2015 002 443 U1- Wärmetauscher-vorrichtung COP 216

Die Neuheit zeigt sich im Vergleich der geschlossenen Trocknung – staubfrei – mit Dampf gegenüber den Gas beheizten Trocknern wie folgt:

- bei Dampf mit der Zustandsänderung ABC und einem Wärmerückgewinn CDE,
- bei Gas-Trocknern mit der Zustandsänderung ABCD und der Abbildung der Energieverluste CD
 $\Delta(i) = 28 \text{ kcal/kg}_{\text{LUFT}}$ entlang der Senkrechten im i,x-Diagramm. Näheres: aus Anlage 1

Vorteile sind an einem „geschlossenen Wäschetrockner“ mit einem Kondensator-Modul durch die Gewinnung von Energie aus Abwärme nach Abb. 1 und nach Abb. 17 aufgezeigt:

2. Kontakt - Daten

Fritz Curtius, Diplom-Ingenieur (TH-München)
Vermacon GmbH & Co.KG
Friedrichshafener Straße 57, D-88131 Lindau/Bodensee
T +49 (0)8382 281 14
M +49 (0)170 184 4753
E info@curtius.de

Präambel & Grundlage der Arbeit

Planung, Durchführung und Dokumentation der Arbeiten an Wäschetrocknern sind nach verschiedenen Prinzipien und Inhalten ausgeführt:

- (1) Rauchgas-/ Abluft freie Betriebsweise, Konformität, Ex- und Personenschutz,
- (2) Geeichte, on-line Mess-Systeme & ADIABATEN Blatt mit den Zustandsänderungen,
- (3) Innovation / therm. Berechnung auf die verschied. Gutachten¹ A, B, C / s. Pos. 4.2
- (4) Durchführung gemäß der Energiewende u. dem Umfang der Förderzusage durch die Bundesstiftung, DBU sowie den Einschränkungen.

3. Beschreibung der Innovationen

Graphische Beschreibung

Zustandsänderungen beim Trocknen werden nach Mollier in einem schrägwinkligen i,x Diagramm für feuchte Luft abgebildet. Dementsprechend wird dieses Diagramm nach der Abb. 1 für die weitere Beschreibung der Anwendungen vorteilhaft verwendet. DE² 20 2015 007 774 Priorität: 20.10.2015.

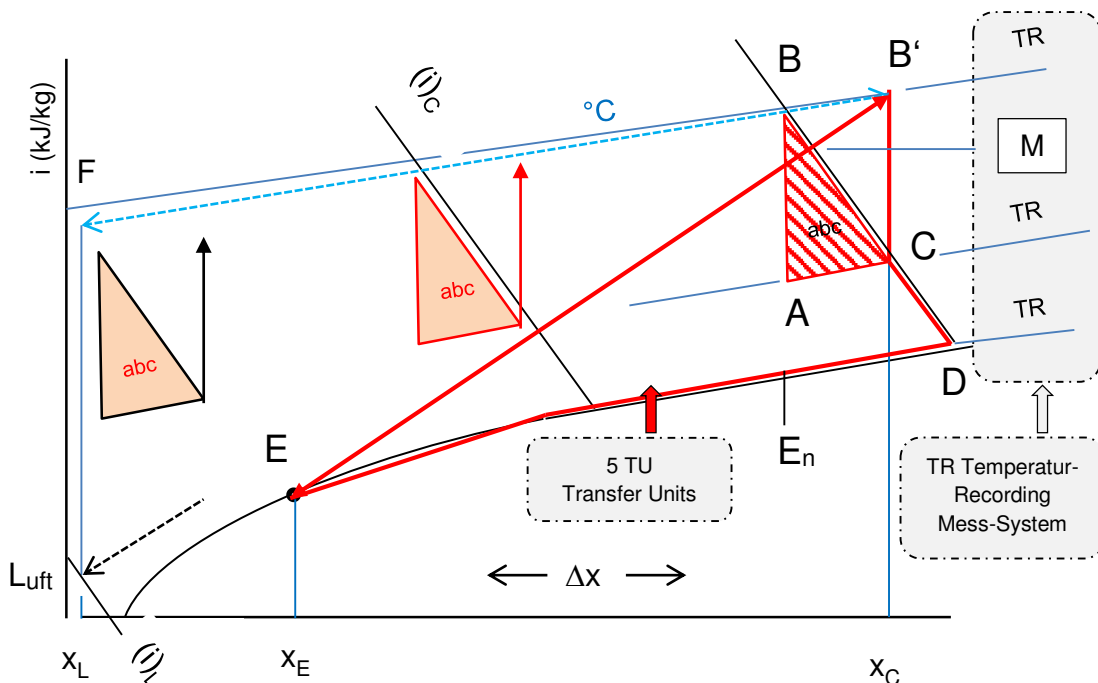


Abbildung 1 Batch-type Wärmepumpe im Prozess-Dreieck ABC nach der DE 20 2015 007 774 / DE 10 2013 010 616

Technologie-Innovation nach dem i,x -Diagramm

Das i,x -Diagramm nach der Abb. 1 wird zur Darstellung der Innovationen genutzt, nach welchem die 2 Erfindungen die Batch-Type Luft/Wasser Wärmepumpe in dem Prozessdreieck ABC und der Quenck-Kühler über die Arbeits-Fläche CDEM beschrieben sind und zugleich eine graphische, komplementäre Ermittlung der Prozessdaten aufgezeigt ist. Nach Mollier s. E. Schmidt

Die Schlüsseltechnologie besteht in dem Wärmeableitungsgesetz nach Newton: $q_w = \alpha \times F_{WÄSCHE} \times T$; in der Weise, dass die adiabate Kühlung entlang der Geraden BC proportional der Wäsche-Fläche F_w

¹ Die jeweiligen Gutachter ABC sind nicht bekannt.

² Eingetragen am 22.12.2015

durch Lüftungstechnische Maßnahmen geregelt wird. Weiter sind die Funktionen: Quench CD, Kühlung DE, und Mischen EMB' des Quench-Kühlers im i,x-Diagramm dargestellt.

Umbau von Gas-Trocknern – Kannegiesser Masch. Nr. 203 578 Powerdry Typ D 220 G-WU

Die Nachrüstung der adiabaten Wärmeableitung nach Newton bei Gas beheizten Trocknern ist mit einer Luftmengen-Regelung, zuluftseitig und temperaturabhängig zur Begrenzung der Energiezufuhr verbunden. Zugleich wird der „60 %-Umluftanteil“ stillgelegt und die wirksame Fläche F_w zur adiabaten Kühlung BC auf 250 % vergrößert. Die Einsparung ist 40 % (4 m^3 pro Trocknung an der Gasuhr). Der Nutzen für die Klimawende ist somit bestätigt. www.vermacon.com DE 10 2013 004 344

Dampf beheizte Trockner

Hier ist eine Zuluftregelung, aufgeteilt in drei Linien, auf das Heizregister für Dampf geführt. Die Erfahrung hat gezeigt, dass eine kleinere, geregelte Luftmenge die Verdampfung erhöht und die Trocknung verkürzt. An 5 Trocknern werden ca. 40 000 Liter Heizöl pro Jahr seit 2 Jahren gespart. Kunde: Salesianer Wien. Näheres: AT 14404 U1 2015-10-15

Die ABC batch-type Wärmepumpe

Eine Wende beim Energieverbrauch ist mit der abluft-freien Trocknung durch die Batch-Type Wärmepumpe gegeben, die mit dem Prozessdreieck ABC im i,x-Diagramm beschrieben ist. Unter Verwendung von Luft und Wasser wird die Luft in der Heizstufe entlang AB indirekt erwärmt und nachgeschaltet adiabatisch (nach Newton) durch die Aufnahme von Wasser gekühlt. Jeder Luft-umlauf, von $1\text{-}2 \text{ kg}_{\text{LUFT}}$ erhöht die Sättigungstemperatur und die Enthalpie (i) in der Umluft-Luft (kg).

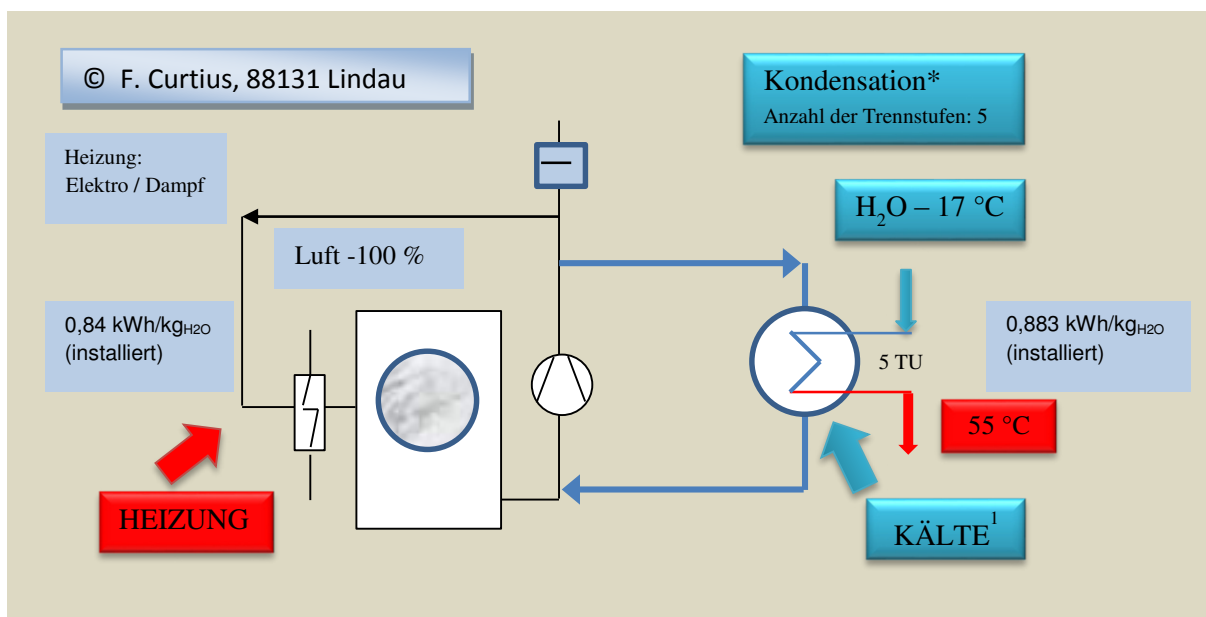


Abbildung 2 „Geschlossener Trockner“ & Nutzung von Abwärme nach der DE 10 2013 010 616 A1

Ergänzt ist die ABC Wärmepumpe um einen Kühlkreislauf CDEM, in welchem beim Zustand ABC die Abwärme in dem Quench-Kühler mit 5 Trennstufen TU zur Erwärmung von Wasser genutzt wird. Hierbei ist der Kühlkreislauf CDEM parallel auf 5 Trennstufen aufgeteilt, in welchen das Wasser bis auf den Taupunkt erwärmt werden kann. Die Trennstufen sind in einem gemeinsamen Gehäuse über dem horizontalen Wasserfließbett angeordnet.

Der Quench-Kühler – Einmaligkeit nach IPC: F28C 3/06 / DE 20 2015 005 637

Die Erfindung beinhaltet, wie der Name, einen Quench der Luft entlang der Geraden CD und eine Kühlung entlang der Sättigungslinie zu dem Punkt E. Einzigartig werden 2 gegensätzliche Verfahren in einem Gerät auf einer Wegstrecke von 0,1m durchgeführt; Neue, stark verbesserte Stoffdaten der Wärmeübertragung kommen zur Anwendung. Folge ist die kompakte Bauweise zur Aufnahme von 5 TU in 1 Gehäuse und Materialeinsparung von 95 % gegenüber „Kannegiesser-Wärmetauscher“.

Abbildung 3 transparentes Modell eines Kondensatfliessbettes



Abbildung 4 Luft gekühlte Wärmepumpe – parallele Zuleitung

Die Luftgekühlte ABC Wärmepumpe

Eine Form der Trocknung von Wäsche besteht in der mit Luft gekühlten Wärmepumpe ABC. Dies wird dadurch erreicht, dass Luft vom Zustand L entlang einer Mischgeraden FB' vor dem Luftherhitzer oder einer Geraden LM zur Kühlung des Dreieckes ABC temperaturabhängig zugeführt wird. Diese Bauform ist so wichtig, weil sie nachträglich eingebaut werden kann. Näheres Bild vom 13.08.2015 & Verbrauch 0,9 kWh/kg_{H₂O} . Näheres DE 20 2015 007 774 (Prio. am 20.10.2015)

Weiter wird die Klimawende bei Wäschereien in der Weise gefördert, dass in dem Quench-Kühler die doppelte Menge des Bedarfes an Waschlaugen erzeugt wird. Entsprechend zeichnet sich die Innovation dadurch aus, dass die Hälfte der Trockner als luft-gekühlte ABC Wärmepumpe - ohne den Verbrauch von Wasser - installiert werden. S. Abb. 4 –rechts

Hersteller – Innovation Fa. Kannegiesser nach der DE 10 2012 008 193

Ein Messverfahren zum Betrieb von Trocknern der Fa. Kannegiesser unter Verwendung eines i,x-Diagrammes zur vorteilhaften Dokumentation der Messparameter, für die Ausbildung des Faktors zur Überwachung des Trocknungsprozesses ist von der Druckschrift DE 10 2012 008 193 bekannt geworden, wobei vorteilhaft auch die Berechnung einzelner Parameter vorgesehen ist. Dementsprechend zeichnet sich das Projekt dadurch aus, dass die Parameter von Trocknern der Fa. Kannegiesser in dem Diagramm nach Abb. 1 dargestellt werden, und dass Kannegiesser das bei Vermacon erprobte Messsystem nach der DE 10 2012 008193 zur Anwendung vorschlägt. Vorteil ist Plausibilität und Nachhaltigkeit der Ergebnisse. S. Anlage 4

4. Verbesserungen zur Energiewende

4.1 DBU AZ: 29676 – 24/2; Antragsteller: Fritz Curtius

Eine Diagnose der Energienutzung und die vorteilhafte Dokumentation der adiabaten Zustandsänderungen beim Trocknen von feuchter Wäsche mit Luft unter Verwendung des Adiabaten Blattes für die Planung und Dokumentation der Trockner-Daten war Inhalt eines Förderantrages nach dem AZ 29676. Bescheid vom 12. Nov. 2011. Die Bedeutung der Messtechnik ist 2 Jahre später in den Druckschriften der Fa. Kannegiesser bestätigt.

Inzwischen ist die Verbesserung durch die Luft gekühlte ABC Wärmepumpe nach der Abb. 1 und 4 erreicht. Mit dem Betriebs-Punkt (grün) ist der Zustand im Adiabaten Blatt dokumentiert. Vorteil für die Dampf und Gas betriebene Trocknung ist die Bestimmung der Adiabaten (temperatur-abhängig):

- (1) bei Gas mittels der maximalen Temperatur T_{\max} aus dem O_2 Umsatz im Brenner;
- (2) bei Gas und Dampf mittels der min. Temperatur T_{\min} entlang der Geraden BCD, bei adiabater Sättigung, in dem Vermacon Messsystem nach Abb. 6 u. 8. Näheres: Anlage 1

Wesentlicher Vorteil: Die Genauigkeit der Abgas-Messung O_2 mit einem geeichten Testgerät Typ 340, Nr. 0516 3400. Ein weiterer Vorteil besteht in der Verwendung von stark verbesserten Messsystemen zur Diagnose von Trocknern und in der Konformität mit dem für den Trockner herstellerseitig empfohlenen Messverfahren.

Vorteil ist:

- **die Anwendung der empfohlenen Messmittel durch Vermacon GmbH & Co.KG**
- **die thermische Berechnung³ bei Dampf + Gas Trocknern,**
- **der Vergleich von Kannegiesser-Trockner in dem i,x-Diagramm, nach der Anlage 1.**

4.2 Die Problemlage

Mit einem Expertengutachten ist die Problemlage bei den mit Gas beheizten Trocknern durch ein Schreiben der Bundesstiftung vom 13. September 2013 - auszugsweise - bekannt geworden:

„Dem vorgelegten Antrag ist die eigentliche Innovation des Projektes nicht zu entnehmen. Diese müsste klar herausgestellt werden. Es kann anhand des Antrages nicht beurteilt werden, welche konkrete innovative Neuerung untersucht werden soll.

Soll hier der bereits mehrfach von Herrn Curtius propagierte ‚airless dryer mit überhitztem Dampf zur Direkterwärmung der Textilien‘ weiter untersucht werden (und der sich aus unterschiedlichen Gründen nicht durchgesetzt hat) oder handelt es sich um einen Trockner, bei dem während der Trocknung die Umluft kontinuierlich wiederverwendet wird und der Abluft über Wärmetauscher die Wärme entzogen wird, um damit Frischwasser zu erwärmen? Der Stand der Technik beschränkt sich im Wesentlichen auf Berechnungen⁴ über mögliche Energieeinsparungen. Hierbei werden ältere Vergleichszahlen von älteren Trocknern in Wäschereibetrieben herangezogen, die nicht mehr dem heutigen Stand der Trocknungstechnik entsprechen.

Es entsteht der Eindruck, dass die erwähnten SMILES-und DTV-/DBU nur auszugsweise bekannt sind. Moderne gewerbliche Trockner weisen heute spezifische Energiebedarfswerte um 1,2 kWh/kg verdampftes Wasser auf! Mit Wärmetauschereinsatz können die Werte auf etwa 1,0 kWh/kg H_2O reduziert werden, wobei allerdings Kondensationsprobleme auftreten.....“

³ Besonders das Berechnungsverfahren

⁴ Das Gegenteil ist der Fall: Verwendung des Adiabatenblattes zur Dokumentation der Messdaten.

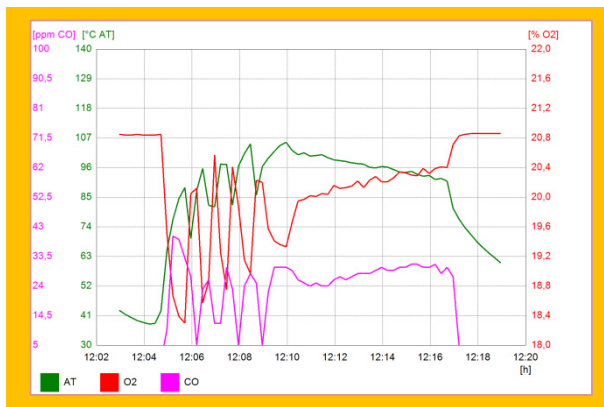
Auf das Gutachten vom 13. Sept. 2013 wird festgestellt, dass die „Innovationen klar mit Angabe der Schutz-Rechte und –Nummer, einer Prüfung durch das DPMA unter Pos. 1 bis Pos. 3 sowie eine Messmittelbeschreibung nach der DE 10 2012 008 193 bestätigt sind“. Weiter werden die zugelassenen Messmittel angewendet und die Faktoren genannt.

Weiter zeichnet sich die Vermacon-Technologie dadurch aus, dass eine Diagnose der Trockner-Abgase mittels eines geeichten Messgerätes in „modernen gewerblichen Trocknern“ durchgeführt und die Messdaten unverändert und reproduzierbar in einem Datenspeicher zur späteren Verwendung abgelegt werden, wie in dem Beispiel vom 18.12.2015 aufgezeigt:

Gas beheizte Trockner nach dem Stand der Technik

Trockner-Kannegiesser: PowerDry D 120 G Masch.- Nr.	0202.584 / 2007
Technische Daten des Kannegiesser Datenblattes:	
Gasverbrauch	328,4 kWh / h
Gasanschlusswert	500 kW

Abbildung 5 Trocknung Wisch MOB - Doppelposten 100 kg am 18.12.2015



5 Zündvorgänge bei 18,3 % Rest-O2

Nach Kannegiesser⁵ sind mehrere Faktoren bei Trocknen rechnerisch zu ermitteln. Ein wesentlicher Faktor ergibt sich in einem Mollier-diagramm wie folgt:

Mindest-Umsatz O ₂ bei 18,3 vol.-% O ₂	2,7 vol.-% O ₂
Brennwerte von Gas CH ₄ mit O ₂ :	117.100 kcal / O ₂ -MOL
Brennwert / MOL Luft = 117 100 x 0,027 ΔO ₂ =	3.161 kcal / MOL – Luft (29kg)
Enthalpie (i) der Trocknung: bei (i) = 8 kcal in Frischluft	
(i) –Rauchgase (i) _{RG} = 8 + 3.161 / 29 kg	117 kcal / kg _{Luft}
Wasser aus Brennwerten 8g + 18.000 x 0,027/29	25 g _{H₂O} / kg _{RG}

Heißluft-Temperatur: wie im Antrag beschrieben nach der Gl.(1):

Gl. 1 $q_w = (i)_{RG} = 0,24 \times T + x_{H_2O} (597 + 0,46 \times T)$; mit $x = 0,025 \text{ kg} / (i) = 117 \text{ kcal/kg} \dots$
 Temperatur T 406 °C, nach Gasbrenner

Ergebnis:

Temperatur der Heißluft	406 °C (wechselnd)
Abwärme des Trockner D 120 G –WU	330 bis 500 kW
Zulässige Temperatur bei Wisch Mop- Experten-Meinung	180°C

⁵ Kannegiesser: Nach der DE 10 2012 008 193 und der Beschreibung

Vermacon Lösungen zum Betrieb dieser Trockner sind beschrieben und aufgezeigt unter:

- (1) www.vermacon.com sowie mit den Suchbegriffen „Newtonsche Wärmeableitung und Trockner für Wäsche“ u.a. in der Druckschrift DE 10 2012 016 516.
- (2) Die Trocknereinstellung wird auf Wunsch der Betreiber vorgenommen.
- (3) Bildung der Faktoren nach der DE 10 2012 008 193 in dem i,x-Diagramm.

Planung /Engineering		gemäß der Konformitätsbescheinigung:
Trockner – Kannegiesser		Masch.-Nr. 0202.584
Heißluft, T _{Max}		230 °C
Wassergehalt x	8 g + 9 (Brennwert)	17 g / kgLuft
Enthalpie-wert ⁶ (i)		67,1 kcal /kgL;
Näheres:		ADIABTEN Blatt

Vorteile & Energiewende

- der Gas-Trockner mit einem spez. Energiebedarf von 1,3 kWh/kg_{H2O} als Option
- die Dampf-Trocknung reproduzierbar bei einem spez. Energiebedarf von 1,0 kWh/kg_{H2O}. (netto 0,9 kWh/kg_{H2O})

Zustandsänderungen CD beim Trocknen

Ausgehend von dem DBU Gutachten besteht ein großer Unterschied bei der ABC Trocknung und der Trocknung ABCD im Trockner mit Gas in der Zustandsänderung CD bei den Gas-Trocknern, bei welchen hohe Energieverluste (elektr. und therm.) durch die Wärmeableitung von der Wäsche im Umluft-betrieb gegeben sind.

Nach dem Nachweis der Energieverluste bei 50% besteht eine weitere Aufgabe darin, Möglichkeiten zur Energie-Wende vorzuschlagen, die Energieverluste aufzuzeigen, zu dokumentieren, Verluste zu reduzieren und Energie aus Abwärme zu gewinnen.

Eine weitere Aufgabe ist es, diesen neuen Stand bekannt zu machen, damit ausgehend von den erreichten Ergebnissen durch Publikation weitere Innovationen von Dritter Seite im Klimaschutz vorgeschlagen werden.

Diese Aufgabe wird durch den Abluft und Rauchgas freien Betrieb der Trockner und einen Kondensator Modul nach Abb. 17 zur Gewinnung von Energie nach der Projektbeschreibung unter Pos. 5 gelöst.

Weitere Verbesserungen sind im DEPATISnet & Anmelder: „Fritz Curtius“ sowie mit den Vorarbeiten nach Pos. 4.3 aufgeführt:

⁶ Gleichung (4), Mujumdar 2006 und Thermodynamik, E. Schmidt 1961 und Mollier ca. 1923

4.3 Vorarbeiten

Dem „Abluft-freien Trockner zur Gewinnung von Energie aus Abwärme“ liegen weitere Vorarbeiten zugrunde:

Bau von Kälteanlagen

Die Trocknung mit adiabater Verdampfung von Wäsche ist eine Zustandsänderung BC in einem Direktverdampfer über der Wäsche mit H₂O als Kältemittel. Demgemäß ist das Projekt auf Erfahrungen im Bau von Kälteanlagen (5 Jahre) begründet, in welchem das Newton Wärmeableitungsgesetz bestätigt ist. Demgegenüber haben Trockner Typ Powerdry, wie der Name, (zu)-viel Luft und einen hohen Energieverbrauch kWh_{elekt.}

Mit der Klärschlamm-Trocknung und Wärmepumpe als Arbeitnehmer Erfindung vor Beginn der Selbstständigkeit (1990) sind, ausgehend von der installierten Leistung von 50 t / h Verdampfung bei 0,83 kWh- Einsparung pro kg_{H₂O}, inzwischen mit der Erfindung Friedrich Curtius folgende Einsparungen aufgelaufen, bei 64 000 t CO₂ pro Jahr:

Einsparung an CO ₂	25 x 64 000 t- CO ₂	1.600.000 t CO ₂
-------------------------------	--------------------------------	-----------------------------

Eine weitere Wärmepumpe mit Kältetechnik, im Gebiet der physikalischen Chemie, ist von einem Wäscher mit zahlreichen Trennstufen (10) und der idealen Stoffpaarung zur Verflüssigung der Dämpfe von NH₃+H₂O bekannt. Näheres DE 0003916073 C1.

Wärmeleitung λ mit 10 000 kcal / m h °C

Der Stoffaustausch abhängig von der Wärmeleitung λ von Dampf ist bei E. Schmidt mit 0,02 kcal/mh°C aufgeführt. Demgemäß liegt dem Projektvorschlag in Dampf/Wasserfließbetten bei der Wärmeleitung λ = 10 000 kcal/ mh°C eine thermische Verbesserung um den **Faktor 500 000** (10.000 / 0,02) zugrunde.

Newtonschen Wärmeableitung $Q_w = a \times F_{WÄSCHE} \times \Delta t$;

Das Gesetz basiert, wie der Name, auf der Kühlung und Wärmeableitung. Demgemäß ist der Projektvorschlag auf dem Modell der adiabaten Kühlung aufgebaut. Die Trockner Typ Powerdry vermeiden die adiabate Kühlung durch feste Einrichtung von 60 % Umluft und 40 % Verdampferfläche $F_{Wäsche}$. Mit der Nachrüstung dieser Gas Trockner ergibt sich ein Vergrößerung der Fläche auf 250 % durch Rücksetzen der Umluft, verbunden mit einem Beitrag im Klimaschutz und hohen Einsparungen 40% an Energie (elektr. + therm). DE 10 2013 004 344 A1

Abluft-Messung: *TR Measuring Systems & Rauchgasmessung O₂*

Mit den 2 in der Abluft installierten Messungen werden die therm. Daten nach der adiabaten Verdampfung als Temperaturwerte zusammen mit dem Wärmeinhalt (i) im Betriebspunkt C auf der Sättigungslinie diagnostiziert. Demgemäß liegt dem Projektvorschlag eine Protokollierung der Betriebsdaten und der Aufbau einer Datenbank zugrunde. Für die Trocknung ist das TR Mess-System mit der adiabaten Sättigung in dem „Quench-Kühler“ mit den Messpunkten TR_C und TR_D im täglichen Gebrauch. DE 10 2008 007 466 aktuelles Patent / „Dampferzeuger selbstreinigend“

Der Kühler ist mit den Abmessung L x B: (0,25 x 0,1) m baugleich mit einer von 5 Trennstufen des Quench-kühlers Abmessung (0,2 x 0,22). Demgemäß ist der Quench-Kühler in der Größe einer Trennstufe TU aus vielen Messfahrten erprobt.

Die Rauchgas-Messung O₂ mit dem Testo-Gerät ist Gegenstand der DE 20 2015 003 809. Die rechnerische Auswertung der Messung nach der Gleichung CH₄ + 2 O₂ > CO₂ + 2 H₂O; der Heat of Formation (Bildungswärme) mit Luft-Sauerstoff, O₂ sind nicht vor-veröffentlicht.



Fläche L x B	0,25 m x 0,1 m / 0,025 m ²
Gewicht	0,5 kg Gehäuse + Einbauten
1 TU im Q-Kühler	90 °C auf 28 °C:
Fläche	0,2 m x 0,22 m / 0,044m ²
Material	PPs (HT Rohre)
Gewicht	4 kg -20 % Quench-Kühler
Kühlleistung	4.720 kcal in 25 Minuten
Übertragungsleist.	257 452 kcal /h m ²
	299 kWh / h m ²
Spez. LEISTUNG	12 kW pro 4 kg PPs
(PPs entsprechen	HT- Abwasserrohren)

Abbildung 6 Marburg - 14.08.2014, 8:14 Inbetriebnahme DT 50 Jensen, „Messung in Abluft“

Gewinnung von Energie aus Abwärme – aktuelle Innovationen

Der Quench – Zustandsänderung CD

Kompressibles Gas wird mit einer Geschwindigkeit von 140 km/h in das H₂O innerhalb von 0,001 Sekunden ($1/1000$) in der Flüssigkeit verteilt. Gesetze der Wärmeübertragung werden durch Mischen auf der Wegstrecke von 2-3 cm unter dem Rohrboden ausgeschaltet. Abb. 3; Demgemäß liegt dem Projekt die Rückgewinnung der dyn. Energie ($\rho/2 \times w^2$) als Staudruck zugrunde zum Druckaufbau in dem H₂O-Fließbett.

Das Kondensat-Fließbett im Quench-Kühler – Zustandsänderung DE 20 2015 005 637

Im Kondensatfließbett ist ein theoretischer Boden TU realisiert. Gasgeschwindigkeiten, F-Faktor sind ähnlich Kolonnen 1(m/s), der Ausdehnungsfaktor des H₂O beträgt 2. Dem Projektantrag liegt eine Steigerung der Wärmeleitung, von Wasser mit λ (0,5 kcal/mh°C) im Wasserfließbett auf λ von 10 000 kcal /m h°C um den **Faktor 20 000** zugrunde.

ABC Wärmepumpen Trockner

Die Arbeitsdiagramme des ABC Wärmepumpen beim Trocknen sind mit dem Projekt erstmals neben den Schutzrechtsanmeldungen beschrieben. Im Wechsel zwischen Heizung AB und adiabate Verdampfung ergibt sich der Temperaturanstieg ohne Kompressionskälte. Der ABC Trockner hat eine Erhöhung der Leistungsziffer ε (COP) um den Faktor 108 (216 : 2), gegenüber den Wärmepumpen-trocknern nach dem St. d. Technik. Näheres: BSH DE 10 2005 062 939.

Wärmetauscher für Kühlanlagen DE 101 52 453 B4

Ein Wärmetauscher-Gerät mit außergewöhnlich hohen Austauschraten bei der Wärmeleitung λ , dem Quench sowie dem Wasser-Luft-Gemisch mit der Dichte 0,5 und dem Ausdehnungsfaktor 2 ist in der Druckschrift DE 101 52 453 B4 beschrieben, nach welcher in einem Gehäuse, gefertigt aus Kunststoff PPs ein Wasserfließbett mit Luft vorgesehen ist und durch die Aufgabe von Kälte in Rohren gleichzeitig in einem Gerät, die Erzeugung von Kühlwasser bei 5 °C, die Kühlung von Luft oder eine Luftentfeuchtung vorteilhaft möglich sind. Wesentlicher Vorteil: die drucklose Bauweise bei gleichzeitiger Erzeugung von kaltem Wasser und kalter Luft sowie eine Luftentfeuchtung.

Messung von gewonnener Energie nach der DE 20 2015 002 443 U1

Eine weiteres vorteilhaftes Messsystem zur Energieeinsparung ist in der Druckschrift DE 20 2015 002 443 U1 für Wäschereien in der Weise beschrieben, dass die mit dem erwärmten Wasser gewonnene Energie (kWh) mit einem geeichten Energiezählwerk gemessen und angezeigt wird.

Der Vorteil der Vorarbeiten besteht darin, dass die Energiemengen kWh, die mit dem Kältemittel H₂O, als Waschlauge nutzbar sind, gemessen, rechnerisch bestimmt und als Zustandsänderungen im i,x-Diagramm abgelegt sind.

Weiter sind die Daten der technischen Planung zur Gewinnung der Energie aus Abwärme bezogen auf den Trockner TM 75 D beschrieben.

In Abstimmung mit dem Betreiber der Wäscherei und gemäß den genannten Vorgaben zur Planung und Durchführung der Maßnahmen sind diese u.a. nach folgenden Vorgaben vorgesehen und ausgeführt:

- a) Rauchgas-/ Abluft freie Betriebsweise, Konformität, Ex- und Personenschutz,
- b) Geeichte, on-line Mess-Systeme & ADIABATEN Blatt mit den Zustandsänderungen,
- c) Beachtung verschiedener DBU Gutachten⁷ ABC, Näheres: Pos. 4.2 Problemlage
- d) Beachtung der Energiewende nach der Kälterichtlinie vom Sept. 2015.
sowie des Förderumfanges und der Risikoübernahme der Bundesstiftung, DBU.

Verbesserungen werden durch den Fortschritt gegenüber einer Trocknung nach der DE 10 2012 008 193 wie folgt dargestellt:

- (1) Anlage 1: aus den Verlusten CD von $\Delta(i) = 28 \text{ kcal} / \text{kg}_{\text{Luft}}$ ergeben sich die Verbesserungen bei Gas-Trockner zur Einsparung von Energie.
- (2) Anlage 3: mit dem grünen Punkt sind die Verbesserungen erreicht.
- (3) Ergebnisse in Pos. 6: Die Energiewende ergibt sich aus Verlusten CD (i) mit 28 kcal/kg bei Gas-Trocknern sowie einem Energiegewinn von 100% aus Abwärme in dem Kondensator Modul bei Dampf-Trocknern.

⁷ Die jeweiligen Gutachter ABC sind nicht bekannt.

5. Projektausführung – Maschinen-Nr. 105974

In dem Projekt werden der abluftfreie Betrieb, Trockner mit „Brüdenkreislauf (Umluft) und eine Nutzung der Kondensationswärme mit einzelnen Arbeitsschritten, der Planung und dem Engineering am Beispiel des Trockners TM 75 Maschinen-Nr. 105974 beschrieben. Weiter werden die Betriebswerte aus zahlreichen Messungen – UFT / Vermacon - auf Konformität mit dem Handbuch der nicht genehmigungsbedürftigen Anlage überprüft. Auch das pv-Diagramm mit den Kennlinien des Abluftventilators wurde als Unterlage intern verwendet.

Sicherheit und sicherheitstechnische Vorgaben

Die Betriebsanleitung enthält sicherheitstechnische Hinweise. Der Vordruck nach Pos. 2.8 wurde abgezeichnet. Ausgewählte Daten des Kompakttrockner TM 75 sind in dem Datenblatt, wie folgt aufgeführt:

	Anlage 2
Abluft, bei Umluft WU	1800 m ³ /h bei 60 °C / Luftdichte: 1 kg/m ³
Abluft ohne Umluft WU	6500 m ³ /h
Abwärme / Anschluss bei Gas	210 kW
Volumen	1880 Liter

Hinweis:

Der Trockner ist mit einer installierten Abwärme von 210 kW ausgestattet. Mit der Erzeugung einer Dampf-haltigen Abluft und dem Kontakt mit Dampf-/Luftgemischen von > 5 Vol.% H₂O und > 40 °C ist die Verletzungsgefahr und der Personenschutz zu beachten. Näheres: a)

Weitere Arbeitsschritte werden im Folgenden beschrieben:

Trockner-Daten mit dem Vermacon TR Mess-system

Datum 26. Juni 2014
 Bezeichnung Messreihe 1 – Bericht-UFT: Teil I
 Protokoll

Abbildung 7 Messreihe 1 am 26.6.2014

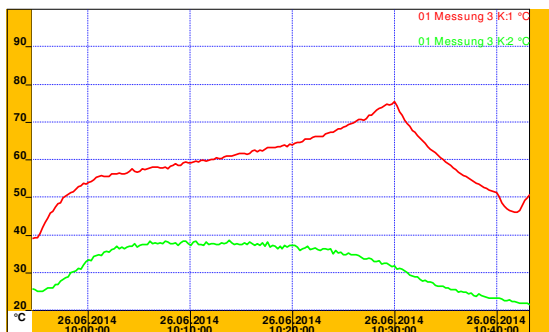


Abbildung 8 Mess-System in der Abluft am 27.11.2015

Aufgabe 56 kg Wäsche + 25,2 kg H₂O
 Mengenzbilanz 25,200 g – Verdampfung

Mengenzbilanz der Messreihe 1 / Anlage 3

Adiabate Kühlung und H ₂ O Aufnahme	ΔX_{\max}	ΔX_{Mittel}
Quelle Adiabaten Blatt Anlage 3	27 g / kg _L	24 g / kg _L
Luftmenge 25200 g / 24 g in 35 Minuten		1050 kg
Luftmenge pro Stunde		1 800 kg / h
Installierte Luftmenge bei 60 °C u. 1 kg/m ³		1 800 m ³ /h

Die Technischen Angaben des Herstellers von 1800 m³ / h bei 60 °C sind bei einer Wasseraufnahme von 24 g/kg_L und einer Luftmenge von 1800 kg/h bestätigt. Näheres ADIABATEN Blatt Anlage 3. Im Betrieb über die Dauer der Messungen an dem Trockner TM 75 D werden wichtige Veränderungen gegenüber der Hersteller-Dokumentation ermittelt:

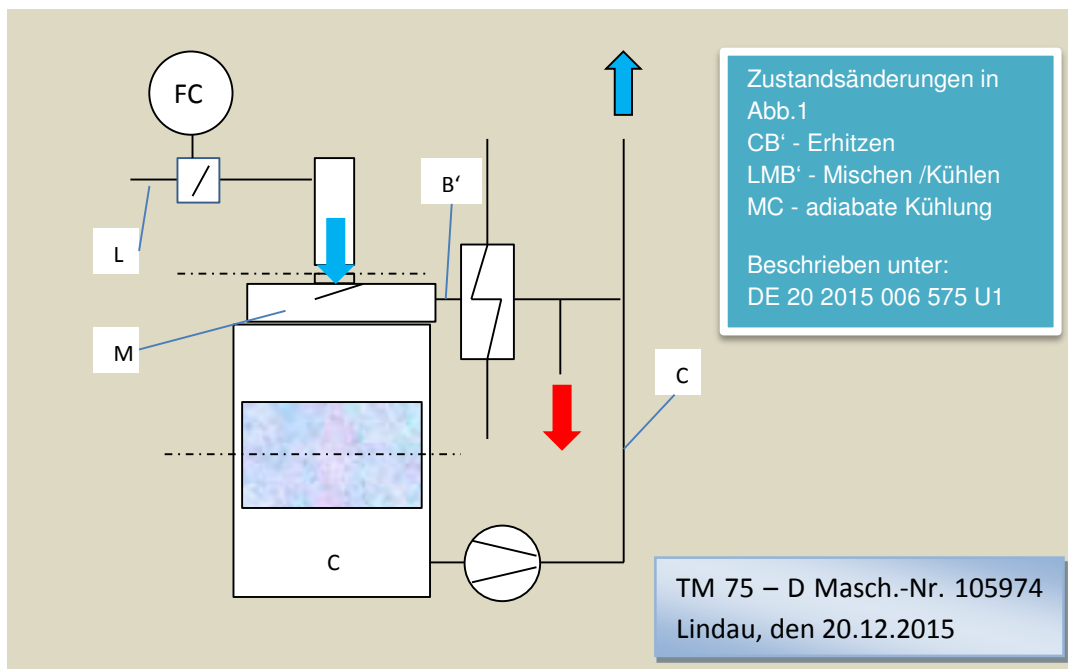
- (1) Die Zuluft-Öffnung ist zweckentfremdet durch den Austritt von Abluft.
- (2) Die Abluft ist verschmutzt durch Staub und Feinstaub.
- (3) Arbeitsplätze sind mit Abluft belastet, also kein „abluffreier Betrieb“ möglich.

Lufttechnische Planung zur Vermeidung der Arbeitsplatz-belastung

Schematische Darstellung

Der Trockner ist mit einer Klappe zur Kühlluftzufuhr im Unterdruckbereich ausgestattet. Über die Eintrittsöffnung ergibt sich eine Druckerhöhung in der Umluftleitung, wodurch stromaufwärts bei Überdruck vor der Heizstufe verschmutzte Gase in den Raum geblasen werden. Um einen Betrieb des Trockners ohne Abluffreisetzung zu ermöglichen, wird eine Zuführung der Luft nach Abb. 9 über einen Zuluftkasten bei gleichzeitigem Aufbau eines Unterdruckes zur Begrenzung des Überdruckes in dem Kreislauf für Umluft vorgeschlagen. Ein Wäsche-Trockner mit Einzelheiten ist in dem Schutzrecht nach der Druckschrift DE 20 2015 006 575 beschrieben.

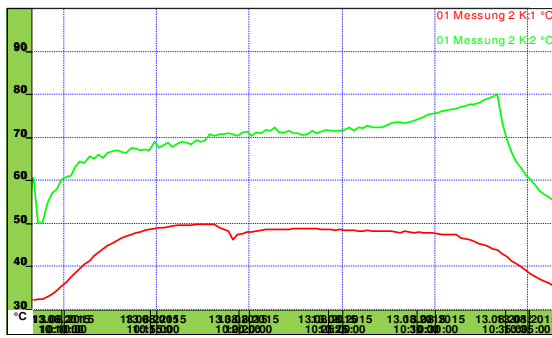
Abbildung 9 Luftführung & Zustandsänderungen nach Abb. 1



Durchführung des ablufffreien Betrieb & Trockner ohne Abluft-Freisetzung

Unterdruck-Betrieb und eine Regelung der Zuluft in einem Luftkasten wurde an einem Lavatec-Trockner installiert und am 13.08.2015 in Betrieb genommen. Die Maßnahmen sind mit Lavatec pers. besprochen worden. Näheres Abb. 4. Diese Trocknung ist als ABC Trocknung in einem ADIABATEN Blatt nach der Abb. 1 dokumentiert. S. Anlage 3.

Abbildung 10 Frottee-Trocknung ohne Abluft-Freisetzung St. Vith Belgien / Wärme-Bedarf 0,9 kWh pro kg H2O



Hauptverdampfung um 10:17

Trocknungs Adiabate (i)	67 kcal/kg	280 kJ / kg
T _A der Abluft	69 °C	
T _S der Sättigung	50 °C	
Feuchte φ	38 %	
Wasseraufnahme Δx	75 g/kg _L durch adiabate Zustandsänderung	
Luftbedarf / kg H ₂ O	1000 / 75 = 13,33 kg	
Aufheizung von	8,5 kcal bei 6 g auf 67 kcal bei 81 g / kg _L	
Wärmebedarf netto	800 kcal / kg H ₂ O oder 0,9 kWh _{therm.} pro kg-H ₂ O (13,33 x 58,5)	

In dem Temperatur-Protokoll ist beginnend um 10:25 eine Abnahme der Enthalpie bei Sättigung und ein Anstieg der Abluft T_A °C zu erkennen. Grund:

- Zur adiabatischen Kühlung der Luft ist zu wenig Rest-Wasser vorhanden,
- Wärme wird nach Newton Gl. (4) zur Erwärmung der Wäsche abgeleitet,
- entsprechend der Wärmeableitung wird eine tiefere Sättigungstemperatur T_S °C gemessen – bei 45 °C auf der Trocknungsadiabaten (i) = 52 kcal/kg also – 22 % oder 15 kcal/kg weniger.

Protokoll mit und ohne Abluft-Freisetzung s. Anlage 3

	kg _{LUFT} /kg _{H2O}	Δi	Qw-Bedarf
13.08.2015 Lavatec	13,33	58,5	0,90 kWh/kg _{H2O}
26.06.22014 TM 75 D	41,66	27,5	1,33 kWh/kg _{H2O}
Einsparung - ohne Abluft-Freisetzung			0,43 kWh/kg _{H2O}
Einsparung % 0,43 /1,33			32 %

Weitere Vorteile bei „nicht genehmigungsbedürftigen“ Trocknern

- (1) Verbesserung der Arbeitsplatzbelastung durch verunreinigte Abluft,
- (2) Weiß-Grad der Wäsche,
- (3) Griffigkeit der Wäsche.

Mit dem Grünen Punkt ist das Ergebnis als Zielwert bei einem Wassergehalt von 80 g/kg_L in dem ADIABATEN Blatt vorgegeben. Wasseranteil: 11,4 vol.-% H₂O.

Umbau des Trockner TM 75 D & ABC Trocknungsführung

Die verbesserten, reproduzierbaren Betriebswerte vom 13.08.2015 sind durch die Lüftungstechnische Planung und das Engineering zur Kontrolle/Vermeidung des Abluftaustrittes in Form einer Haube und einer Temperatur abhängigen Regelung in dem Trockner TM 75 D nachgerüstet worden, wie in Abb. 11 vom 27.11.2015 dokumentiert. Hierbei wurden die unter a) genannten Vorgaben erfüllt. Hierdurch ist es möglich, durch eine Unterdruck-Regelung die Freisetzung von Abluft zu regeln und zu begrenzen. Der beengte Raum zur Decke und zur Rückwand ist erkennbar.

Die ABC Wärmepumpe mit der Kühlung durch Luft entlang der Mischgeraden LMB' ist nach Plan mit einem Wassergehalt von $x = 80 \text{ g pro kg}_{\text{Luft}}$ nachgerüstet. Näheres: DE 20 2015 006 575. Nach der Bestätigung im laufenden Betrieb kann der Kondensator am Trockner TM 75 D nachgerüstet werden.

Eine wesentliche Verbesserung ist dadurch gegeben, dass durch eine kleinere Luft-Menge eine Kühlung und Nachrocknung entlang der Zustandsänderung auf der Geraden LM durch „Flash-steam“ ermöglicht wird. Vorteil ist,

- die Vermeidung der Kühlluft-Freisetzung am Arbeitsplatz;
- die Reduktion der Luftmengen um 90 % (6500 m³/h auf < 600 m³/h - einstellbar).

Weiterer Vorteil: Die Wäschequalität, „Weißgrad und Griffigkeit“.

Abbildung 11 Vermeidung der Abluft-Freisetzung am TM 75 D nach Umbau



Temperatur T_A in Abluft-Leitung °C - mit Regelung.

Einzelheiten in DE 20 2015 006 575 U1

Mit der in Abb. 11 gezeigten Einrichtung wird der Trockner TM 75 D im Dauerbetrieb gefahren. Der Hersteller Kannegiesser wurde über die Verbesserungen, informiert.

Zwischen-Ergebnis

- Mit der Nachrüstung des Trockners TM 75 D ist eine wesentliche Verbesserung im Personenschutz, der Abluft-Freisetzung und beim Energieverbrauch aufgezeigt.
- Die mit der Vermacon Technologie aufgezeigten Verbesserungen nach a) können in Wäschereien an Trockner TM 50/75 D zur Einsparung von Energie nachgerüstet werden.
- In der Höhe von 32 % werden Einsparungen mit dem Vermacon-Engineering umgesetzt.

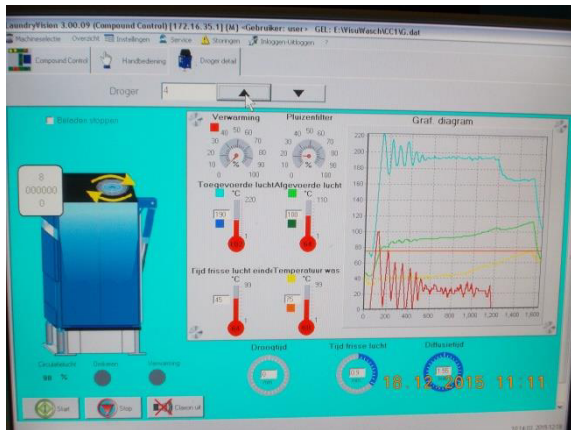
Die Projektdurchführung ist weiter durch äußere Umstände zum Einen, dass beantragte Leistungen der Planung und die Förderung des Betreibers gestrichen wurden und 2. durch Haftungsfragen bei Schäden und Folgeschäden bei der Durchführung der Leistungen – ohne die Bundesstiftung – erschwert. Näheres: unter „Installation des Kondensator“

Die Rauchgas-Freisetzung & Betrieb von Gas Trockner

Nach dem Gutachten der Bundesstiftung vom 13. Sept. 2013 über den Zustand der modernen Gas Trockner sind zur Bestätigung weitere Untersuchungen erforderlich, wie nach der Abb. 12 am 18.12.2015 aufgezeigt:

„Nicht annähernd werden Angaben zum Verbrauch der Bundesstiftung erreicht“!

Abbildung 12 Trockner WR 60 G / JENSEN Masch.-Nr. bei Frottee Voll-Last



Technischen Daten des Trockner
 Gebläse-Brenner
 Konformitätsbescheinigung
 Genehmigung vom
 Trockner
 Maschinen-Nr.

„nicht genehmigungsbedürftig“
 Weißhaupt
 CE 0085AU0064 / CE 0085 AS0311
 24.03.1999
 WR 60 D WU
 „vertraulich“

In der Abb. 12 sind eine überhöhte Brennerleistung und der Leistungswechsel - rote Kurve – von 0 % mit 100 % ersichtlich. Die Vermutung liegt nahe, dass die Gas-Brenner mit Werkseinstellungen und nicht mit dem kleineren, bei dem Betreiber vorliegenden Energie-Bedarf, gefahren werden. Einstelldaten des Gebläse-Brenners, am 18.12.2015, sollten im Schaltschrank hinterlegt sein.

Einzelheiten nach der DE 20 2015 003 809

Die Freisetzung von Rauchgasen und die Gesundheitsgefahr durch CO₂, Feinstaub und Flugaschen ist durch einen Betrieb dieser Trockner dadurch vermieden, dass lüftungstechnisch im Trockner ein Unterdruck – 300 Pa / 30 mmWS – eingerichtet ist. In einem weiteren Arbeitsschritt wurde dieser sichere Betrieb der Trockner im Labor an einem neuen Trockner WR 90 G in mehreren Betriebsfahrten mit Nennlast 100 kg aufgezeigt, wie folgt:

Abbildung 13 WR 90 G vom 30.10.2015 nach dem Schutz-Recht DE 20 2015 003 809 U1



Foto: JENSEN

An dem fabrikneuen Trockner wurde von einem Weißhaupt Monteur der Brenner auf den Leistungsbedarf der Trocknung zurückgestellt. Weiter ist die Kühlleistung mit 90 % weniger Luft im industriellen Maßstab bestätigt; geeignet für die Anwendung im Dampf-Trockner TM 75 D. Die Verbesserungen für den Betrieb der Trockner nach der CE 0085AU0064 / CE 0085 AS0311 sind in der Druckschrift DE 20 2015 003 809 U1 beschrieben.

Weitere Einsparungen durch Lüftungstechnische Regelung der Wärmeaufgabe

Eine effiziente Verbesserung besteht in der Regelung der Luftmenge und deren Nachrüstung in Trocknern, die nicht für einen Betrieb mit Umluft genehmigt sind.

Vermacon Leistungen:

Planung und Engineering, Montage, Inbetriebnahme Aufstellung: Marburg

Abbildung 14 Zuluft-Regelung vor dem Einbau - Trockner JENSEN DT 60 D



Technische Daten	Temperatur geführte Regelung
Luftmenge	6 000 m/h Nenn-Luft
Luftmenge nach Umbau	1 200 m3/h –max
Normal	800 m3/h
Minimal	400 m3/h
Diagnose der Besserung	Abb. 6

Vorteile

- Bessere Erhitzung der kleineren Luftmenge AB nach Abb. 1
- Bessere Adiabate Kühlung BC und Wasseraufnahme Δx
- Steigerung der Wärmeableitung (Newton) nach Gleich. (4) durch höheres Δt
- Verkürzung der Trocknungsdauer von 35 Min. auf 27 Min.

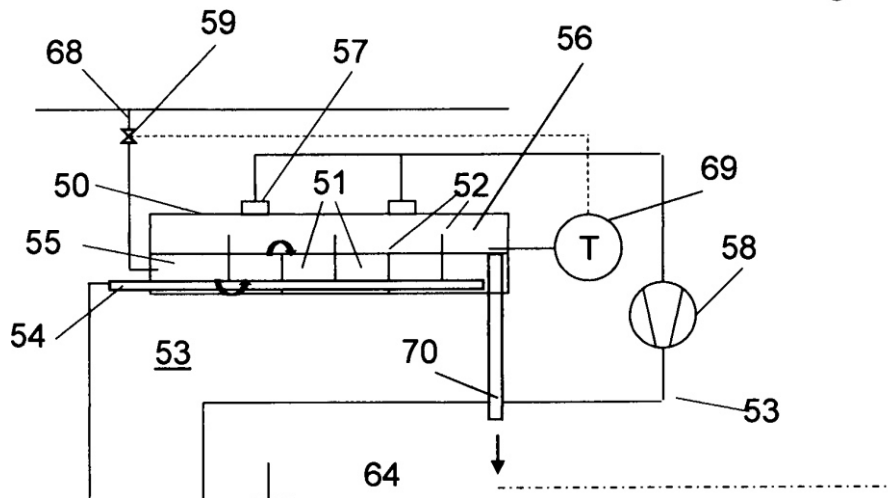
Installation des Kondensator

Schema nach der DE 10 2014 008 018 Fig. 3

Der Kondensator 50 zum horizontalen Einbau und Anschluss an den Trockner TM 75 D mit einer Aufgabe Leitung 54 und der Leitung 53 für die auf den Betriebspunkt E gekühlte Luft ist in Fig. 3 in der Weise dargestellt, dass bei Erreichen der Solltemperatur von 55 °C an dem Temperatursensor 69 das Magnetventil 59 zur Aufgabe von Wasser über einen nicht gezeigten Temperaturschalter nach Abb. 15 geöffnet wird.

Abbildung 15 Kondensator mit 6 TU und Ventilator 58

Fig. 3



Aufstellungsort des Kondensators

Abbildung 16 Behälter für Kaltwasser im 1. Stock



Abmessung. (1 x 1,5) m

Der Kondensator 50 wird mit der Ableitung 70 nach Fig. 3 zur Vorwärmung des Kaltwassers über dem Becken angeordnet; Befestigung an der Decke eines „Fachwerkhauses“.

Weitere Daten nach der DE 10 2014 008 018

Bei dem Betrieb des Trockner TM 75 D als mit Luft gekühlte Wärmepumpe im Dreiecks Prozess ABC wird dem Trockner anstelle der Luft L eine in dem Kreislauf BCEMB' behandelte Luft zugeführt. Abb. 1

Seit dem Einreichen der Projektskizze, im 1. Quartal 2013, und dem DBU Gutachten (2013) haben sich Änderung und Verschlechterungen beim Betrieb der Trockner und Änderungen im genehmigten Umfang des Projektes ergeben. Die Projektdurchführung ist auf diese Veränderungen abgestimmt.

Die Vorteile nach der DE 10 2014 008 018 bleiben bestehen:

- wechselseitiger Betrieb bei Voll-Last und Frotteeware mit Kondensator als WP 4,
- Betrieb und Luft gekühlte Wärmepumpe im Dreieck ABC bei Sonderprogrammen.
- Der Gewinn an Energie wird in einem Zählwerk in der Leistung 68 angezeigt.
- Die Berechnung der Einsparungen ist nach der DE 10 2014 008 018 beschrieben.

Der Kondensator ist seit März 2015 fertig gestellt. Unter dem Titel „Quench-Kühler zur Aufheizung von Wasser“ ist eine Beschreibung des Kondensator veröffentlicht, der an einen geschlossene Trockner –

ablufffrei - zur Gewinnung von Energie aus Abwärme angeschlossen wird. Ein Vorteil besteht darin, dass die Erwärmung der Waschlaugen und die gewonnene Energie in einem Energiezählwerk, eingebaut in der Leitung 68 nach Fig. 3, Abb. 15 dokumentiert ist. Vorteile sind in dem Vergleich von Schutzrechten und dem St. d. Technik gegeben: (Der Einbau ist in den kommenden Wochen vorgesehen)

Technologischer Vergleich von Kondensatoren

Wärmetauscher Daten		Leistung kW _{therm.}	Gewicht kg
Kannegiesser ⁸ nach der DE 10 2008 054 104	Teil 1 Abb. 8	100 kW	450 kg
Quench-Kühler (Vermacon) DE 20 2015 005 637 ⁹	Abb. 15	100 kW	20 kg
Einsparung Quench-Kühler aus	PPs		95 %

Technische Neuerung & Trockner-Hersteller: N.N.

Schema: Trockner(Wärmepumpe) und Anbindung des Kondensator Modul

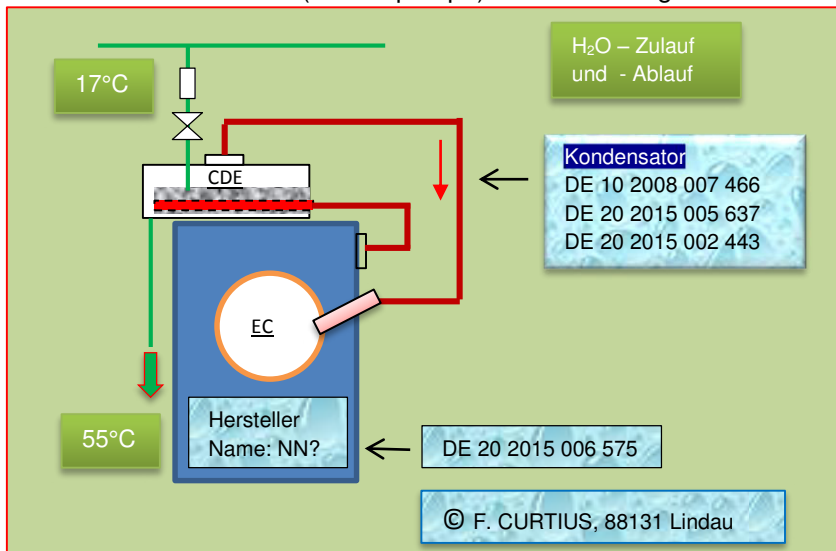


Abbildung 17 Wärmepumpen-Trockner für Wäsche nach der DE 20 2015 007 774

In Abb. 17 ist die Neuheit mit dem Energie-Gewinn aus Abwärme in der Kombination Trockner + Kondensator-Modul beschrieben. Vorteil ist die Einfachheit: „Ein Anschluss für kaltes Wasser sowie die Ableitung des erwärmten Wasser regelbar bei 55 °C“ reichen aus. Die Trockner -Herstellung ist international angefragt. Dieser ABC Trockner ist um die Zustandsänderungen CDE nach Abb. 1 im Kondensator so erweitert,

- (1) dass zur Gewinnung der Energie ein Kühlkreislauf CDEC, in einem geschlossenen Trockner, und insbesondere ohne Feinstaubbildung, vorgesehen ist,
- (2) dass dieser Kreislauf nach der Abb. 1 reproduzierbar berechnet wird,
- (3) dass durch „Flash Steam“ eine intensive Verdampfung beim Kontakt der kalten Luft an der feuchtwarmen Wäsche stattfindet,
- (4) dass ein Quench-Kühler mit 95 % weniger Gewicht bereitgestellt ist.

Wesentlicher Vorteil ist die unmittelbare, partielle Kühlung der Wäsche und Steigerung der Wärmeableitung von dem Trocknungskreislauf ABC an die kältere Wäsche.

⁸ Kannegiesser Schutzrechte EU 000002182106 B1/ US 000008567090 B2

⁹ Eintragung am 9.12.2015 – Veröffentlichung im Januar 2016

Die technische Ausführung nach Abbildung 17 ist selbst-erklärend, indem die gewonnene Energie aus Abwärme als erhitztes Wasser abgeleitet wird. Um dies zu erreichen, wird ein abluftfreier, geschlossener Wäschetrockner über ein Magnetventil und einen Platzhalter zum Einbau eines geeichten Energiezählwerkes, an die Hauptwasserleitung angeschlossen. Wesentlicher Vorteil ist die Energiewende durch die Gewinnung von Energie aus der Abwärme. Näheres: Abbildung 1

Weiter hat die Bundesstiftung die direkte Weitergabe von Fördermitteln für die beim Betreiber beantragten Kosten, Kostenrisiko und Folgekosten, Betriebsmittel bei der Errichtung und Montage in einem Fachwerkhaus (Mauer-Durchbrüchen) und dem Betrieb der DEMO-Anlage ausdrücklich nicht genehmigt. Demgemäß werden im Namen der Umweltstiftung keine Ergebnisse aus wesentlichen Grundleistungen, die von der Bundesstiftung nicht genehmigt¹⁰ sind, veröffentlicht.

Die NEUERUNG

Eine NEURUNG bei der Projektdurchführung ist dadurch gegeben, dass nach Herstellerkontakten ein 1. Trockner in der Ausführung als Wärmepumpe und Kondensator-Modul zur Präsentation auf der Texcare Messe Frankfurt im Juni 2016 vorbereitet wird. Der Quench-Kühler sollte in den kommenden Wochen in Betrieb gehen.

6. Diskussion der Ergebnisse

- Die Messparameter, die rechnerische Ermittlung von Daten und die Datendokumentation sind gemäß den Vorgaben für den Betrieb der Trockner, wie von Kannegiesser¹¹ vorgeschlagen.
- Weiter haben der Schutz von Personen und die Haftungsfragen oberste Priorität bei der Ausführung des Vorhabens.
- Es werden belastbare Daten von Trocknern mit einer akzeptierten Diagnose- und Berechnungsmethode für die Faktoren nach Kannegiesser veröffentlicht.
- Die Energiewende ergibt sich aus Energieverlusten CD (i) mit 28 kcal/kg bei Gas-Trocknern und einem Energiegewinn von 100% aus Abwärme in dem Kondensator Modul bei Dampf-Trocknern.
- Energie-Verluste CD von 28 kcal/kg_{Luft} bei Gas-Trockner, Einsparung von > 50 % kWh_{elektr.}
- Ursache: mangelhafte Einstellung der Luftmengen und Gasbrenner. > Anlage 1.
- Dampf-Trockner sind über das Kondensator Modul geregelt; Energiegewinn ist angezeigt.
- 95 % Gewichts-Einsparung im Kondensator – Modul, nach Abb. 17.
- Als Neu-Gerät wird der abluftfreie ABC Trockner mit Kondensator Modul gebaut.
- Die pers. Haftung und bauliche Gegebenheiten bestimmen den Zeitpunkt für den Betrieb des Quench-Kühler / Kondensator in Abstimmung mit dem Betreiber.

Die Vorteile zur Energiewende sind in Druckschriften und Beispielen beschrieben:

- DE 20 2015 007 774 - Wärmepumpen-Trockner für Wäsche;
- DE 20 2015 005 637 - Quench-Kühler zur Aufheizung von Wasser.

Mit dem Hersteller-Kontakt ist der geschlossene Trockner mit Kondensator-Modul kurzfristig als Neu-Gerät möglich. Die Ergebnisse aus dem Trockner beim Betreiber sind kurzfristig, aber nach Klärung von Fragen, verfügbar. Die Ergebnisse werden nach Abschluss über den DTV verbreitet.

Das weitere Vorgehen von Vermacon GmbH & Co.KG

¹⁰ Quelle: nach dem Schreiben der DBU / Dr. Digel

¹¹ DE 10 2012 008 193

- (1) *Dampf-Trocknern - Neu-Gerät* – „Geschlossener Trockner mit Kondensator Modul, Nach Abbildung 17.
- (2) *Probetrieb* - am Trockner Typ TM 75 (Kannegiesser).
- (3) *Gas-Trockner*: Vermeidung der Energieverluste im Prozess-Viereck ABCD & die „Einsparung von Energie“ kWh_{therm} und kWh_{el.} (ab 20 % bis 60%)
- (4) *Aufbau einer Verbrauchs-Datenbank für Trockner* & Einsparungen bei kWh_{el.} > 50 % an Gas-Trocknern Typ PD - G-WU, abgestimmt auf empfohlene¹¹ Kontrollverfahren.

7. Zusammenfassung

Geschlossener Wäsche-Trockner mit Kondensator-Modul & staubfrei

in der Ausführung nach Abb. 1 und Abb. 17:

Wäscherei mit Energiegewinn aus Abwärme:		
Spez. Wärmebedarf gesamt – (Planung)		0,57 kWh pro kg Wäsche
Wäscherei mit Gas beheizten Trockner		
Spez. Wärmebedarf – Trockner ¹²		1,1 kWh pro kg Wäsche
Spez. Wärmebedarf – Waschen		0,3 kWh pro kg Wäsche
Stand d. Technik gesamt		1,4 kWh pro kg Wäsche
Energiewende & Einsparung		0,83 kWh pro kg Wäsche
Anteilige Einsparung: 0,83 / 1,4 x 100	59,2 %	max. 66 %
Potential bei 1 000 000 t-Wäsche in Deutschland		
Anteil der Trocknung - 50%: 500 000 x 0,83	415.000 MWh pro Jahr	
	83.000 t CO ₂ pro Jahr	
Kosteneinsparung bei 40 € / MWh _{therm.}	16.600.000 € pro Jahr	

Danksagung

Die Dokumentation ist am DPMA im DEPATISnet abgelegt mit insgesamt über 100 Druckschriften. Der aufgezeigte Stand der Technik ist für weitere Verbesserungen zur Energiewende zugänglich. Unser Dank gilt für die kurzfristige Erstellung der Druckschriften, deren Verwaltung und die weltweite Verfügbarkeit sowie die einheitliche Darstellung. Näheres: DE 20 2015 007 774

Lindau, den 31.12.2015

Fritz Curtius,
Dipl.-Ing. TH- München
Vermacon GmbH & Co.KG
Friedrichshafenerstr. 57
88131 Lindau
Tel. 08382 281 14
info@curtius.de

¹² nach Beseitigung der Verluste 28 kcal/kg_{Luft}, / Vergleichs-Wert in DTV/DBU Vorhaben: 4,47 kWh_{therm} / kg_{H2O}

Anlagen -

- 1 – Adiabaten Blatt PD 85 G – WU
- 2 – Datenblatt TM 75 D-WU
- 3 – Adiabaten Blatt TM 75 D-WU
- 4 – Muster für Gas-Wäschetrockner PD 270 G-WU

Abbildung 18 Wasserfließbett - Quenchkühler



Lindau, den 5.02.2016

Fritz Curtius

Vermacon GmbH & Co.KG

Anlage 4

Kontroll-MUSTER	Kannegiesser – Trockner	PD 270 G –WU
Verfahren	Kannegiesser – Druckschrift	DE 10 2012 008 193
Datenquelle	DBU AZ 28612	Kap. 4.1.1.4 gasbeheizter Tumbler

Technische Daten	Trocknung innerhalb 12 Minuten*
Textil / Matten	270 kg
Verdampfung	28,4 kg H ₂ O
Gasmenge / Brennwert 11,03 kWh/m ³	12,2 m ³
Feuerungsleistung	135 kWh oder 116 000 kcal
Verbrennungs-Luft 1 Nm ³ /sec bei 23 °C	931 kg
Enthalpie (i) / kg – bezogen auf 0°C (10 kcal /kg)	(125 + 10) 135 kcal / kg Rauchgas
Wasseraufnahme Δx	31 g / kg _{RG}
*) max. Brennerlaufzeit	
Parameter / Zustandsänderung der Trocknung	Viereck ABCD
A kalte Luft 23 °C / x = 8 g H ₂ O	(i) _A = 10 kcal / kg Luft
B – Verbrennung 474 °C / x = 27,5 g H ₂ O	(i) _B = 135 kcal / kg _{RG}
C – BC adiabate Verdampfung x = 58,5 g/kg _{RG}	(i) _C = 135 kcal und 374 °C
D – berechnet bei 80 °C / x = 58,5 g /kg _{RG}	(i) _D = 56,27 kcal / kg _{RG}
CD Verluste (i) _C – (i) _D	Δ(i) = 78,73 kcal / kg _{RG}

Die Kannegiesser Auswertung nach Faktoren: DE 10 2012 008 193

Faktoren & Ergebnis (<i>i,x-Diagramm</i>)	Faktor (Kannegiesser)	Faktoren (DBU)
Energiebedarf / kg Verdampfung (135 / 28,4)	4,75 kWh /kg _{H₂O}	1,2 kWh/kg / s. 4.2
CD Verluste: 931 kg x 78,73 kcal/kg	72.300 kcal / 85 kWh	k. Angabe
Energieverlust / kg Verdampf. 85 kWh / 28,4	2,99 kWh / kg _{H₂O}	
Abwärme bei 80 °C – 931 kg x 56,2 / 860 u. 12'	300 kW	105 kW
Energie-Gewinn aus Abwärme – Vermacon	(+) 0,883 kWh /kg	

Ergebnis des Kannegiesser - Kontrollverfahrens im Kannegiesser-Trockner: AZ 28612

- (1) Die Betriebspunkte ABCD sind im *i,x-Diagramm* ausschnittsweise, dargestellt.
- (2) Der Einbau des Wärmeaustauscher erhöht das Temperaturniveau um ca. 20 °C.
- (3) Verluste von 85 kWh bleiben nach der Hersteller-Diagnose im *i,x-Diagramm* gleich. .
- (4) Die Energieeffizienz bleibt bei konstanten Verlusten von 2,99 kWh / kg_{H₂O}.
- (5) Eine Einsparung an Energie durch den Wärmeaustauscher ist auszuschließen, weil die Temperaturerhöhung um 20 °C von 474 °C auf 494 °C bei einer Anzeige von 190 °C regelungstechnisch nicht verwertbar ist.
- (6) Das Expertengutachten nach Pos. 4.2 erweist sich gegenüber dem Kannegiesser Kontrollverfahren als falsch:
 - die Abwärme ist mit 300 kW um 200 % höher als 105 kW bei DTV/DBU
 - Effizienz-Gewinn von 0,88 kWh im Abluft-freien Trockner von Vermacon, gegenüber dem Verlust-Faktor von 2,99 kWh / kg_{H₂O}.

Plausibilität: Reduzierung der Verluste durch Einstellung; Näheres www.vermacon.com

Es folgt die Verfahrenskontrolle im i,x-Diagramm:

i,x- Diagramm

