

Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Kreuzstromwärmetauschern an Adsorptionstrocknern in Abhängigkeit der klimatischen Bedingungen am Aufstellungsort

Adsorptions-Luftentfeuchtung & Wärmerückgewinnung

Bachelorarbeit

Studiengang Umwelttechnik
(Schwerpunkt: Regenerative Energien und Energieeinsparungen)

Nils Steinhorst

Matr.-Nr.: 1923966

11.10.2012

Hochschule für angewandte Wissenschaften
Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr. Armin Gregorzewski

Zweitprüfer/in: Dipl.-Ing Folke Meyer

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denen bedanken, die mir mit Rat und Tat beiseite standen, um diese Arbeit realisieren zu können.

An erster Stelle seien meine beiden Betreuer genannt. Herr Prof. Dr. Armin Gregorzewski und Herr Dipl.-Ing. Folke Meyer waren jederzeit für Fragen und Anregungen für mich da.

Des Weiteren danke ich allen (inzwischen Arbeits-) Kollegen im Hause Munters für die herzliche Aufnahme und die nötigen Ratschläge.

Meiner Mutti danke ich für die zwischenzeitliche Bewertung und Korrektur sowie für das entgegengebrachte Vertrauen vom ersten Studientag an, genauso wie meinen Freunden und Bekannten die an mich geglaubt haben.

Danke!

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	1
Inhaltsverzeichnis	2
Verwendete Formelzeichen	3
Verwendete Indizes	4
Für die Berechnungen verwendete Konstanten	4
1 Einleitung und Problemstellung	5
1.1 Adsorptions-Luftentfeuchter	5
1.2 Wärmerückgewinnung	9
1.3 Regionaler Einfluss	16
1.4 Wirtschaftlichkeit	21
2 Experimentelles	22
2.1 Arbeitsbereich des Sorptions-Entfeuchters	22
2.2 Der Kreuzstromwärmetauscher	29
2.3 Bilanzierung des Systems	30
2.3.1 Bilanzgrenzen	30
2.3.2 Bilanzierung des Adsorptions-Entfeuchter	33
2.3.3 Bilanzierung der WRG	39
3 Ergebnisse und Diskussion	46
3.1 Energieverbrauch ohne WRG	46
3.2 Energieverbrauch mit WRG	54
3.3 Einsparungen durch die WRG	57
3.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	64
3.4.1 Berechnungsmethode	64
3.4.2 Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	66
3.5 Diskussion der Ergebnisse	78
4 Schlussfolgerung	80
Abbildungsverzeichnis	81
Tabellenverzeichnis	81
Literaturverzeichnis	82

Verwendete Formelzeichen

\dot{H}	kW	Enthalpiestrom
h_{1+x}	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	spezifische Enthalpie der feuchten Luft
\dot{m}	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	Massenstrom
P	kW	elektrische Leistung
p	Pa	Umgebungsdruck
Δp	Pa	Differenzdruck / Druckverlust
t	°C	Temperatur
$\Delta\vartheta$	°C / K	Temperaturänderung $\Delta\vartheta = (t - t_0)$ mit $t_0 = 0 \text{ °C}$
Φ_t	- / %	Temperaturänderungsgrad
\dot{Q}	kW	thermische Leistung
\dot{V}	$\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$	Volumenstrom der feuchten Luft
v_{1+x}	$\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$	spezifisches Volumen der feuchten Luft
x	$\frac{\text{g}}{\text{kg}}$	absolute Feuchte der Luft
φ	- / %	relative Luftfeuchtigkeit

Verwendete Indizes

AU	Außen- bzw. Umgebungsluft
ZU	Zuluft
AB	Abluft
FO	Fortluft
L	Luft (im Massenstrom enthaltene trockene Luft)
KON	Kondensat
TAU	Taupunkt
WRG	die Wärmerückgewinnung betreffend
trocken	ohne Berücksichtigung von Kondensation
feucht	mit Berücksichtigung von Kondensation
sensibel	fühlbare Wärme
latent	nicht fühlbare Wärme
el	elektrisch
U	Unterhalt
K	Kapital

Für die Berechnungen verwendete Konstanten

c_{pD}	=	$1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	spezifische Wärmekapazität für Wasserdampf
c_{pL}	=	$1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	spezifische Wärmekapazität für Luft
c_{pW}	=	$4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$	spezifische Wärmekapazität für Wasser
R_D	=	$461,5 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$	Gaskonstante für Wasserdampf
R_L	=	$287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$	Gaskonstante für Luft
r_0	=	$2500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Verdampfungsenthalpie von Wasser

1 Einleitung und Problemstellung

1.1 Adsorptions-Luftentfeuchter

Die Adsorptions-Luftentfeuchter arbeiten mit einem Sorptionsmittel, das integrierter Bestandteil eines Trägermaterials mit extrem großer Austauschfläche ist. Der im untersuchten Fall verwendete Luftentfeuchter enthält etwa 80 % an aktivem Silikagel als Sorptionsmittel im Rotor. Dieser HPS (High Performance Silikagel) Rotor bietet eine hohe Entfeuchtungskapazität in allen Feuchtebereichen bis 100 % r.F.. Der HPS-Rotor ist die Standardausführung in den Munters Luftentfeuchtern.

Der Feuchtigkeitsaustausch erfolgt in dem langsam drehenden (11,6 U/min) Sorptionsrotor, der eine axial verlaufende Wabenstruktur besitzt, die von der zu entfeuchtenden Luft laminar durchströmt wird. Der extrem niedrige Wasserdampf-Partialdruck über dem Sorptionsmittel bewirkt einen effektiven Feuchteausgleich zwischen dem Sorptionsrotor und der durchströmenden Luft. Die vom Rotor aufgenommene Luftfeuchtigkeit wird durch einen separaten, im Gegenstrom geführten, erhitzten Luftstrom wieder ausgetrieben und unter normalen Arbeitsbedingungen warm und feucht in die Atmosphäre abgeführt. Der Sorptionsrotor kann nach der Regeneration erneut Feuchtigkeit aufnehmen, somit ist eine kontinuierliche Entfeuchtung des Luftstromes gewährleistet [5].

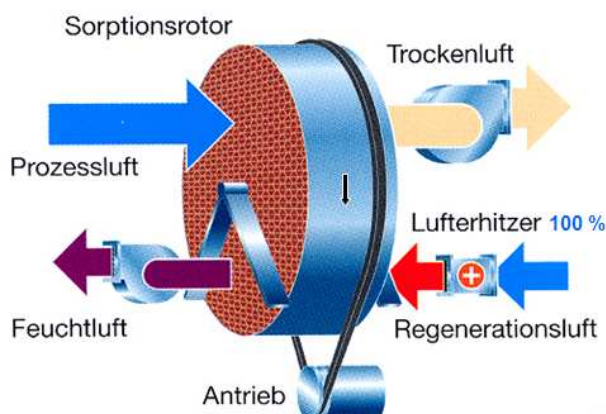


Bild 1.1 Funktionsprinzip des Munters-Luftentfeuchters

Bild 1.1 stellt das allgemeine Munters-Prinzip mit einem HPS-Rotor ohne spezielle Sektorierung und einem Luftherhitzer mit 100 % Leistungsaufnahme dar.

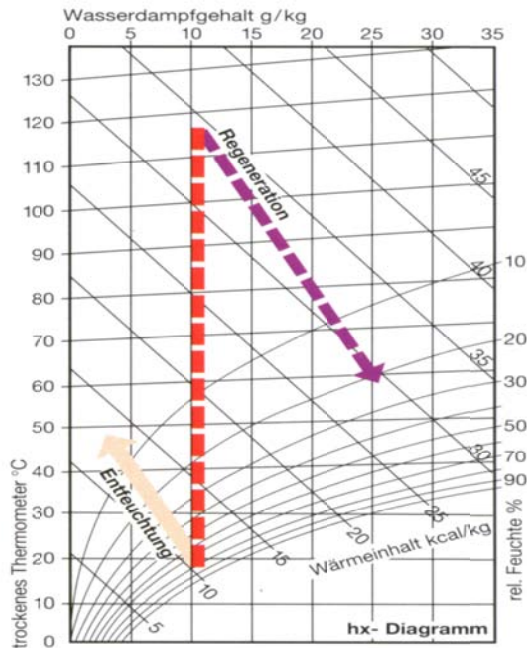


Bild 1.2 Entfeuchtungsprozess im h-x-Diagramm [5]

Adsorption und Desorption sind mit Temperaturänderungen des Luftstromes verbunden. Bei der Adsorption wird neben der Kondensationswärme zusätzlich die Bindungswärme freigesetzt. Sie ist von der Beladung abhängig und beträgt z.B. bei der Wasserdampfsorption an Silikagel bis zu 10 % der Kondensationswärme. Kondensations- und Bindungswärme werden als Sorptionswärme zusammengefasst und sorgen bei der Adsorption für eine Temperaturerhöhung des zu entfeuchtenden Luftstroms. Außerdem wird durch das zuvor beim Regenerieren aufgeheizte Adsorbens Wärme, die so genannte Schleppwärme, an den Prozessluftstrom übertragen. Analog ist die Desorption mit einer Temperaturabsenkung des Regenerierluftstroms verbunden [8].

Aus dem Bild 1.2 lässt sich sehr gut entnehmen, dass durch die Schleppwärme ein zusätzlicher Energieeintrag in den Prozessluftstrom zu verzeichnen ist. Anders herum wird ein Teil der Energie, welche im Erhitzer in Wärme umgewandelt wurde, bei der Desorption vom Rotor aufgenommen und gespeichert.

In dieser Arbeit wird ein ML 690 Adsorptions-Luftentfeuchter von Munters hinsichtlich der Energieaufnahme bei verschiedenen Eintrittsparametern untersucht. Es wird geschaut, wie viel Heizenergie zur Erreichung eines bestimmten Entfeuchtungszieles eingesetzt werden muss.

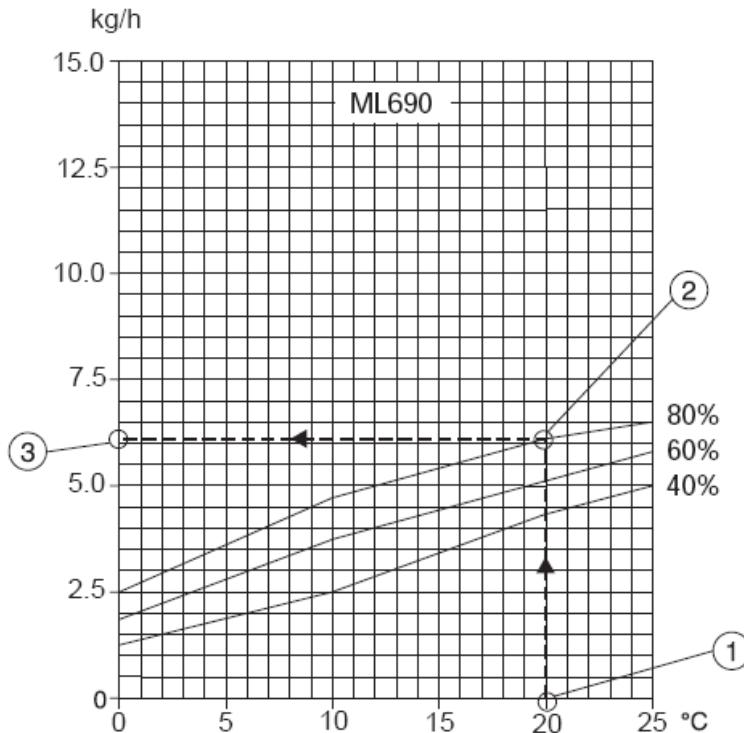


Bild 1.3 Entfeuchtungsleistung bei verschiedenen Eintrittsparametern [6]

In Bild 1.3 ist die ungefähre Entfeuchtungsleistung in kg/h dargestellt.

Punkt 1 resultiert aus der Eintrittstemperatur der Prozessluft (°C)

Punkt 2 senkrecht nach oben gelotet gibt die relative Feuchtigkeit der Prozessluft an (% r.F.)

Punkt 3 ergibt die (ungefähre) Entfeuchtungsleistung (kg/h)

In dem dargestellten Fall bedeutet das eine Entfeuchtung von 11,75 g Wasserdampf auf etwa 4,4 g Wasserdampf pro Kilogramm Luft ($p = 1013 \text{ mbar}$, $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$). Diese Entfeuchtungsleistung wird bei voller Heizleistung des Regenerationsluftheritzers und ohne Feuchteregelung erbracht.

Aus Bild 1.3 lässt sich außerdem entnehmen, dass die Entfeuchtungsleistung mit zunehmender relativer Feuchte ansteigt, da viel schneller ein Sättigungszustand des Rotors erreicht wird. Um hohe Entfeuchtungsleistungen zu erreichen, wird daher in einigen Anwendungen die Prozessluft bis zur Sättigung vorgekühlt, teilweise sogar darüber hinaus um schon einen Feuchteanteil aus zu kondensieren. Höhere Entfeuchtungsleistungen bedeuten aber gleichzeitig eine höhere Heizleistung zur Desorption.

Zu den Geräten der ML-Serie sei zu sagen, dass sie bereits werksseitig über eine interne Wärmerückgewinnung, dem so genannten Energy Recovery Purge verfügen. Das in Bild 1.1 dargestellte Funktionsprinzip ist leicht abgeändert. Zum einen sitzen beide Ventilatoren druckseitig und zum anderen wird dem Regenerationsluftstrom vor dem Erhitzer ein Teilluftstrom entnommen. Dieser wird über einen zusätzlichen Kühlsektor nach dem Regenerationssektor durch den Rotor gedrückt und entzieht dem Rotor die aufgenommene Wärme. Er erwärmt sich dabei annähernd auf die Temperatur des Regenerationsluftstromes und kühlt den Rotor etwas ab. Anschließend wird der Teilluftstrom nach dem Erhitzer mit dem Regenerationsluftstrom wieder zusammengeführt. Dadurch muss nicht der gesamte Regenerationsluftstrom erhitzt werden und durch den abgekühlten Rotor wird weniger Schleppwärme in den Trockenluftstrom eingebracht. Im Falle einer Nachkühlung wird dadurch Kühlleistung eingespart.

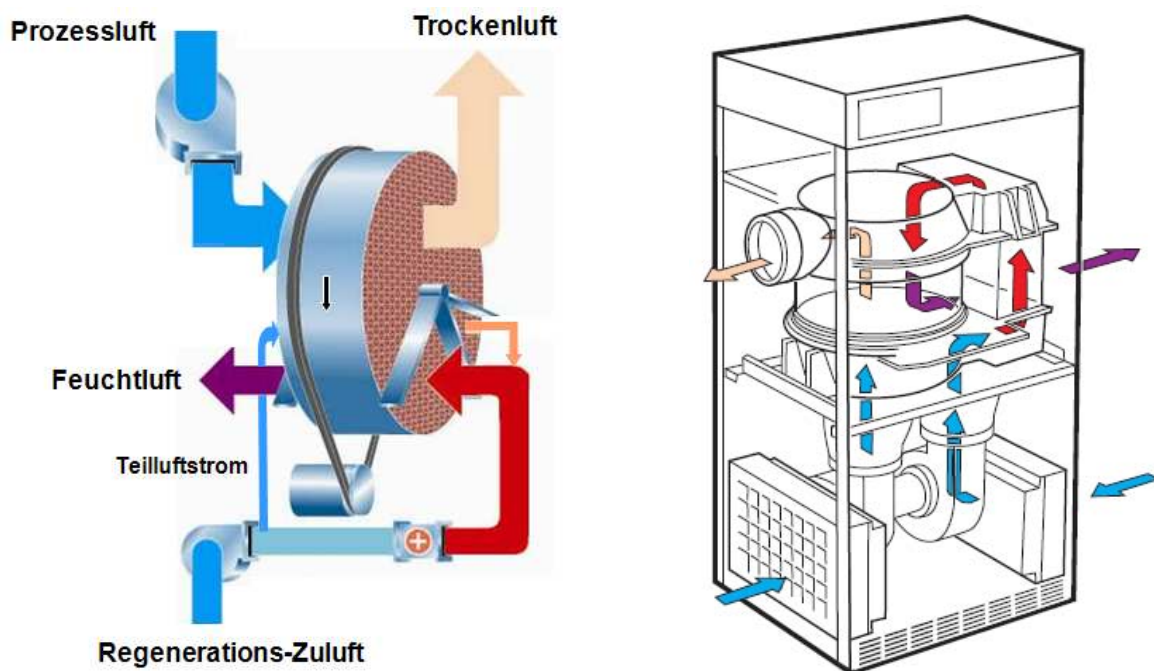


Bild 1.4 Luftführung in der ML-Serie mit Purge-Sektor (rechts schematisch ohne Purge [6])

1.2 Wärmerückgewinnung

Wie schon im vorigen Abschnitt kurz beschrieben, wird die warme und feuchte Regenerationsluft unter normalen Arbeitsbedingungen einfach in die Atmosphäre abgeführt. Die Rückgewinnung von Wärme aus dem Ab- und Fortluftstrom von Gebäuden ist eine wichtige Maßnahme zur Senkung des Primärenergiebedarfes für die Raumwärmebereitstellung. Aus der EnEV geht hervor, dass die Wärmerückgewinnung in Raumluftechnischen Anlagen mit Volumenstrom mit mehr als 4000 m³ /h Pflicht ist und keine Option [3]. In der Prozesslufttechnik ist dies jedoch noch keine Pflicht, selbst als Option wird es zu selten angeboten bzw. vom Kunden angefragt oder explizit gewünscht. Die verhältnismäßig hohen Investitionskosten stehen den, in der Industrie i.d.R. sehr geringen, Energiekosten gegenüber. Unter dem Aspekt, den Primärenergiebedarf langfristig zu senken, sollte versucht werden, soviel Abwärme auf einem höheren Temperaturniveau wie möglich zu nutzen, um den Heizenergiebedarf zu senken.

Die wesentlichen Vorteile der Wärmerückgewinnung sind [8]:

- Verringerung des Wärmeenergieverbrauchs und damit Reduzierung der Betriebskosten
- Verringerung der zu installierenden Leistung
- Verringerung der energiebedingten Schadstoffemissionen

Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung gibt es heute zu Tage viele. Nach der sogenannten Energieversorgungskrise von 1973 wurden zahlreiche Systeme zur Wärmerückgewinnung aus Abluft raum- und prozesslufttechnischer Anlagen entwickelt. Bei den heutigen Energiekosten ist der Einbau bei Neubauten i.a. wirtschaftlich, so dass diese Anlagen als zum Stand der Technik gehörend angesehen werden können [7]. Die unterschiedlichen Systeme auf dem Markt, welche sich in Wirkungsweise, Komplexität und Leistung stark unterscheiden, sind nach VDI 3808 Blatt 5 Entwurf in fünf Kategorien unterteilt.

Merkmale	Platten- wärme- übertrager	Wärmerohr	Rotations- wärme- übertrager	Umschalt- speicher	Kreislauf- verbund- system
Rückwärmzahl (trocken)	45 -65 %	35 -70 %	65 -80 %	60 -90 %	40 – 80 %
Außenluft und Fortluft zusammen	ja	ja	ja	ja	nein
Luftvolumenstrom	klein bis mittel	klein bis mittel	klein bis groß	klein bis mittel	klein bis groß
Platzbedarf	groß	klein	klein	groß	mittel
Kontamination der Zuluft möglich (bei Druckgefälle von Fortluft in die Außenluft)	ja	ja	ja	ja	nein
Kontamination der Zuluft möglich (bei Druckgefälle von Außenluft in die Fortluft)	nein	nein	ja	ja	nein
Feuchteübertragung bei Kondensation	nein	nein	ja	ja	nein
Feuchteübertragung durch Sorption	nein	nein	ja	ja	nein
Mehrfachfunktionale Nutzung möglich	nein	nein	nein	nein	ja ^{a)}
Hilfsenergie	nein	nein	ja	ja	ja
Leckage	gering	gering	deutlich	deutlich	nein
Leckage bei defekt möglich	ja	ja	ja	ja	nein
Kälterückgewinnung	ja	nein ^{b)}	ja	ja	ja
Indirekte Verdunstungskühlung	ja	nein ^{b)}	nein ^{c)}	nein ^{c)}	ja
Wartungsaufwand	gering	gering	hoch	mittel	mittel
Brand- oder Rauchübertragung möglich	ja	ja	ja	ja	nein
Ventilatormehraufwand für Luftzusammenführung möglich	ja	ja	ja	ja	nein
Begrenzung max. Druckdifferenz der Luftströme notwendig	ja	nein	ja	ja	nein
Konstante Druckverhältnisse möglich	ja	ja	ja	nein	ja

a) ab 70 % Rückwärmzahl sinnvoll

b) Ausnahme bei horizontalem Kapillarwärmerohr oder Kippregelung

c) möglich, wenn geringe Feuchteübertragung zulässig ist

Tabelle 1.1 Übliche Merkmale der WRG-Systeme (ergänzt um Rückwärmzahl) [10]

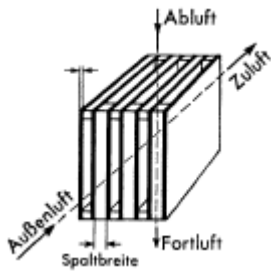


Bild 1.5 Platten-Wärme-Austauscher [8]

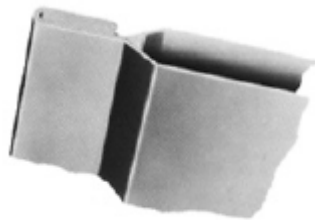


Bild 1.6 Plattenabdichtung (Hoval) [8]

Am einfachsten sind dabei die Rekuperatoren oder Platten-Wärmetauscher aufgebaut. Hier sind die Luftströme durch dünne Platten aus z.B. Aluminium, Edelstahl oder Kunststoff voneinander getrennt. Die Luftströme durchströmen die Scheiben, welche in geringem Abstand parallel verbaut sind, im Kreuz- oder Kreuzgegenstrom (Bild 1.5). Die Scheiben sind gegeneinander mechanisch abgedichtet oder verklebt (Bild 1.6). Durch die mechanische Trennung findet keine Vermischung der Luft und auch kein Feuchteübertrag statt.

Rekuperatoren sind durch ihren einfachen Aufbau, den geringen Wartungsaufwand und die nicht benötigte Hilfsenergie die günstigste Variante der Wärmerückgewinnung. Leckagen im Plattenwärmetauscher liegen im Promillebereich des Nennluftstroms und können vernachlässigt werden, jedoch muss auf eine gute Abdichtung im Gehäuse geachtet werden. Für die Untersuchung in dieser Arbeit kommt daher ein reiner Kreuzstromwärmetauscher zum Einsatz. Für den Kunden sind im ersten Augenblick die Anschaffungskosten relevant, für den Betrieb möglichst kleine Wartungs- und Energiekosten.

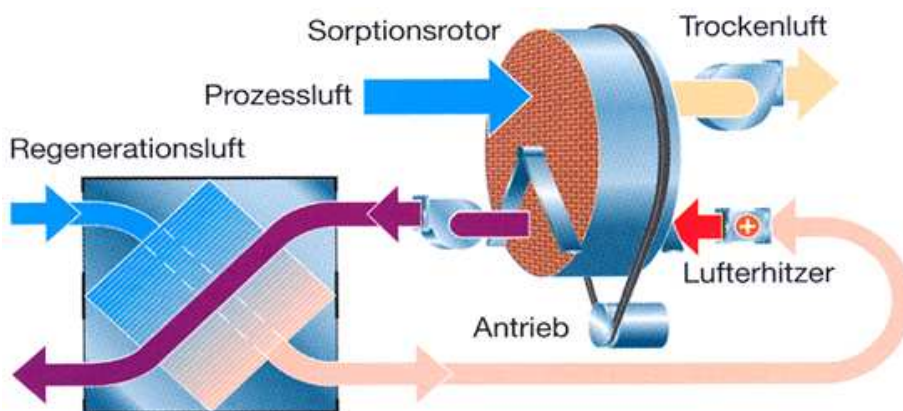


Bild 1.7 Munters-Luftentfeuchter mit Kreuzstromwärmetauscher zur Vorerwärmung der Regenerationsluft

Die Güte eines Wärmerückgewinnungssystems wird unter trockenen Bedingungen durch den Temperaturänderungsgrad Φ_t (Rückwärmzahl) bezogen auf die Außenluft bestimmt (der Nutzen liegt in der Temperaturerhöhung des kälteren Luftstromes, nicht der Abkühlung des wärmeren Luftstromes).

Grundsätzlich gilt

$$\Phi_t = \frac{\text{Nutzen der WRG}}{\text{Potenzial der WRG}} = \frac{\dot{Q}_{WRG}}{\dot{Q}_P} \quad (\text{Gl. 1.1})$$

daraus folgt

$$\Phi_t = \frac{\dot{m}_2 * c_{pL} * (t_{ZU} - t_{AU})}{\dot{m}_2 * c_{pL} * (t_{AB} - t_{AU})} \quad (\text{Gl. 1.2})$$

und der Temperaturänderungsgrad

$$\Phi_t = \frac{t_{ZU} - t_{AU}}{t_{AB} - t_{AU}} \quad (\text{Gl. 1.3})$$

Aus diesem Zusammenhang lässt sich entnehmen, dass eine Veränderung des Massenstromes im Außenluftstrom \dot{m}_2 keinen Einfluss auf die Übertragungsleistung des Plattenwärmetauschers hat [4]. Dabei muss aber beachtet werden, dass die Zustandsänderung der Außenluft bei vorgegebenen Daten der Abluft auch vom Massenstrom-Verhältnis der im Austausch stehenden Luftströme beeinflusst wird.

Man definiert das Massenstromverhältnis

$$\mu = \frac{\text{Massenstrom der Außenluft}}{\text{Massenstrom der Abluft}} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (\text{Gl. 1.4})$$

Für $\mu > 1$ werden die zuvor definierten Übertragungsgrade kleiner [7].

Der Massenstrom der enthaltenen trockenen Luft ist über den gesamten Wärmetauscher konstant, da der angesaugte Außenluftstrom dem Abluftstrom entspricht und diese im Kreuzstrom aneinander vorbei geführt werden. Lediglich die unterschiedlichen Wasserdampfbeladungen im Luftstrom beeinflussen die realen Massenströme. Im Falle der Kondensation auf der Abluftseite, liegt die Änderung des Massenstromes im Promille-Bereich, ist also vernachlässigbar klein. Da die Masse an Wasserdampf bezogen auf die Luftmasse im Luftstrom max. 3-4 % beträgt, kann auch das Massenstromverhältnis als ausgeglichen angesehen werden (Verhältnis 1:1).

In der Raumluftechnik kann in der überwiegenden Zeit der Nutzung eine Kondensation auf der Abluftseite ausgeschlossen werden, daher ist die Angabe des Temperaturänderungsgrades Φ_t unter trockenen Bedingungen definiert. Mit zunehmender Kondensation auf der Abluftseite kann der Änderungsgrad deutlich durch den verbesserten Wärmeübergang und die höheren Temperaturdifferenzen, bedingt durch den latenten Enthalpieanteil, ansteigen [3]. Genau diese Bedingungen sind durch den hohen Feuchteanteil in der Abluft des Adsorptionstrockners oftmals gegeben. Eine Betrachtung der zusätzlichen Wärmeübertragung durch Kondensation ist daher erwünscht und fließt mit in die Berechnungen ein. Wegen des zu erwartenden Kondensatanfalls ist bei der Auslegung des Wärmetauschers unbedingt eine Kondensatwanne vorzusehen, welche eine kontinuierliche Abführung des Kondensates gewährleistet. Ebenso muss beim Einbau darauf geachtet werden, dass das Kondensat ablaufen kann. Da die meisten Kanäle horizontal verlegt sind, wird der Plattenwärmetauscher diagonal in einem Gehäuse mit horizontalen Anschlüssen eingebaut.

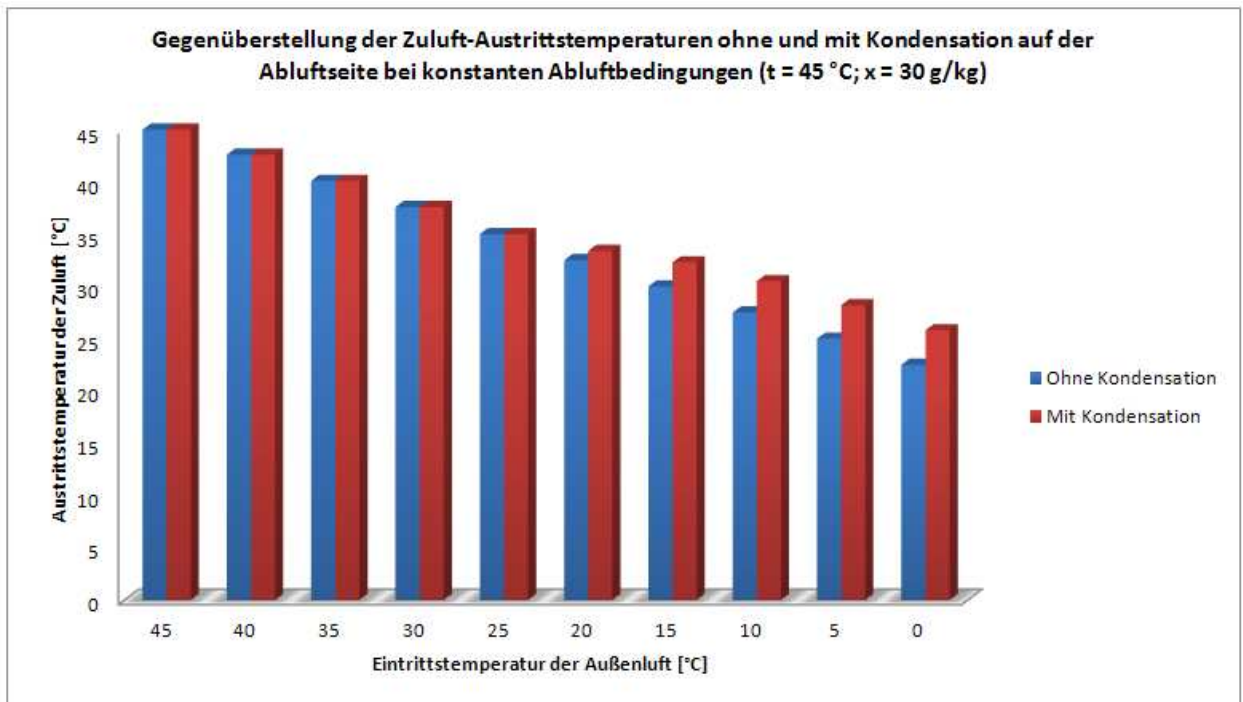


Bild 1.8 Temperaturverlauf der Zuluft ohne und mit Berücksichtigung von Kondensation

In Bild 1.8 ist zu sehen, dass bei gleicher Ablufttemperatur aus dem Adsorptionstrockner (Abluftbedingungen: $t = 45\text{ °C}$, $x = 30\text{ g/kg}$, Taupunkttemperatur $31,7\text{ °C}$) durch Kondensation auf der Abluftseite eine höhere Zulufttemperatur erreicht wird als ohne Kondensation. Der blaue Temperaturverlauf beschreibt eine gleichbleibende Rückwärmzahl von 50 % wie sie aus Datenblättern von Herstellern entnommen werden kann. Der rote Temperaturverlauf hingegen zeigt, dass bei sinkenden Außenlufttemperaturen die Rückwärmzahl steigt. Dies geschieht sobald die Taupunkttemperatur im Wärmetauscher unterschritten wird und zusätzliche latente Kondensationswärme an den Zuluftstrom übertragen wird.

Der (gewünschten) hohen Feuchte im Abluftstrom, welche zu vermehrter Kondensation führt, steht der begrenzten Abluftfeuchte des Regenerationsluftstroms gegenüber (siehe dazu 2.1 Arbeitsbereich des Sorptions-Entfeuchters, Seite 21). Je höher der Feuchteanteil im Abluftstrom ist, desto mehr Energie enthält er und desto eher tritt die Kondensation ein. Da die aufgenommene Leistung im Zuluftstrom gleich der abgegebenen Leistung im Abluftstrom entspricht, erhöht jeder weiterer Tropfen Kondensat, durch den zusätzlich übertragenen latenten Wärmeanteil, die Rückwärmzahl und damit die Zulufttemperatur.

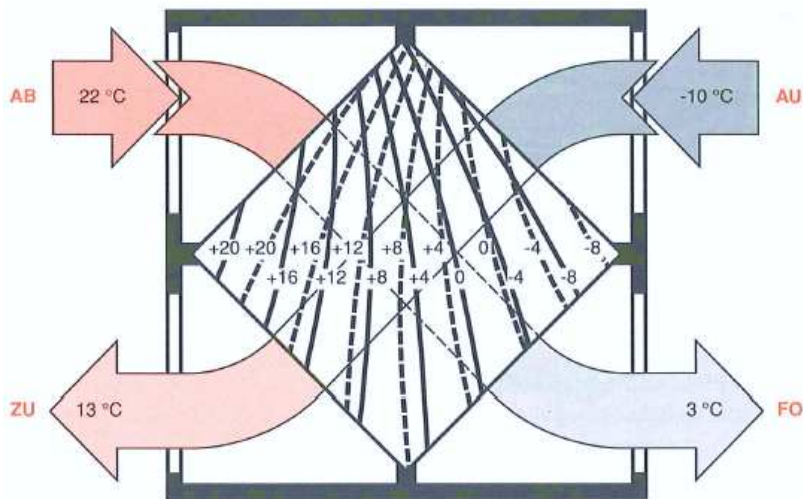


Bild 1.9 Temperaturverteilung im Winterbetrieb eines Plattentauchers [7]

Bauartbedingt sind die Temperaturen beider Luftströme am Austritt aus dem Plattentaucher ungleichförmig (Bild 1.9). So gibt es auch bei Fortlufttemperaturen, die im Mittel oberhalb der Gefriergrenze liegen (im Beispiel $+3\text{ °C}$), „kalte“ Ecken (wo kalte Außenluft im Wärmetausch mit der bereits abgekühlten Abluft steht), an denen die Plattentemperatur unter 0 °C liegt. Wird an diesen Stellen gleichzeitig der Fortlufttaupunkt unterschritten, so ist Eisbildung die Folge. Über längere Zeit ist sie im praktischen Betrieb nicht zulässig. Sind Außenluftzustände, welche eine Eisbildung hervorrufen würden, auf Grund der klimatischen Bedingungen am Aufstellungsort zu erwarten, so sind besondere Maßnahmen zu treffen. Die Eintrittstemperatur in den Plattentaucher kann durch eine zusätzliche Vorheizung angehoben werden oder es wird ein Bypass vorgesehen, über den ein Teilstrom der Außenluft geführt werden kann. Das Massenstromverhältnis μ (Gl. 1.4) wird abgesenkt und die Temperatur im Plattentaucher steigt [7]. Messtechnisch kann eine Vereisung über eine Differenzdruckmessung erfasst werden. Durch die Verringerung des Strömungsquerschnittes nimmt der Druckverlust des Abluftstroms schnell zu. Auch für den Fall, wenn Vereisungen auftreten können, ist eine Kondensatwanne vorzusehen.

Ziel dieser Arbeit soll es sein, die Wirtschaftlichkeit eines Kreuzstromwärmetauschers auf der Regenerationsluftseite zu ermitteln. Die warme und feuchte Abluft soll genutzt werden, um die Außen- bzw. Umgebungsluft vorzuwärmen, bevor sie im Regenerationserhitzer auf das benötigte Temperaturniveau angehoben wird (siehe dazu Bild 1.7).

1.3 Regionaler Einfluss

Möchte man den Energieverbrauch eines Luftentfeuchters bestimmen, so muss zuerst das Entfeuchtungsziel bekannt sein. Die Entfeuchtungsleistung resultiert aus dem Ist-Zustand der Luft und dem gewünschten Zustand. Der gewünschte Zustand mag an unterschiedlichen Standorten der gleiche sein, z.B. $x = 6$ g/kg (6 Gramm Wasserdampf pro Kilogramm trockener Luft), jedoch sind die Ausgangsbedingungen je nach Standort sehr verschieden. Entscheidende Parameter für die Luftentfeuchtung sind die Lufttemperatur (t) und der Wasserdampfgehalt der Luft (x). Je höher die Temperatur desto höher die mögliche Wasserdampfbeladung und desto höher die benötigte Entfeuchtungsleistung. In der VDI-Richtlinie 4710:2011-03 Blatt 3 sind Korrelationstabellen von Lufttemperatur (t) und dem Wasserdampfgehalt der Luft (x), die sogenannten t, x -Korrelationen von 15 Wetterstationen des Deutschen Wetterdiensts (DWD) in Deutschland enthalten. Obwohl die Messdaten dieser 15 Wetterstationen genau genommen Punktmessungen sind, wurden die Messstandorte so ausgewählt, dass sie eine möglichst große geografische Fläche repräsentieren. Daraus entstanden 15 Klimazonen, welche sich über das gesamte Bundesgebiet verteilen. Um eine hinreichend genau Angabe über das Klima in einem Gebiet machen zu können, wurde von der World Meteorological Organization (WMO) eine Klimanormalperiode definiert. Diese umfasst 30 aufeinander folgende Jahre. Die letzte Klimanormalperiode setzte sich aus den Daten der Jahre 1961 bis 1990 zusammen. Um den sich abzeichnenden Klimawandel zu berücksichtigen (seit Ende der 1980er-Jahre ist die Lufttemperatur gestiegen), wurde vom DWD für die Jahre 1991 bis 2005 eine neue Klimanormalperiode für die 15 Wetterstationen erarbeitet. Aus diesen Daten ergibt sich ein TRY (Test Reference Year), welches die mittleren Jahresstunden aller Kombinationen von Außenlufttemperatur und Wasserdampfgehalt, aufsummiert einmal für 24 Stunden je Tag, zum anderen nur für die zwölf Tagesstunden von 6:00 Uhr bis 18:00 Uhr enthält [11].

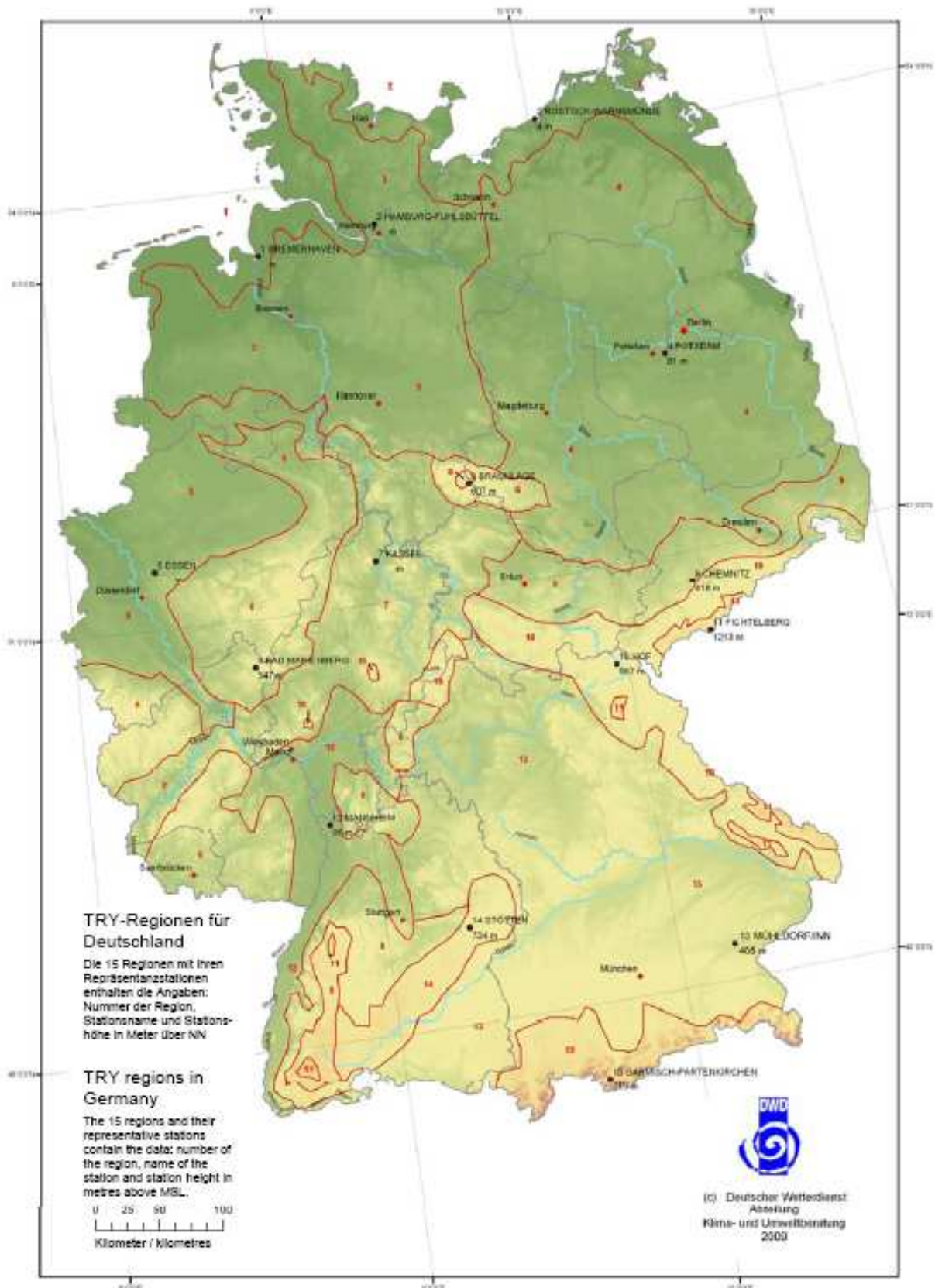


Bild 1.10 TRY-Regionen in Deutschland [11]

	Station
1	Bremerhaven
2	Rostock
3	Hamburg
4	Potsdam
5	Essen
6	Bad Marienberg
7	Kassel
8	Braunlage
9	Chemnitz
10	Hof
11	Fichtelberg
12	Mannheim
13	Mühdorf/Inn
14	Stötten
15	Garmisch-Partenkirchen

In Bild 1.10 aus der VDI 4710 Blatt 3 sind die 15 Wetterstationen (in schwarz eingezeichnet) sowie die dazugehörigen Klimazonen (in rot eingezeichnet) abgebildet. Aus der Tabelle 1.2 sind nochmal die Stationen zu entnehmen. Zu erkennen ist, dass die Messwerte einiger Stationen für einen sehr großen Bereich repräsentativ sind und andere wiederum nur spezielle Regionen (z.B. höher gelegene) repräsentieren.

Tabelle 1.2 Stationsübersicht

Zum einen sind die Angaben als t, x -Korrelationen in Tabellenform dargestellt, zum anderen sind die dazu gehörigen sommerlichen Enthalpiewerte hinterlegt. Für die Berechnung der Entfeuchtungsleistung sind die angegebenen Feuchten heranzuziehen, zur korrekten Auslegung von Luftkühlern und Rückkühlwerken von Kältemaschinen sind die Enthalpiewerte von Bedeutung.

Durch die unterschiedlichen klimatischen Bedingungen sind auch die zu erwartenden Entfeuchtungsleistungen nicht identisch. Allein ein kurzer Blick auf die Entfeuchtungsgrammstunden, welche sich auf Grund einer vorgegebenen Grenzfeuchte ergeben, lässt erahnen, wie groß diese Unterschiede sein können. Bezogen auf das zu Anfang genannte Entfeuchtungsziel von 6 g/kg ergeben sich Entfeuchtungsgrammstunden (gh/kg tr. L.) zwischen 6690 und 12407 gh/kg tr. L. (24h Betrachtung). Das bedeutet, dass in manchen Regionen Deutschlands viel häufiger entfeuchtet werden muss um denselben Luftzustand zu erreichen.

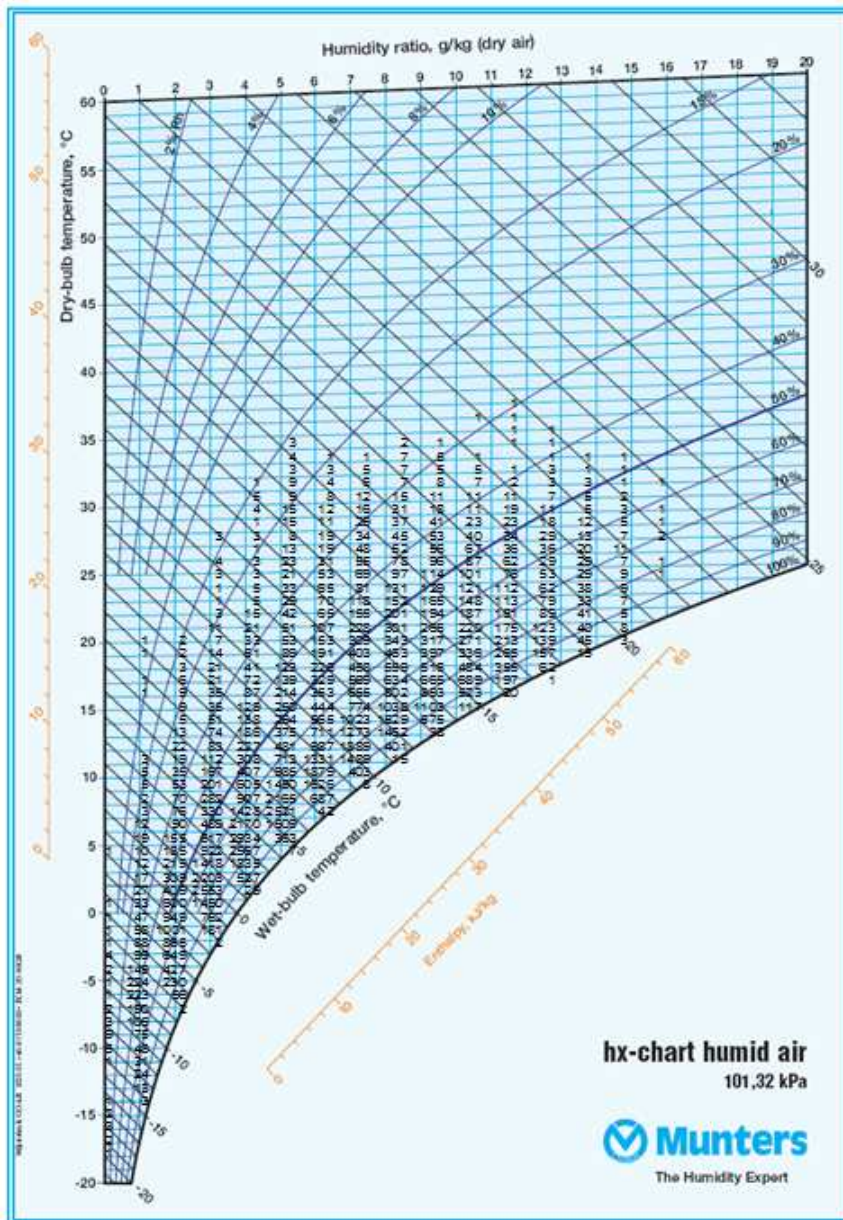


Bild 1.11 t, x -Korrelation über h, x -Diagramm gelegt

Die t, x -Korrelation hat große Ähnlichkeit mit einem h, x -Diagramm. Man kann sich die Enthalpielinien nahezu als Geraden hineindenken und die Sättigungslinie hinsichtlich des Taupunktes bildet sich markant ab. In Bild 1.11 wurde die 24 Stunden t, x -Korrelation der Wetterstation Hamburg-Fuhlsbüttel 24h-Betrachtung $p = 1013$ mbar [11] (siehe auch Bild 1.12, Seite 19) zur Veranschaulichung über ein h, x -Diagramm gelegt.

Im Laufe der Untersuchung soll daher geklärt werden, wie sich der Aufstellungsort der Luftentfeuchtungsanlage auf den Energieverbrauch und damit die Energieeinsparung durch die WRG auswirkt.

t/x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
39																					
38																					
37												1	1								
36											1	1	1								
35											1	1	1	1							
34						3			2	1	1	1	1								
33						4	1		7	5	1	1	1	1	1						
32						3	3		5	7	5	1	3	1	1						
31					1	9	4		6	7	8	7	2	3	3	1		1			
30					5	9	8		12	15	11	11	11	7	5	2					
29					4	15	12		16	31	18	11	19	11	5	3	1				
28					1	15	11		29	37	41	23	23	18	12	5	1				
27				3	3	8	19		34	45	53	40	34	29	13	7	2				
26					1	13	19		48	52	56	67	36	36	20	11					
25				4	3	23	31		55	78	96	87	62	29	29	7	1				
24				3	3	21	53		69	97	114	101	76	53	29	9	1				
23				1	5	33	65		81	131	129	121	112	62	38	9					
22				1	5	29	70		118	152	165	148	113	79	33	7					
21				3	15	42	65		155	201	194	187	151	89	41	5					
20				11	21	51	107		228	301	265	220	175	123	40	8					
19		1	2	7	33	53	153		309	343	317	271	213	139	45	3					
18		1	2	14	51	89	191		403	463	397	336	265	157	15						
17			3	21	41	123	226		458	559	516	484	355	62							
16		1	6	21	72	139	329		569	634	665	689	197	1							
15		1	9	35	87	214	353		655	802	893	523	20								
14			9	35	129	250	444		774	1038	1103	117									
13			5	51	138	294	565		1023	1529	575										
12			13	74	186	375	711		1273	1462	38										
11			22	83	227	481	987		1889	401											
10		3	19	112	308	713	1331		1489	15											
9		5	35	167	407	985	1879		403												
8		5	53	201	605	1450	1626		8												
7		2	70	282	907	2165	687														
6		3	76	330	1428	2521	42														
5		12	90	489	2170	1509															
4		19	155	617	2934	363															
3		10	185	922	2567	7															
2		12	219	1418	1835																
1		17	309	2203	527																
0		27	409	2553	29																
0	1	33	600	1450																	
-1	1	47	949	762																	
-2	1	58	1001	181																	
-3	1	88	865	2																	
-4	4	99	649																		
-5	2	149	427																		
-6	1	224	230																		
-7	1	223	56																		
-8	2	190	2																		
-9	3	105																			
-10	9	75																			
-11	5	48																			
-12	1	31																			
-13		24																			
-14		13																			
-15	1	3																			
-16	2																				
-17	3																				
-18	2																				
-19	1																				
-20																					
-21																					
-22																					
-23																					
-24																					

Bild 1.12 t, x -Korrelation Hamburg-Fuhlsbüttel; Zeitraum 1991 bis 2005; $p = 1013$ mbar [11]

Bild 1.12 zeigt die t, x -Korrelation, welche in Bild 1.11 über das h, x -Diagramm gelegt wurde. Die einzelnen Werte beschreiben jeweils ein gewisses Zustandsintervall

Das Wertepaar $(t, x) = (14, 8)$ beschreibt das Intervall

$$t = (14 \dots 14,9) \text{ } ^\circ\text{C}, x = (8 \dots 8,9) \text{ g WD/kg tr. L.}$$

Das Wertepaar $(t, x) = (-0, 2)$ beschreibt das Intervall

$$t = (-0,9 \dots 0) \text{ } ^\circ\text{C}, x = (2 \dots 2,9) \text{ g WD/kg tr. L.}$$

1.4 Wirtschaftlichkeit

Wirtschaftlichkeit ist ein Maß für die Effizienz, bzw. für den rationalen Umgang mit knappen Ressourcen. Sie wird allgemein als das Verhältnis zwischen erreichtem Erfolg und dafür benötigten Mitteleinsatz definiert. Das Ziel ist, mit einem möglichst geringen Aufwand einen gegebenen Ertrag zu erreichen oder mit einem gegebenen Aufwand einen möglichst großen Ertrag zu erreichen [1]. Für den hier betrachteten Fall gilt die einzusetzende Energie als knappe Ressource. Ziel soll es sein, mit einem gegebenen Aufwand (Mehrkosten für eine Wärmerückgewinnungsanlage) möglichst viel Energie einzusparen.

Allgemein lässt sich sagen:

$$\text{Wirtschaftlichkeit} = \frac{\text{Eingesparte Energiekosten}}{\text{Kosten für Energieeinsparung}} \quad (\text{Gl. 1.5})$$

Ist der Quotient gleich 1, so sind zumindest die entstandenen Kosten gedeckt, es entstehen keine zusätzlichen Kosten. Wenn der Quotient größer 1 ist wird durch die Wärmerückgewinnung ab dem Zeitpunkt der Amortisation zusätzlich Geld eingespart, die Anlage stellt einen Wertezuwachs dar. In beiden Fällen ist eine Wirtschaftlichkeit gegeben. Sollte der Quotient kleiner 1 sein, dann hat sich die zusätzliche Anschaffung nicht amortisiert, es entsteht ein wirtschaftlicher Verlust.

Es ist zu prüfen, ob und speziell in dieser Untersuchung unter welchen (klimatischen) Bedingungen die Wärmerückgewinnung die Investitions- und Unterhaltungskosten deckt oder besser noch übersteigt. Grundsätzlich steigt mit der Nutzungsdauer auch der Nutzen einer Wärmerückgewinnung an. Je mehr Wärme zurückgewonnen wird, umso weniger Energie muss für denselben Prozess eingesetzt werden. Außerdem rechnet sich eine Wärmerückgewinnung je höher der Energiebedarf ist. Bei ständig steigenden Kosten für Energie wird der wirtschaftliche Betrieb von Rückgewinnungsanlagen aller Art immer realistischer und tritt schneller ein.

2 Experimentelles

2.1 Arbeitsbereich des Sorptions-Entfeuchters

Um den Energieverbrauch für die Entfeuchtung eines Luftstromes ermitteln zu können, muss das Betriebsverhalten festgelegt werden. Wird der Entfeuchter ohne Regelung betrieben, so arbeitet der Regenerationsluftherhitzer durchgehend auf voller Leistung. In der Praxis werden die Geräte meistens mit einer Feuchteregelung betrieben. Entweder soll eine maximale relative oder absolute Feuchte erreicht und gehalten werden.

Durch diese Vorgabe wird der Arbeitsbereich in eine Richtung eingegrenzt. Ist die relative bzw. absolute Feuchte des zu behandelnden Luftstromes bei Eintritt in den Entfeuchter bereits kleiner oder gleich dem Sollwert, so kann der Luftstrom den Rotor passieren, ohne dass zusätzlich Energie für die Regeneration benötigt wird.

In die andere Richtung wird der Arbeitsbereich durch zu hohe Eintrittsbeladungen begrenzt. Ganz allgemein wird die Arbeit des Entfeuchters durch **drei Parameter** beeinflusst. Das Sorptionsgleichgewicht, welches die Gleichgewichtsbeladung mit Wasserdampf, bezogen auf das Gewicht des unbeladenen Adsorbens, in Abhängigkeit von der Wasserdampfkonzentration bzw. der Feuchtebeladung der Luft angibt, ist **Temperatur** abhängig. Je höher die Temperatur der überströmenden Luft, desto geringer ist die Gleichgewichtsbeladung. Es kann weniger Feuchte aufgenommen werden. Der Rotor im Entfeuchter hat ein begrenztes Adsorptionsvermögen. Abhängig vom **Volumenstrom**, welcher eine unterschiedliche Beladung mit Wasserdampf über den Rotor führt, erreicht er sein Sorptionsgleichgewicht. Zur Regeneration des Adsorbens wird ein heißer Luftstrom in entgegengesetzter Richtung durch den Rotor geführt. Für einen Betrieb, in dem die Entfeuchtung sichergestellt ist, sollte dieser austretende Luftstrom eine **relative Feuchte** von 70 % nicht überschreiten (siehe dazu auch Seite 13). Durch angefallenes Kondensat, welches durch Undichtigkeiten in den Zuluftstrom oder zurück in den Rotor gelangt, kann eine sichere Entfeuchtung nicht mehr gewährleistet werden.

Zusammenfassend ergibt sich daraus der Zusammenhang

$$W_{Entfeuchter} = f(t_{Umgebung}; \dot{V}_{Prozess-,Re-Luft}; \varphi_{Umgebung}) \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Auf die **Temperatur** des eintretenden Volumenstromes kann ohne eine Vorbehandlung der Luft kein Einfluss genommen werden. Sie ergibt sich aus den klimatischen Bedingungen am Aufstellungsort.

Der **Volumenstrom** wird durch den Gerätetyp nach oben begrenzt. Es lassen sich geringere Luftströme über den Rotor führen, welches eine höhere Entfeuchtung des kleinen Luftstromes im Vergleich zum Normvolumenstrom bewirkt, jedoch ist der zu behandelnde Luftstrom eine vorher fest definierte Größe. Er variiert nicht während des Betriebes.

Die **relative Feuchte** am Regenerationsluftaustritt stellt sich abhängig von der Eintrittstemperatur der Regenerationsluft in den Rotor, und damit von der Heizleistung, sowie dem Beladungszustand des Rotors ein. Somit ist die Regenerationslufttemperatur, bei fest eingestelltem Prozessluftvolumenstrom, die einzige beeinflussbare Größe zur Steuerung der relativen Feuchte am Regenerationsluftaustritt. Der Regenerationsluftherhitzer ist ausgelegt, eine maximal Temperaturerhöhung gegenüber der eintretenden Luft von 95 Kelvin zu erreichen. Unter normalen Arbeitsbedingungen (maximal 35 °C Umgebungstemperatur), wird daher eine maximale Regenerationslufttemperatur von 130 °C erreicht. Diese Temperatur ist auch gleichzeitig die Grenztemperatur, mit der der Rotor angeströmt werden darf. Wird also die Temperatur des Regenerationsluftstroms durch eine WRG angehoben, so muss darauf geachtet werden, dass der Regenerationsluftherhitzer unter Umständen herunter geregelt wird, um die Luft nicht über 130 °C zu erhitzen. Und da die relative Feuchte am Austritt für einen sicheren Betrieb kleiner/gleich 70 % sein muss, wird der Arbeitsbereich des Entfeuchters durch diese Größe begrenzt.

Im Folgenden wird der Arbeitsbereich des eingesetzten Luftentfeuchters dargelegt. Es kommen die unterschiedlichen Grenzen in Abhängigkeit vom Aufstellungsort zum Vorschein sowie Bereiche, welche auf Grund der zuvor gesetzten Grenzen nicht abgedeckt werden können.

Da in dem untersuchten Fall auf eine Vorbehandlung der Luft verzichtet wird, hängen die Eintrittsbedingungen in den Luftentfeuchter sowie in die WRG allein von den klimatischen Bedingungen am Aufstellungsort ab.

Als Entfeuchtungsziel wird eine Grenzfeuchte von 6 g/kg gesetzt.

Bei einem Betrieb des Entfeuchters mit Nennvolumenstrom ($690 \text{ m}^3/\text{h}$) wird die Leistungsgrenze schnell erreicht. Die Prozessluft sowie die Regenerationsluft werden direkt der Umgebungsluft entnommen. Die entfeuchtete Prozessluft wird anschließend dem Prozess zugeführt. Bei Eintrittsfeuchten von $14 - 19 \text{ g/kg}$ ist die Aufnahmefähigkeit des Rotors für diese Luftmenge schlichtweg nicht ausreichend. Auch im Bereich von $6 - 13 \text{ g/kg}$ ist der Feuchteeintrag in den Rotor bei relativen Feuchten über 70% zu groß. Der Regenerationsluftstrom schafft es nicht mehr das Wasser sicher aus dem Rotor zu treiben. Durch eine Reduzierung des Prozessluftvolumenstromes wird der Eintrag in den Rotor reduziert, der konstante Regenerationsluftstrom ist in der Lage, das adsorbierte Wasser aus dem Rotor zu entfernen.

Auslegungsversuche haben ergeben, dass der Prozessluftvolumenstrom von $690 \text{ m}^3/\text{h}$ auf $350 \text{ m}^3/\text{h}$ reduziert, also nahezu halbiert werden müsste, um eine Entfeuchtung des Luftstromes auf 6 g/kg an jedem Standort im Bundesgebiet zu gewährleisten. Dies ist wichtig, um die Vergleichbarkeit innerhalb der unterschiedlichen Klimazonen herstellen zu können. Einen Sorptionsentfeuchter mit derart reduzierter Luftmenge zu betreiben ist äußerst unüblich und unwirtschaftlich. Nach erneuter Rücksprache mit dem technischen Leiter im Hause Munters, Dipl.-Ing. Folke Meyer, wurde ein

Betriebsvolumenstrom von $500 \text{ m}^3/\text{h}$ festgesetzt.

Dies entspricht durchaus der Praxis und spiegelt einen realen Betrieb einer Luftentfeuchtungsanlage sehr gut wieder.

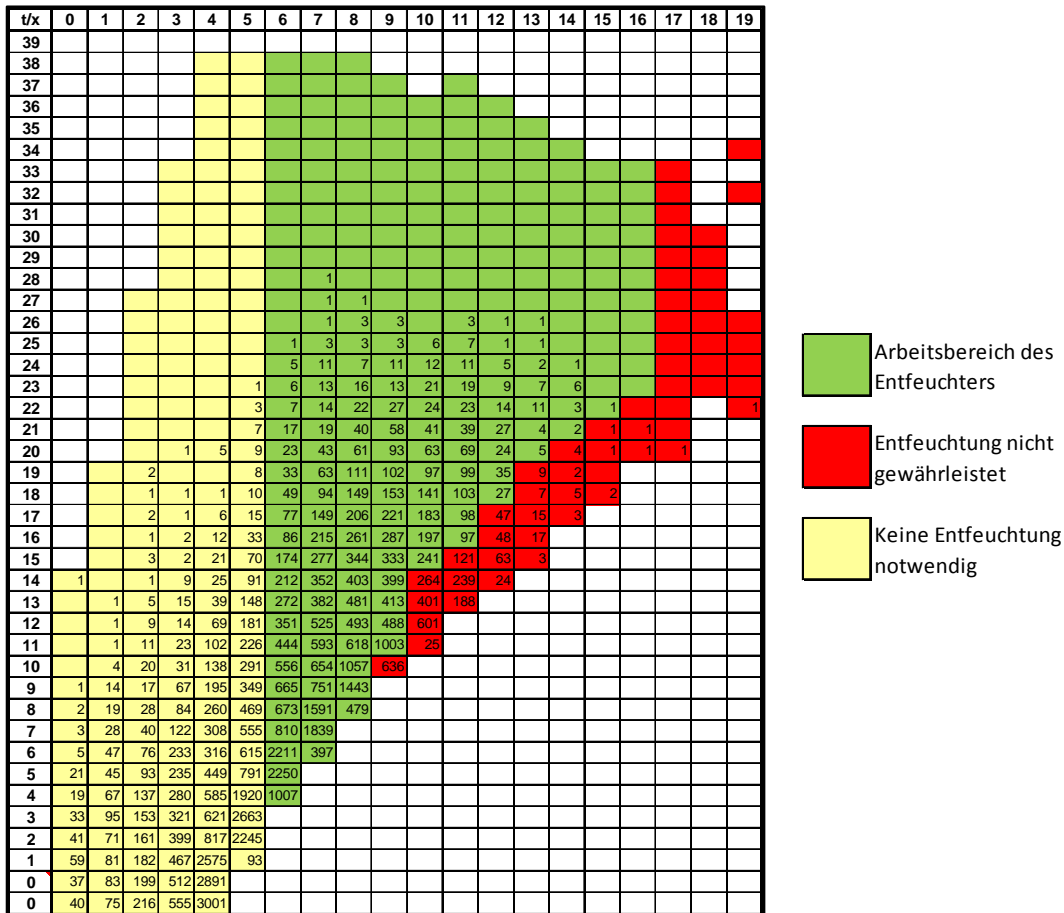


Bild 2.1 Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei reduziertem Volumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Fichtelberg

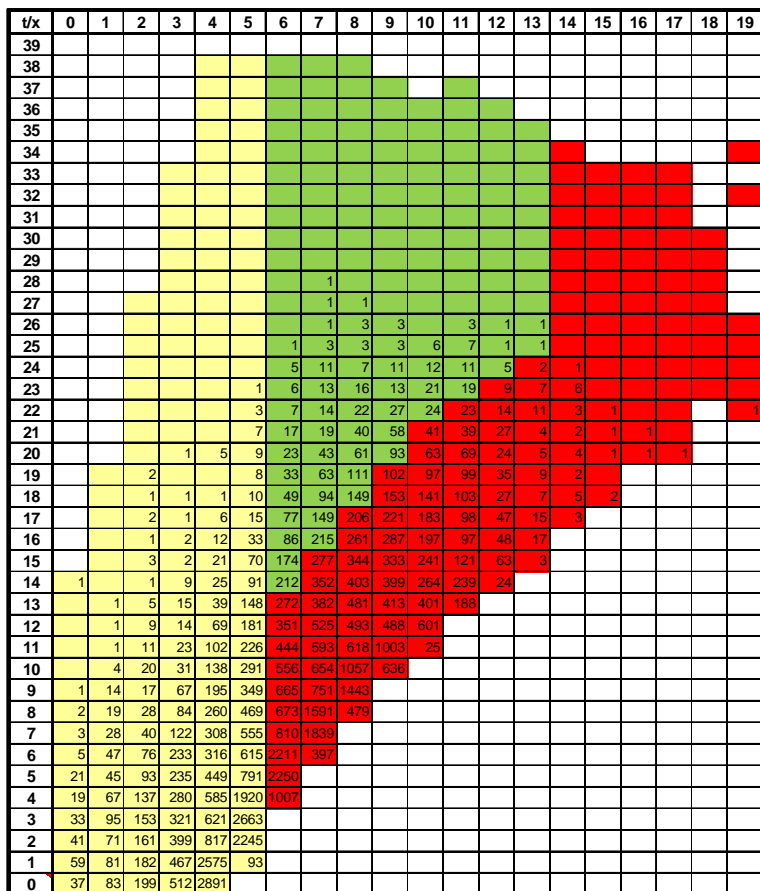


Bild 2.2 Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei Nennvolumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Fichtelberg

t/x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
39																					
38					1	3	1														
37					3	6	1	1													
36					4	4	5	6	2	3		1	2								
35					1	5	7	3	4	1	3	1	1								
34					5	10	6	7	5	7	8	1	1	1							
33				1	3	3	10	7	7	13	16	11	3	1	1	1	2	1			
32					5	8	15	11	15	25	11	14	9	7	1		1	1			1
31					7	11	19	27	31	23	25	25	18	13	4	3	3				
30				1	4	17	27	42	57	57	49	44	21	19	10	3	2			1	
29					3	14	20	33	59	87	79	57	45	15	13	8	5	1	2		
28					3	16	27	46	75	89	93	83	63	41	27	15	9	1	1	1	
27				1	7	25	28	49	83	111	117	101	96	57	21	16	7	2	1	1	
26					7	21	35	76	110	126	111	111	81	63	41	18	5	2	1	1	1
25					9	33	49	105	128	130	148	135	102	77	47	26	7	4	1	1	
24					17	37	75	118	158	185	187	147	101	97	56	27	9	6	2	1	
23				3	13	35	89	160	190	185	205	177	139	99	71	29	9	4	1		
22				3	13	36	118	172	236	237	239	204	167	99	59	31	9	4	1		
21				7	25	51	133	203	257	276	284	249	203	144	92	36	11	1			
20				9	33	91	152	219	245	326	341	309	243	163	105	29	5				
19				19	39	107	177	248	294	360	365	330	325	240	91	20					
18		1	21	47	111	207	291	344	409	440	377	382	282	17							
17		1	21	57	117	213	303	390	490	504	517	467	78								
16		4	13	58	135	246	384	456	584	625	687	195	3								
15		1	24	79	149	275	411	549	747	833	491	7									
14		4	31	81	171	288	457	689	858	954	60										
13		9	37	103	181	342	601	785	1177	444											
12		7	44	135	218	433	771	1065	1072	21											
11		7	53	148	285	583	951	1471	294												
10		7	55	179	403	756	1170	1141	5												
9		9	73	205	507	1081	1682	273													
8		21	105	237	663	1351	1397	9													
7		16	125	322	876	1946	571														
6		15	125	433	1177	1879	37														
5		17	136	613	1625	1160															
4		14	167	783	2042	215															
3		31	193	1104	1807	1															
2		39	267	1487	1109																
1		47	383	1960	343																
0		51	519	1927	7																

- Arbeitsbereich des Entfeuchters
- Entfeuchtung nicht gewährleistet
- Keine Entfeuchtung notwendig

Bild 2.3 Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei reduziertem Volumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Mannheim

t/x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
39																					
38					1	3	1														
37					3	6	1	1													
36					4	4	5	6	2	3		1	2								
35					1	5	7	3	4	1	3	1	1								
34					5	10	6	7	5	7	8	1	1								
33				1	3	3	10	7	7	13	16	11	3	1	1	1	2	1			
32					5	8	15	11	15	25	11	14	9	7	1		1	1			1
31					7	11	19	27	31	23	25	25	18	13	4	3	3				
30				1	4	17	27	42	57	57	49	44	21	19	10	3	2			1	
29					3	14	20	33	59	87	79	57	45	15	13	8	5	1	2		
28					3	16	27	46	75	89	93	83	63	41	27	15	9	1	1	1	
27				1	7	25	28	49	83	111	117	101	96	57	21	16	7	2	1	1	
26					7	21	35	76	110	126	111	111	81	63	41	18	5	2	1	1	1
25					9	33	49	105	128	130	148	135	102	77	47	26	7	4	1	1	
24					17	37	75	118	158	185	187	147	101	97	56	27	9	6	2	1	
23				3	13	35	89	160	190	185	205	177	139	99	71	29	9	4	1		
22				3	13	36	118	172	236	237	239	204	167	99	59	31	9	4	1		
21				7	25	51	133	203	257	276	284	249	203	144	92	36	11	1			
20				9	33	91	152	219	245	326	341	309	243	163	105	29	5				
19				19	39	107	177	248	294	360	365	330	325	240	91	20					
18		1	21	47	111	207	291	344	409	440	377	382	282	17							
17		1	21	57	117	213	303	390	490	504	517	467	78								
16		4	13	58	135	246	384	456	584	625	687	195	3								
15		1	24	79	149	275	411	549	747	833	491	7									
14		4	31	81	171	288	457	689	858	954	60										
13		9	37	103	181	342	601	785	1177	444											
12		7	44	135	218	433	771	1065	1072	21											
11		7	53	148	285	583	951	1471	294												
10		7	55	179	403	756	1170	1141	5												
9		9	73	205	507	1081	1682	273													
8		21	105	237	663	1351	1397	9													
7		16	125	322	876	1946	571														
6		15	125	433	1177	1879	37														
5		17	136	613	1625	1160															
4		14	167	783	2042	215															
3		31	193	1104	1807	1															
2		39	267	1487	1109																
1		47	383	1960	343																
0		51	519	1927	7																

Bild 2.4 Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei Nennvolumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Mannheim

Bild 2.1 und Bild 2.2 zeigen einen Ausschnitt der t,x -Korrelationen der Messstation Fichtelberg, in den Bildern Bild 2.3 und Bild 2.4 ist derselbe Ausschnitt für die Messstation in Mannheim zu sehen. Die nachträglich eingefügten farblichen Markierungen stellen Entfeuchtungsbereiche dar. Grundsätzlich sind alle Felder markiert in denen nach VDI 4710 Blatt 3 t,x -Korrelationen hinterlegt sind. Dies dient zusätzlich der Vergleichbarkeit innerhalb der Klimazonen.

- Die gelb eingefärbten Bereiche sind für den Entfeuchtungsprozess nicht relevant. Da die Umgebungsfeuchte kleiner als die Zielfeuchte ist, kann die Prozessluft unbehandelt über den Rotor strömen.
- Die **grünen Bereiche** geben an, dass auf Grund der Eintrittsbedingungen das Entfeuchtungsziel mindestens erreicht werden kann. Alle grün hinterlegten Felder zusammen beschreiben den **Arbeitsbereich des Entfeuchters**.
- In den roten Bereichen ist eine Entfeuchtung des Luftstromes nicht gewährleistet bzw. nicht möglich. Zur Beurteilung des Prozesses werden diese Bereiche nicht betrachtet.

Bild 2.2 und Bild 2.4 zeigen den möglichen Arbeitsbereich des Entfeuchters beim Betrieb mit dem Nennvolumenstrom von $690 \text{ m}^3/\text{h}$. Auffällig ist, dass die besonders gesättigten Luftzustände nicht zu bewältigen sind. Die Entfeuchtungsgrenze läuft fast parallel zur Sättigungslinie. Gerade diese Zustände kommen in der Summe weitaus häufiger vor als die wärmeren und trockeneren. Des Weiteren sind alle Beladungszustände über 13 g/kg nicht realisierbar. Dadurch wird der mögliche Arbeitsbereich, wie an der relativ kleinen grünen Fläche zu sehen ist, sehr stark eingegrenzt.

Im Vergleich dazu ist in Bild 2.1 und Bild 2.3 der tatsächliche Arbeitsbereich des gleichen Entfeuchters beim reduzierten Volumenstrom von $500 \text{ m}^3/\text{h}$ dargestellt. Die besonders häufig auftretenden gesättigteren Zustände können fast alle abgedeckt werden, auch können fast alle Beladungszustände bis 17 g/kg sicher entfeuchtet werden.

An Hand der beiden Beispiele aus unterschiedlichen Klimazonen wird nochmals deutlich, wie stark die Eintrittsbedingungen voneinander abweichen können.

Um das gewünschte Entfeuchtungsziel erreichen zu können, muss der Betrieb in zwei verschiedene Arbeitsweisen differenziert werden. Ist die Eintrittsbeladung nicht sehr groß, so kann das gewünschte Ziel mit einer reduzierten Heizleistung erreicht werden. In diesen Fällen kann die Austrittsfeuchte auf den Punkt geregelt werden. Mit zunehmender Beladung steigt die relative Feuchte am Regenerationsluftaustritt an und um dem entgegen zu wirken, muss die Heizleistung erhöht werden. Dadurch ist in vielen Fällen keine punktgenaue Regelung mehr möglich, der Luftstrom muss zur Erreichung des Entfeuchtungsziels stärker als gefordert entfeuchtet werden.

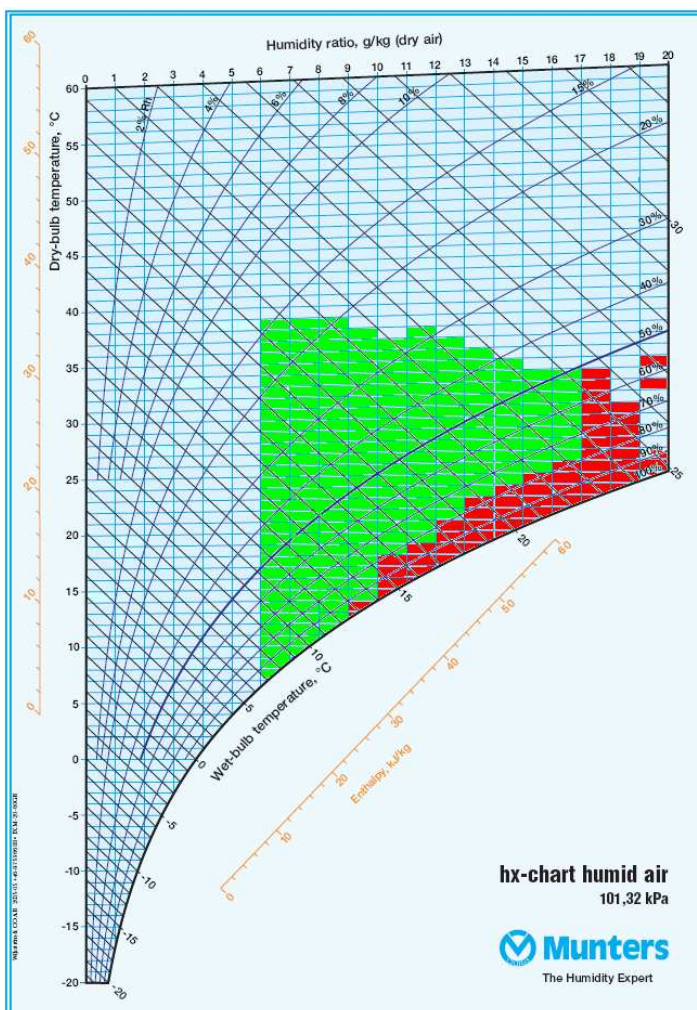


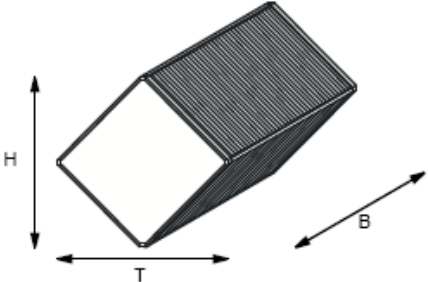
Bild 2.5 Allgemeiner Arbeitsbereich (grün) des Entfeuchters im h-x-Diagramm dargestellt

Das Bild 2.5 zeigt den Arbeitsbereich (grün markiert) bei den zu erwartenden Eintrittsparametern und einer Entfeuchtung des Luftstromes auf 6 g/kg. In den rot markierten Bereichen ist eine sichere Entfeuchtung nicht gewährleistet und werden daher nicht betrachtet.

2.2 Der Kreuzstromwärmetauscher

Im untersuchten Fall wurde ein Kreuzstromwärmetauscher der Firma Klingenburg betrachtet. Mit Hilfe der frei verfügbaren Auslegungssoftware vom Hersteller konnte der Wärmetauscher ideal an den Luftstrom des Luftentfeuchters angepasst werden. Die energetisch besten Betriebsbedingungen können mit einem Kreuzstrom-Plattenwärmetauscher vom Typ PWT 10 / 400 / 120 – 3,5 erzielt werden.

Kantenmaß	400 mm
Höhe (H)	536 mm
Breite (B)	120 mm
Tiefe (T)	536 mm
Gewicht	4,0 kg



Das Diagramm zeigt eine 3D-Isometrie eines rechteckigen Kreuzstrom-Plattenwärmetauschers. Die Dimensionen sind wie folgt beschriftet: H für die Höhe, B für die Breite und T für die Tiefe. Die Isometrie zeigt die perspektivische Form des Geräts mit seinen vier Ecken und der dazugehörigen Grundfläche.

Bild 2.6 Daten des eingesetzten Kreuzstrom-Plattenwärmetauschers

Die „10“ zu Beginn im Typenschlüssel beschreibt die Bauform, die „3,5“ am Ende gibt den Abstand der Platten innerhalb des Wärmetauschers an. Ein geringerer Plattenabstand erhöht auf der einen Seite den Druckverlust, bietet aber durch die größere Anzahl an Lagen eine größere Übertragungsfläche. Im untersuchten Fall sind die Zugewinne durch die vergrößerte Oberfläche um ein vielfaches größer als die energetischen Verluste durch den erhöhten Druckverlust. Der Einkaufspreis für einen Kreuzstrom-Plattenwärmetauscher dieses Typs beläuft sich auf 200 Euro. Das thermisch entkoppelte Gehäuse zur Montage an den Luftentfeuchter wird im hauseigenen Werk in Dyson, Belgien, gefertigt. Ebenso wird der Kreuzstromwärmetauscher dort ins Gehäuse integriert. Die endgültige Endmontage der beiden Komponenten erfolgt in der Werkstatt in Lüneburg.

Unter trockenen Bedingungen liegt die Rückwärmzahl Φ_t im Schnitt bei 50,7 %. Durch Kondensation im Abluftstrom kann der latente Wärmeanteil die Rückwärmzahl auf gut 60 % anheben. Je nach Häufigkeit wird sich die Rückwärmzahl in dem Untersuchungsfall zwischen 53...54 % einstellen.

2.3 Bilanzierung des Systems

2.3.1 Bilanzgrenzen

Zur energetischen und wirtschaftlichen Betrachtung der Wärmerückgewinnungssysteme ist es von besonderer Bedeutung, wo und wie die Bilanzgrenzen für die Beurteilung gezogen werden. Innerhalb der Bilanzgrenze wird der Nutzen einer WRG im Vergleich zur Technik ohne WRG bewertet. Die Bilanzgrenze ist so festzulegen, dass die Wärmerückgewinnung und alle davon beeinflussten Energieströme, Anlagenteile sowie die baulichen Rahmenbedingungen einbezogen sind [10].

Die für die Bilanzierung benötigten Stoff- und Massenströme werden unter Punkt 2.3.2 (Bilanzierung des Adsorptions-Entfeuchters, Seite 34 Bild 2.9) und Punkt 2.3.3 (Bilanzierung der WRG, Seite 42 Bild 2.13) im Einzelnen aufgeführt. Zur Übersicht werden in Bild 2.7 und 2.8 die beteiligten Anlagenteile zusammengefasst dargestellt.

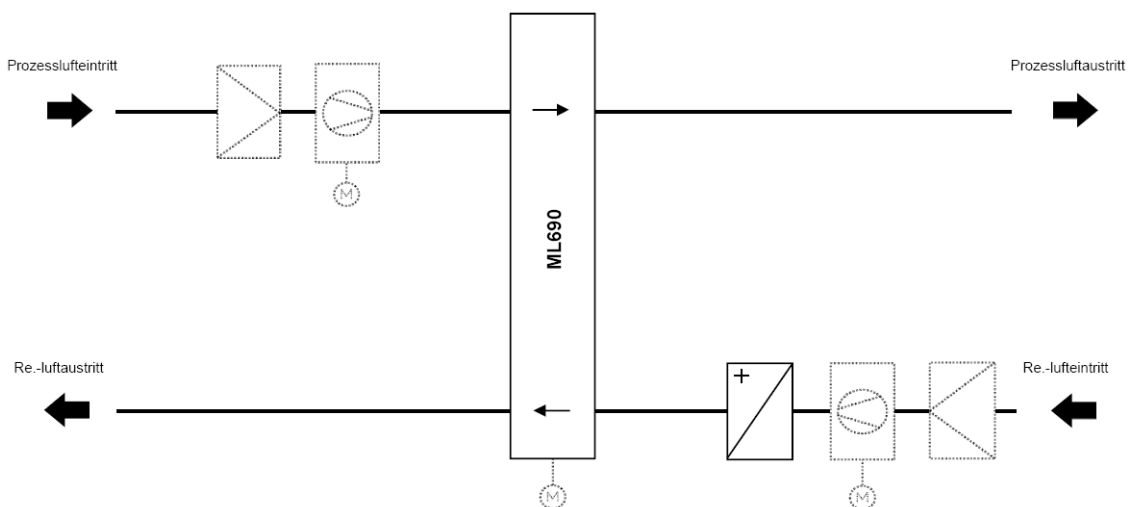


Bild 2.7 Vereinfachte Bezugsbilanz ohne WRG-Anlage

Die Bezugsbilanz in Bild 2.7 beschreibt den Entfeuchtungsprozess wie er im Luftentfeuchter abläuft. Die Stoff- und Energieflüsse beschränken sich auf das Luftentfeuchtungssystem. In der Bilanz mit WRG (Bild 2.8) fließen hingegen die Stoff- und Energieflüsse direkt in die Bilanzierung der WRG ein. Der Entfeuchtungsprozess wird zunächst eigenständig mit den Umgebungsbedingungen bilanziert und anschließend wird der Wärmetauscher mit den Ausgangswerten des Entfeuchters bilanziert. Die zurückgewonnene Energie entspricht der Einsparung an Heizenergie.

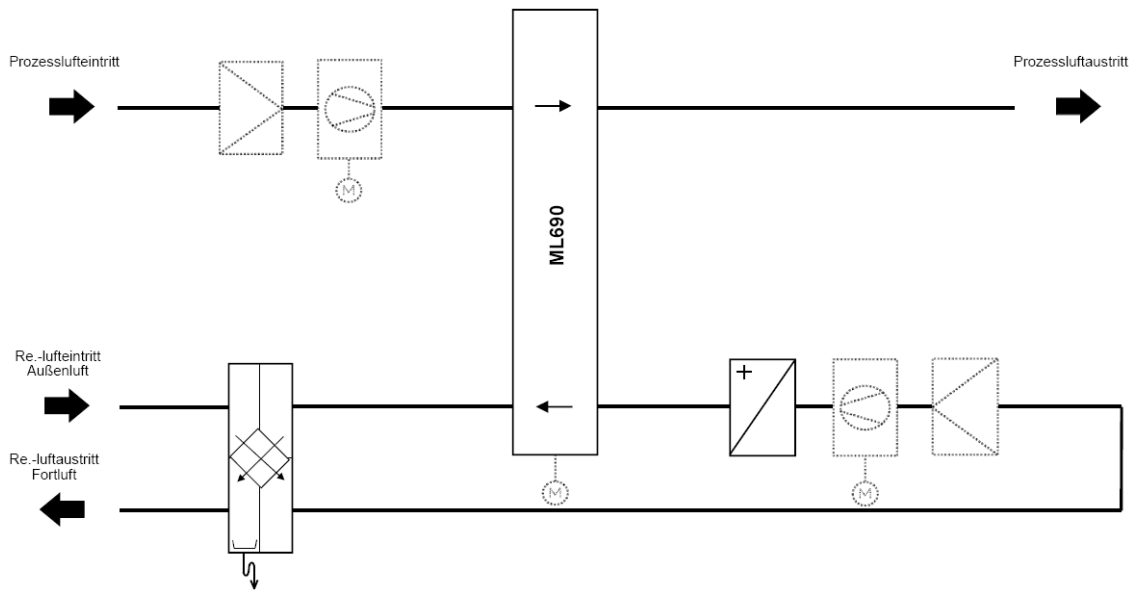


Bild 2.8 Vereinfachte Bilanz mit WRG-Anlage

Da der Luftentfeuchter und damit auch der Kreuzstromwärmetauscher unter ständig wechselnden Eintrittsbedingungen arbeiten, werden zur vereinfachten Darstellung der Bilanz die Energieströme ausgeblendet. Auch Anlagenteile, welche für die energetische Bilanz nicht relevant sind, werden ausgeblendet. Die grau gestrichelt dargestellten Filter, Ventilatoren und Motoren sind nur der Vollständigkeit halber eingezeichnet, da sie fester Bestandteil des Luftentfeuchters sind. In der Bilanzierung des Systems werden sie nicht weiter betrachtet, da der Einsatz einer WRG keinen merklichen und vor allem sehr schwer erfassbaren Unterschied ausmacht.

Die genaue Leistungsaufnahme der Ventilatoren ist theoretisch durch unbekanntes Druckverluste innerhalb des Gerätes nicht zu beziffern. Für die Anschlussleistung des Gerätes sind die im Datenblatt angegebenen Werte zu entnehmen [6].

Über die Formel

$$P_{Ventilator} = \frac{q_v \cdot \Delta p}{\eta_s} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

lässt sich die elektrische Leistung des Ventilators bestimmen.

Mit einem Volumenstrom $q_V = 0,0706 \text{ m}^3/\text{s}$ ($254 \text{ m}^3/\text{h}$), einem zusätzlichen Druckverlust über die WRG von $\Delta p_{WRG} = 200 \text{ Pa}$ und einem angenommenen Systemwirkungsgrad von $\eta_S = 0,5$ ergibt sich eine zusätzlich Leistungsaufnahme von 28,2 Watt. Da die genaue Ermittlung der zusätzlichen Leistungsaufnahme sehr schwierig ist, wird in der Bilanzierung ein pauschaler Betrag für die zusätzlichen Kosten durch die WRG angesetzt. Für die 12h-Betrachtung wird von einer zusätzlichen Belastung von 10 €/a ausgegangen, bei der 24h-Betrachtung werden 20 €/a angesetzt. Diese Beträge wurden durchschnittlich mit der oben berechneten zusätzlichen Leistung ermittelt.

Die benötigte Heizleistung berechnet sich über

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{m}_{L,Erhitzer} * c_{pL} * \Delta t \quad (\text{Gl. 2.3})$$

wobei Δt = benötigte Temperaturerhöhung des Regenerationsluftstroms (max. 95 Kelvin)

Durch eine WRG sinkt die benötigte Leistung des Regenerationsluftherhitzers um den Wert

$$\Delta \dot{Q}_{Heiz} = \dot{m}_{L,Erhitzer} * c_{pL} * \Delta t_{WRG} \quad (\text{Gl. 2.4})$$

wobei Δt_{WRG} = Temperaturerhöhung des Regenerationsluftstroms durch die WRG

um dieselbe Regenerationslufttemperatur und damit dasselbe Entfeuchtungsziel zu erreichen. Da es sich um einen elektrischen Erhitzer handelt, kann die Heizleistung \dot{Q}_{Heiz} gleichgesetzt werden mit der elektrischen Leistung des Luftherhitzers.

$$\dot{Q}_{Heiz} = P_{elektrisch} \quad (\text{Gl. 2.5})$$

Jede einzelne t, x -Korrelation aus den Tabellen der VDI 4710 Blatt 3 stellt einen eigenen Betriebspunkt dar. Je nach Betrieb (mit/ohne WRG) ergibt sich ein individueller Energiestrom. Erst die Summe aller Energieströme übers Jahr gesehen ergibt eine energetische Bilanz und erlaubt eine wirtschaftliche Betrachtung des Wärmerückgewinnungssystems.

2.3.2 Bilanzierung des Adsorptions-Entfeuchter

In der Lüftungs- und Klimatechnik werden die Auslegungsberechnungen in der Regel für einen Umgebungsluftdruck von 1013 mbar gemacht. Für die Betrachtung des Luftentfeuchtungssystems und dem Kreuzstromwärmetauschers wird diese Annahme genauso getroffen. Durch eine Veränderung des Umgebungsdruckes bei gleichen Eintrittsparametern verändern sich die Ausgangsparameter nur marginal. Zur Datenaufnahme und Berechnung der Entfeuchtungsleistung wird daher der konstante Umgebungsdruck p eingesetzt.

Zur Bestimmung der benötigten Heizleistung für den Entfeuchtungsprozess wird das firmeninterne Programm MRC (Munters Rotor Calculator) benutzt. Dieses wird für alle Auslegungsberechnungen im Haus verwendet. Genau genommen wird darin nur das Verhalten des Sorptionsrotors simuliert.

Anhand der Eintrittsparameter Temperatur und Feuchte (entweder absolut oder relativ), welche getrennt für den Prozess- sowie Regenerationsluftstrom angegeben werden und der Heizleistung für den Regenerationsluftheritzer, berechnet das Programm die Luftaustrittszustände sowohl für die Prozess- also Trockenluftseite wie auch für die Abluft der Regenerationsluftseite. Entscheidend für die Entfeuchtung ist auch der Volumenstrom der Luft, dieser kann auch auf beiden Seiten separat verändert werden. In dem Programm sind die Rotoren aller Standardgeräte hinterlegt. In der Grundeinstellung beim Öffnen des Programmes werden auch die zugehörigen Nennvolumenströme und Nennheizleistungen geladen. Durch Veränderung der Lufteintrittsparameter kann nun die maximale Entfeuchtungsleistung berechnet werden. Durch Verringerung des Prozessluftvolumenstroms oder Vergrößerung des Regenerationsluftvolumenstroms kann die Entfeuchtungsleistung im Vergleich zum Standardgerät erhöht werden. Umgekehrt kann die Entfeuchtungsleistung aber nicht durch eine Erhöhung des Prozessluftvolumenstroms reduziert werden, dafür sind die Rotoren und Ventilatoren nicht ausgelegt. Eine verringerte Entfeuchtungsleistung wird durch eine Reduzierung der Heizleistung erreicht. Das geringere Temperaturniveau treibt weniger Feuchtigkeit aus dem Rotor, es kann anschließend weniger adsorbiert werden.

Als Eintrittsparameter werden die Daten aus den einzelnen t, x -Korrelationen verwendet. Wie in Kapitel 1.4 kurz beschrieben, setzen sich diese aus einem Intervall zusammen.

Nochmal zur Erläuterung der Daten:

Das Wertepaar $(t, x) = (14,8)$ beschreibt das Intervall
 $t = (14...14,9) \text{ }^\circ\text{C}$, $x = (8...8,9) \text{ g WD/kg tr. L.}$

Das Wertepaar $(t, x) = (-0,2)$ beschreibt das Intervall
 $t = (-0,9...0) \text{ }^\circ\text{C}$, $x = (2...2,9) \text{ g WD/kg tr. L.}$

Wenn man die t, x -Korrelationen der Messstation Hamburg-Fuhlsbüttel (24 stündliche Messwerte je Tag) für die beiden zuvor genannten Beispiele heranzieht, so ergeben sich folgende Konstellationen:

In 1038 Zehntelstunden im Jahr liegt die Temperatur zwischen $14...14,9 \text{ }^\circ\text{C}$ bei einer gleichzeitigen Wasserdampfbeladung zwischen $8...8,9 \text{ g/kg tr. L.}$ und in 1001 Zehntelstunden liegt die Temperatur zwischen $-0,9...0 \text{ }^\circ\text{C}$ bei einer gleichzeitigen Wasserdampfbeladung zwischen $2...2,9 \text{ g/kg tr. L.}$

Für die Berechnung werden die jeweiligen Mittelwerte eingesetzt, da nicht bekannt ist, wie sich die Intervalle im genauen zusammensetzen. Für die zuvor genannten Wertepaare ergeben sich daher Berechnungswerte von:

$t = 14,5 \text{ }^\circ\text{C}$ und $x = 8,5 \text{ g/kg tr. L.}$

sowie

$t = -0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ und $x = 2,5 \text{ g/kg tr. L.}$

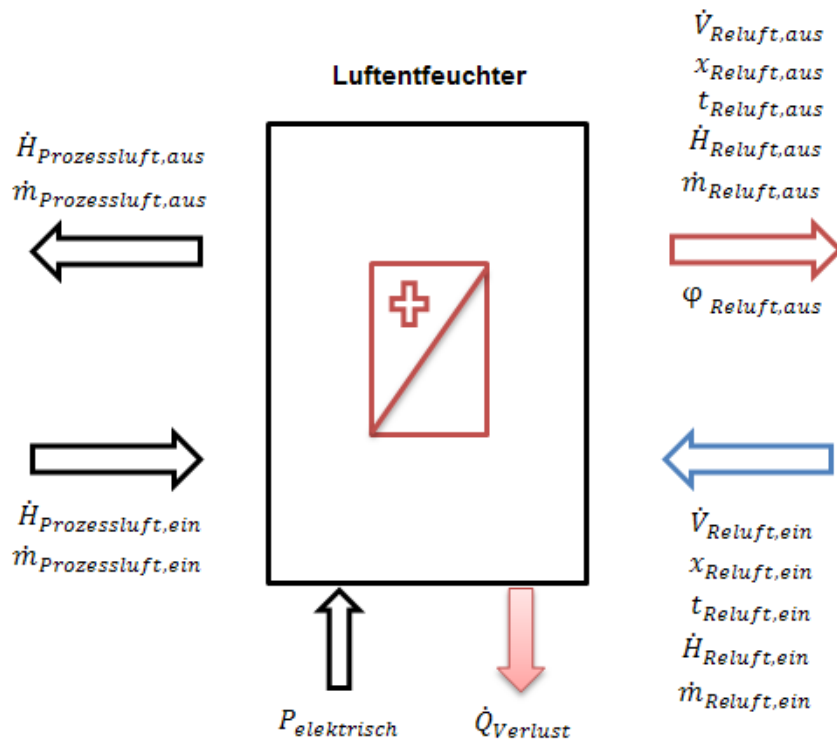


Bild 2.9 Übersicht über die Bilanzierung des Luftentfeuchters

In Bild 2.9 sind alle Parameter, welche zur Bilanzierung der Luftentfeuchtung benötigt werden, dargestellt. Auf der Prozessluftseite wurde darauf verzichtet, die Eintrittsparameter Temperatur und absolute Feuchte anzugeben, da sie identisch mit denen der Regenerationsluftseite sind und der Volumenstrom ist eine feste definierte Größe. Für die Bilanzierung ist der daraus resultierende Massen- und Enthalpiestrom von Bedeutung. Auf der Eintrittsseite der Regenerationsluft sind alle Parameter vorgegeben bzw. lassen sich durch die vorgegebenen Werte berechnen. Genauso ist die zur Entfeuchtung benötigte elektrische Leistung bekannt. Die Ausgangsparameter werden dem MRC entnommen bzw. aus den gewonnenen Daten berechnet.

In Bild 2.10 ist ein exemplarischer Entfeuchtungsfall im MRC dargestellt. Dieser auch im untersuchten Fall vorkommende Bilanzpunkt wird für eine beispielhafte Bilanzierung im Ergebnissteil verwendet werden.

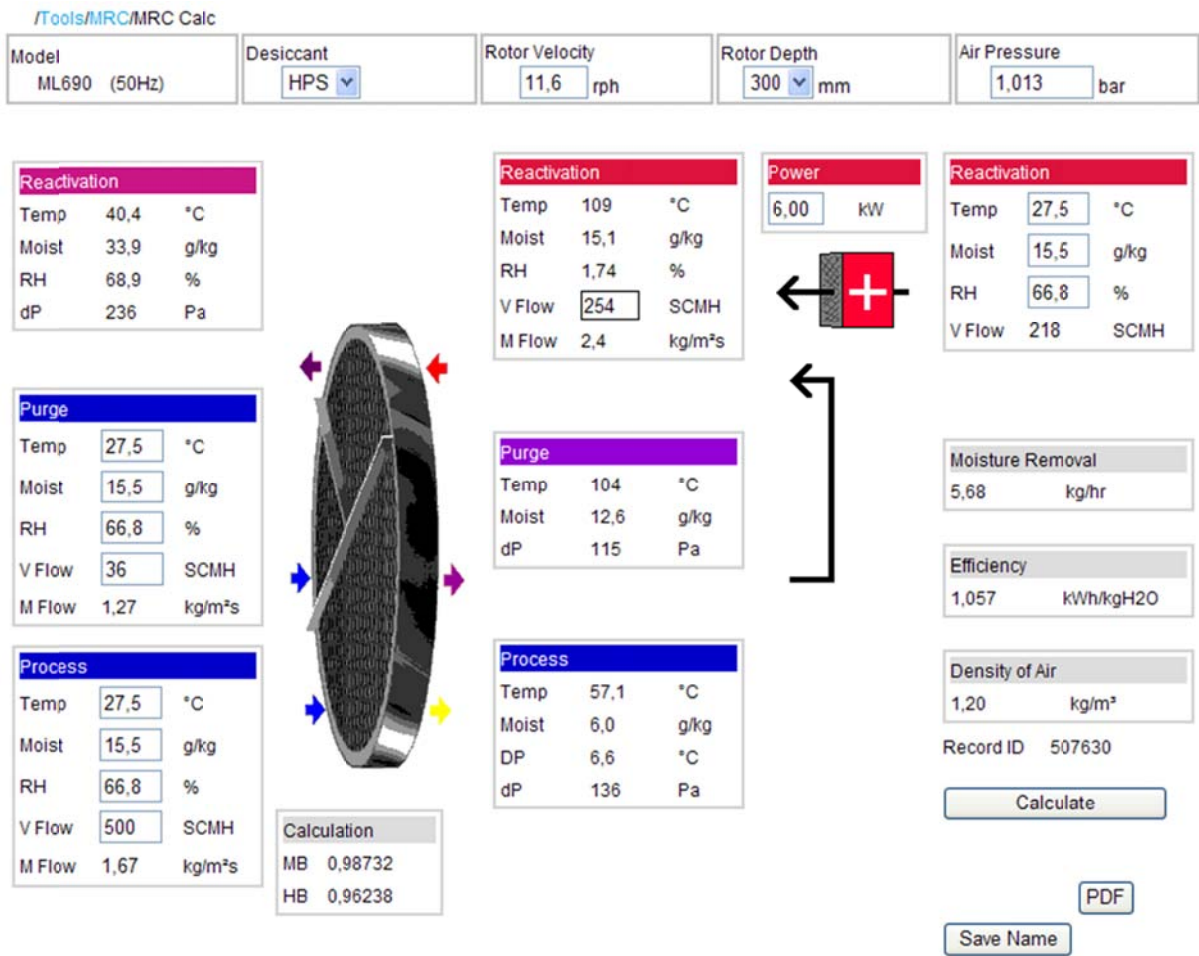


Bild 2.10 Ein- und Ausgabeseite des MRC zur Bestimmung der Austrittsparameter des Entfeuchters

Zum einen soll eine Massenstrombilanz aufgestellt werden und zum anderen eine Energiebilanz, um den Energiefluss zu bewerten. Die Massenströme verlaufen parallel zueinander, die adsorbierte Masse aus dem Prozessluftstrom entspricht der aufgenommenen Masse im Regenerationsluftstrom.

Ganz anders der Energiefluss. Die zugeführte elektrische Leistung wird im Erhitzer in Wärme umgewandelt und dem Regenerationsluftstrom zugeführt. Ein kleiner Teil der Wärme wird als Verlustwärme über das Gehäuse das System verlassen, ein anderer Teil der Energie wird vom Rotor bei der Regeneration aufgenommen und an den Prozessluftstrom übertragen. Der Großteil geht aber bei der Desorption in den Abluftstrom über.

Massenstrombilanz

$$\dot{m}_{PRO,EIN} - \dot{m}_{PRO,AUS} = \dot{m}_{RE,AUS} - \dot{m}_{RE,EIN} \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Mit konstanten Betriebsvolumenströmen \dot{V} am Eintritt und den zum Bilanzpunkt gehörenden spezifischen Volumina

$$v_{1+x} = \frac{T}{p} * (R_L + x_D * R_D) \quad (\text{Gl. 2.7})$$

werden die Massenströme der trockenen Luft \dot{m}_L am Eintritt in den Entfeuchter bestimmt

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{V}}{v_{1+x}} \quad (\text{Gl. 2.8})$$

mit $\dot{m}_{L,PRO}$ und $\dot{m}_{L,RE}$ konstant

Eingesetzt in Gl. 2.6 ergibt sich

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,PRO} * (1 + x_{PRO,EIN}) - \dot{m}_{L,PRO} * (1 + x_{PRO,AUS}) = \\ \dot{m}_{L,RE} * (1 + x_{RE,AUS}) - \dot{m}_{L,RE} * (1 + x_{RE,EIN}) \end{aligned} \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Der in Gl. 2.5 beschriebene Ansatz gilt, solange der Regenerationsluftstrom in der Lage ist das Adsorbens zu regenerieren. Sobald die Gleichgewichtsbeladung überschritten wird, gerät das Gleichgewicht aus den Fugen und „der Rotor säuft ab“. Diese Betriebszustände werden aber im Vorfeld bei der Auslegung der Anlage berücksichtigt und ausgeschlossen.

Energiebilanz

$$\dot{Q}_{Zugeführt} = \dot{Q}_{Abgeführt} \quad (\text{Gl. 2.10})$$

$$\dot{Q}_{Zu} = P_{elektrisch} + \dot{H}_{PRO,EIN} + \dot{H}_{RE,EIN} \quad (\text{Gl. 2.11})$$

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{H}_{PRO,AUS} + \dot{H}_{RE,AUS} + \dot{Q}_{Verlust} \quad (\text{Gl. 2.12})$$

Der Enthalpiestrom \dot{H}

$$\dot{H} = \dot{m}_L * h_{(1+x)} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

setzt sich aus der spezifischen Enthalpie der feuchten Luft $h_{(1+x)}$

$$h_{(1+x)} = c_{pL} * \Delta\vartheta + x * (r_0 + c_{pD} * \Delta\vartheta) \quad (\text{Gl. 2.14})$$

mit $\Delta\vartheta = (t - t_0)$, wobei $t_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

und dem zuvor in Gl. 2.8 bestimmten, dazugehörigen Luftmassenströmen \dot{m}_L

$$\dot{m}_{L,PRO/RE}$$

am Bilanzpunkt zusammen.

Die Enthalpieströme $\dot{H}_{PRO,AUS}$ und $\dot{H}_{RE,AUS}$ setzen sich zusammen aus \dot{H}_{EIN} und einem Anteil der Heizleistung.

Eingesetzt in Gl. 2.10 ergibt sich

$$\begin{aligned} P_{elektrisch} + \dot{m}_{L,PRO} * h_{(1+x),PRO,EIN} + \dot{m}_{L,RE} * h_{(1+x),RE,EIN} = \\ \dot{m}_{L,PRO} * h_{(1+x),PRO,AUS} + \dot{m}_{L,RE} * h_{(1+x),RE,AUS} + \dot{Q}_{Verlust} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 2.15})$$

$$\dot{Q}_{Verlust} = P_{elektrisch} + \dot{H}_{PRO,EIN} + \dot{H}_{RE,EIN} - \dot{H}_{PRO,AUS} - \dot{H}_{RE,AUS} \quad (\text{Gl. 2.16})$$

$\dot{H}_{RE,AUS}$ entspricht annähernd dem Enthalpiestrom \dot{H}_{AB} in der WRG-Bilanz. Aufgrund der höheren Eintrittstemperatur in den Entfeuchter durch die Temperaturerhöhung in der WRG stellt sich ein anderer Luftmassenstrom ein.

2.3.3 Bilanzierung der WRG

Zur Berechnung des Kreuzstromwärmetauschers wird genauso wie bei der Berechnung des Luftentfeuchters ein konstanter Umgebungsdruck von 1013 mbar angenommen.

Die Eintrittsbedingungen in den Wärmetauscher sind zum einen durch die Außen- bzw. Umgebungsluft und zum anderen durch die Austrittsbedingungen aus dem Luftentfeuchter gegeben. Mit der vom Hersteller der WRG angegebenen Rückwärmzahl wird durch umstellen der Gleichung (Gl. 2.7) die Temperaturanhebung der Außenluft und damit die Austrittstemperatur der Zuluft (t_{ZU}) bestimmt

$$t_{ZU} = \Phi_t * (t_{AB} - t_{AU}) + t_{AU} \quad (\text{Gl. 2.17})$$

Diese Austrittstemperatur kann aber nur angenommen werden solange der Abluftstrom im Wärmetauscher nicht kondensiert. Durch die Kondensation wird zusätzliche Wärmeenergie an den Außenluftstrom übertragen, die vom WRG-Hersteller unter trockenen Betriebsbedingungen angegebene Rückwärmzahl erhöht sich um einen Faktor von bis zu 1,2. Zur Kondensation des Abluftstromes kommt es, wenn die Taupunkttemperatur innerhalb des Wärmetauschers unterschritten wird. Die Austrittstemperatur t_{ZU} gibt jedoch nur die mittlere Temperatur des gesamten Luftstroms wieder. Innerhalb des Wärmetauschers stellen sich unterschiedliche Temperaturen ein (Bild 1.9, Seite 14).

Zur genauen Berechnung des Temperaturverlaufes in einem Kreuzstromwärmetauscher müssen besonders rechenaufwändige Verfahren eingesetzt werden. Zu den genauesten, aber auch aufwendigsten, gehören die Differenzenverfahren und die schrittweise Berechnung. Bei der Zellenmethode wird die Wärmeübertragungsfläche in n Teilbereiche unterteilt. Diese werden je nach Strömungsart in gleicher oder unterschiedlicher Reihenfolge überströmt. Dabei wird jeder Teilbereich als individueller Wärmetauscher mit eigenen Ein- und Austrittstemperaturen aufgefasst [12]. Wird in einem dieser Teilbereiche die Taupunkttemperatur erreicht oder unterschritten, kommt es zur Kondensation. Aufgrund der Komplexität und Aufwendigkeit wird in dieser Arbeit auf die eigene Berechnung des Wärmetauschers verzichtet.

Die Firma Klingenburg bietet eine freie Software zur Auslegung von Kreuzstromwärmetauschern an. Diese berücksichtigt alle wichtigen Eintrittsparameter und ermöglicht dadurch eine genaue Auslegung der WRG sowie eine sehr genaue Berechnung der Energieeinsparung am Regenerationsluftherhitzer.

Zur Berechnung des Wärmetauschers mit Hilfe der Auslegungssoftware sind einige Eingabeparameter erforderlich. Diese ändern sich je nach Zustand der Umgebungsluft.

Der Massenstrom der enthaltenen trockenen Luft \dot{m}_L kann auf der Zuluftseite bestimmt werden, da der Betriebsvolumenstrom an dieser Stelle bekannt ist.

$$\dot{V}_{ZU} = \dot{V}_{RE,EIN} \quad (\text{Gl. 2.18})$$

Mit dem bekannten Volumenstrom und dem mit Gl. 2.8 für diesen Bilanzpunkt bestimmten spezifischen Volumen, kann mit Gl. 2.9 der Luftmassenstrom $\dot{m}_{L,WRG}$ berechnet werden.

Der Massenstrom der enthaltenen trockenen Luft ist über den gesamten Wärmetauscher konstant, da der angesaugte Außenluftstrom dem Abluftstrom entspricht und diese im Kreuzstrom aneinander vorbei geführt werden. Eingesetzt in Gl. 2.9 kann mit diesem Massenstrom und den zugehörigen spezifischen Volumina in jedem Bilanzpunkt der sich einstellende Volumenstrom iterativ bestimmt werden.

Diese werden in der Software als Betriebsvolumen sowie die bekannten Temperaturen und die Wasserdampfbeladungen aus der Umgebung und dem Regenerationsluftaustritt als Eingangsparameter eingesetzt.

Aus den unterschiedlichen Volumenströmen resultieren bei gleichem Strömungsquerschnitt unterschiedliche Anströmungsgeschwindigkeiten im Kreuzstromwärmetauscher. Die dabei auftretenden Druckverluste addieren sich zum Differenzdruck der Wärmerückgewinnung

$$\Delta p_{WRG} = \Delta p_{Zuluft} + \Delta p_{Abluft} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

Der Druckverlust wurde für die Bilanzierung aber bereits in 2.3.1 bewertet.

Ganzjährige Betrachtung		
Lufteintritt	Zuluft	Abluft
Standardvolumen	241	245 m³/h
Betriebsvolumen	248	266 m³/h
Temperatur	27,5	40,4 °C
relative Feuchte	67,1	69,5 %
absolute Feuchte	15,5	33,9 g/kg
Feuchtkugeltemperatur	22,7	34,8 °C
Enthalpie	67,3	128,0 kJ/kg
Anströmgeschwindigkeit	1,44	1,54 m/s
Druckverlust	97	104 Pa
Kondensation!		
Betriebsvolumen	254	263 m³/h
Temperatur	34,7	37,1 °C
relative Feuchte	44,6	79,2 %
absolute Feuchte	15,50	32,36 g/kg
Feuchtkugeltemperatur	24,6	33,7 °C
Enthalpie	74,7	120,6 kJ/kg

Kantenmaß	400 mm
Paketbreite	120 mm
Plattenabstand	3,5 mm
Typ: PWT 10 / 400 / 120 - 3,5	
Höhe	536 mm
Breite	120 mm
Tiefe	536 mm
Gewicht	4,0 kg

Vorauswahl	Berechnen
Bauform	
	Diagramm
	Datenblatt
	Produktbeschreibung

Luftaustritt | Prozessdaten

Bild 2.11 Ein- und Ausgabeseite der Auslegungssoftware des Kreuzstromwärmetauschers (Luftaustritt)

Ganzjährige Betrachtung		
Lufteintritt	Zuluft	Abluft
Standardvolumen	241	245 m³/h
Betriebsvolumen	248	266 m³/h
Temperatur	27,5	40,4 °C
relative Feuchte	67,1	69,5 %
absolute Feuchte	15,5	33,9 g/kg
Feuchtkugeltemperatur	22,7	34,8 °C
Enthalpie	67,3	128,0 kJ/kg
Anströmgeschwindigkeit	1,44	1,54 m/s
Druckverlust	97	104 Pa
Rückwärmzahl trocken	51,1	49,4 %
Rückwärmzahl feucht	55,6	25,2 %
Wärmeleistung trocken	0,54	-0,54 kW
Wärmeleistung feucht	0,59	-0,59 kW
Kondensatmenge		-1,54 g/kg -0,44 kg/h

Kantenmaß	400 mm
Paketbreite	120 mm
Plattenabstand	3,5 mm
Typ: PWT 10 / 400 / 120 - 3,5	
Höhe	536 mm
Breite	120 mm
Tiefe	536 mm
Gewicht	4,0 kg

Vorauswahl	Berechnen
Bauform	
	Diagramm
	Datenblatt
	Produktbeschreibung

Luftaustritt | Prozessdaten

Bild 2.12 Ein- und Ausgabeseite der Auslegungssoftware des Kreuzstromwärmetauschers (Prozessdaten)

Bild 2.11 und Bild 2.12 zeigen die Ein- und gleichzeitig Ausgabemaske des Klingenburg Programms. Auf der linken Seite befinden sich alle Prozessdaten, auf der rechten unter anderem die Auswahl der geometrischen Daten.

Als Umgebungsdruck wurde zu Beginn ein konstanter Wert von 1013 mbar angesetzt. Durch den Vergleich der WRG innerhalb verschiedener Klimazonen, liegen die realen Werte zwischen 877...1014 mbar. Die unterschiedlichen Umgebungsdrücke bewirken bei gleichen t, x -Eintrittsbedingungen Temperaturabweichungen der Zuluft von 0 ... 0,3 °C. Bezogen auf eine durchschnittliche Temperaturerhöhung der Außenluft von etwa 10 Kelvin, macht diese Abweichung maximal 3 % aus. Bezogen auf die durchschnittliche Temperaturerhöhung im Regenerationsluftherhitzer von etwa 80 Kelvin kommen gerade mal 0,4 % Abweichung zusammen. Durch die Verringerung des Umgebungsluftdrucks sinkt der Dampfdruck p_D des Wassers in der Luft. Der Sättigungsdampfdruck p_{Ds} bleibt jedoch konstant.

Aus dem Zusammenhang

$$\varphi = \frac{p_D}{p_{Ds}} \quad (\text{Gl. 2.20})$$

lässt sich die relative Feuchte der Umgebungs- bzw. Abluft berechnen.

Eine geringere relative Feuchte führt bei gleicher Temperatur zu einer kleineren Taupunkttemperatur. Dadurch setzt die Kondensation innerhalb des Wärmetauschers zu einem späteren Zeitpunkt ein. Da aber auch solche Grenzfälle selten vorkommen, kann dieser Einfluss ebenso vernachlässigt werden.

Zur Berechnung der Zulufttemperatur werden also die Parameter

- Temperatur der Außen- und Abluft in °C
- Absolute Feuchten der Außen- und Abluft in g/kg
- Betriebsvolumenstrom der Außen- und Abluft in m³/h

herangezogen und im Auslegungstool der Firma Klingenburg verarbeitet.

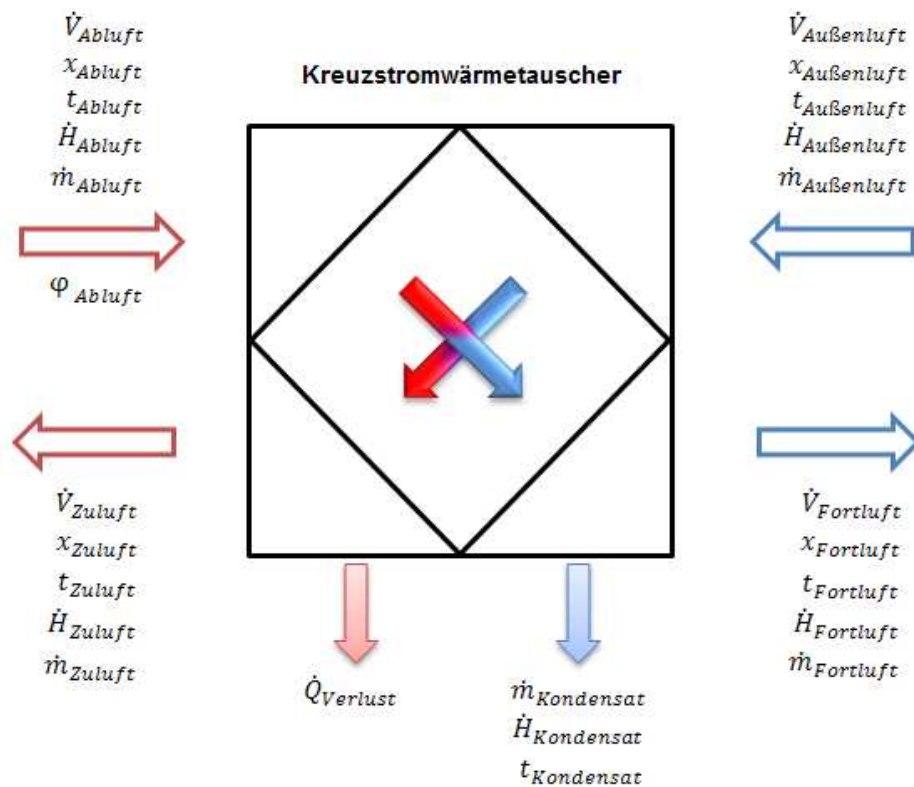


Bild 2.13 Übersicht über die Bilanzierung des Kreuzstromwärmetauschers

Die Bilanzierungen der WRG basieren auf den Ausgangsdaten des Entfeuchtungsprozesses sowie den Umgebungsbedingungen am Aufstellungsort (entnommen aus VDI 4710 Blatt 3). Für eine beispielhafte Bilanzierung werden die Daten aus den Bildern 2.10 und 2.11 (basierend auf den in Bild 2.9 dargelegten Bilanzpunkt) verwendet.

Massenstrombilanz

$$\dot{m}_{AU} = \dot{m}_{ZU} \quad (\text{Gl. 2.21})$$

$$\dot{m}_{ZU} + \dot{m}_W = \dot{m}_{AB} \quad (\text{Gl. 2.22})$$

$$\dot{m}_{AB} = \dot{m}_{FO} + \dot{m}_{KON} \quad (\text{Gl. 2.23})$$

$$\dot{m}_{ZU} + \dot{m}_W = \dot{m}_{FO} + \dot{m}_{KON} \quad (\text{Gl. 2.24})$$

mit $\dot{m}_W = \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{ZU})$ (Massenstrom Wasser aus Desorption) (Gl. 2.25)

$$\dot{m}_{KON} = \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{FO}) \quad (\text{Massenstrom Kondensat}) \quad (\text{Gl. 2.26})$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,WRG} * (1 + x_{AU}) + \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{ZU}) = \\ \dot{m}_{L,WRG} * (1 + x_{FO}) + \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{FO}) \end{aligned} \quad (\text{Gl. 2.27})$$

Energiebilanz

$$\dot{Q}_{Zugeführt} = \dot{Q}_{Abgeführt}$$

$$\dot{Q}_{Zu} = \dot{H}_{AU} + \dot{H}_{AB} \quad (\text{Gl. 2.28})$$

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{H}_{ZU} + \dot{H}_{FO} + \dot{H}_{KON} + \dot{Q}_{Verlust} \quad (\text{Gl. 2.29})$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,WRG} * (h_{(1+x)AU} + h_{(1+x)AB}) = \\ \dot{m}_{L,WRG} * (h_{(1+x)ZU} + h_{(1+x)FO}) + \dot{m}_{KON} * h_{KON} + \dot{Q}_{Verlust} \end{aligned} \quad (\text{Gl. 2.30})$$

mit $h_{KON} = c_{pW} * t_{KON}$

$$t_{KON} = t_{TAU} = \frac{241,2 * \ln\left(\frac{\varphi}{100}\right) + \frac{4222,03716 * t}{241,2 + t}}{17,5043 - \ln\left(\frac{\varphi}{100}\right) - \frac{17,5043 * t}{241,2 + t}} \quad (\text{Gl. 2.31})$$

Gl. 2.30 ist abgeleitet aus der Magnus-Formel und bestimmt den Taupunkt der Abluft aus dem Luftentfeuchter und damit die Austrittstemperatur des Kondensats.

Entscheidend für die Wirtschaftlichkeit der Wärmerückgewinnung ist die Zunahme im Enthalpiestrom \dot{H}_{ZU} gegenüber dem Enthalpiestrom $\dot{H}_{RE,EIN}$.

$$\dot{H}_{ZU} = \dot{m}_{L,WRG} * h_{(1+x)ZU} \quad (\text{Gl. 2.32})$$

Als \dot{H}_{ZU} wird immer der Enthalpiestrom mit Kondensation angenommen, also $\dot{H}_{ZU,feucht}$

Die aufgenommene Leistung in den Außenluftstrom kann bestimmt werden über

$$\dot{H}_{WRG} = \dot{H}_{ZU} - \dot{H}_{AU} \quad (\text{Gl. 2.33})$$

Die übertragene Wärmeleistung kann in zwei Anteilen vorliegen. Zum einen in sensibler (fühlbarer) Wärme und im Falle von Kondensation zusätzlich in latenter (nicht fühlbarer) Wärme.

Ohne Kondensation im Wärmetauscher besteht die Übertragungsleistung nur aus dem sensiblen Anteil

$$\dot{H}_{WRG,sensibel} = \dot{m}_{L,WRG} * (h_{(1+x)ZU,trocken} - h_{(1+x)AU}) \quad (\text{Gl. 2.34})$$

Tritt noch Kondensation ein, erhöht sich die Übertragungsleistung um den latenten Anteil

$$\dot{H}_{WRG,latent} = \dot{m}_{L,WRG} * (h_{(1+x)ZU,feucht} - h_{(1+x)ZU,trocken}) \quad (\text{Gl. 2.35})$$

mit \dot{H}_{WRG} = über die WRG übertragene Leistung

$h_{(1+x)ZU,trocken}$ = sp. Enthalpie ohne Kondensation mit t_{ZU} aus Gl. 2.17 bestimmt

$h_{(1+x)ZU,feucht}$ = sp. Enthalpie mit Kondensation mit t_{ZU} aus Klungenburg-Tool

Daraus lässt sich resultierende Erhitzerleistung bestimmen

$$P_{elektrisch,neu} = P_{elektrisch} - \frac{\dot{V}_{Erhitzer}}{\dot{V}_{RE,EIN}} * \dot{H}_{WRG} \quad (\text{Gl. 2.36})$$

$\frac{\dot{V}_{Erhitzer}}{\dot{V}_{RE,EIN}}$ beschreibt das Verhältnis, zwischen dem gesamten Regenerationsluftstrom und dem Luftstrom, welcher real über den Erhitzer geführt wird (der andere Teil geht durch den Purge-Sektor)

Die Verlustleistung über die WRG lässt sich durch Umstellen der Gl. 2.29 bestimmen

$$\dot{Q}_{Verlust} = \dot{H}_{AU} + \dot{H}_{AB} - \dot{H}_{ZU} - \dot{H}_{FO} - \dot{H}_{KON} \quad (\text{Gl. 2.37})$$

3 Ergebnisse und Diskussion

3.1 Energieverbrauch ohne WRG

Aufgrund des als konstant angenommenen Umgebungsdruckes, stellen sich für jeden Bilanzpunkt innerhalb des Arbeitsbereiches des Entfeuchters bestimmte Stoff- und Energieströme ein. Für einen Bilanzpunkt wird hier exemplarisch eine gesamte Bilanzierung des Entfeuchtungsprozesses dargestellt. Die gesamten Zwischenergebnisse für alle Bilanzpunkte sind im Anhang zu finden.

Relevante Daten im Bilanzpunkt, entnommen aus MRC (siehe Bild 2.9):

Umgebungsdruck p	1013 mbar
Umgebungstemperatur t_{EIN}	27,5 °C
Austrittstemperaturen $t_{RE,AUS}/ t_{PRO,AUS}$	40,4 °C / 57,1 °C
Wasserdampfbeladung x_{EIN}	15,5 g/kg tr. L.
Wasserdampfbeladungen $x_{RE,AUS}/ x_{PRO,AUS}$	33,9 g/kg tr. L. / 6,0 g/kg tr. L.
Betriebsvolumenstrom Prozessluft \dot{V}_{PRO}	500 m ³ /h
Betriebsvolumenstrom Regenerationsluft \dot{V}_{RE}	254 m ³ /h

Massenstrombilanz

$$\dot{m}_{PRO,EIN} - \dot{m}_{PRO,AUS} = \dot{m}_{RE,AUS} - \dot{m}_{RE,EIN}$$

Mit Gl. 2.7 werden die spezifischen Volumina an den Lufteintritten bestimmt (identisch, da in beiden Fällen Umgebungsbedingungen

$$u_{1+x,PRO/RE} = \frac{t_{EIN}+273,15}{p} * (R_L + x_{EIN} * R_D)$$

$$u_{1+x,PRO/RE} = \frac{(27,5+273,15)K}{1013*10^2 Pa} * (287,1 + \frac{15,5}{1000} * 461,5) \frac{kJ}{kg*K}$$

$$u_{1+x,PRO/RE} = \mathbf{0,8733} \frac{m^3}{kg}$$

Über Gl. 2.8 berechnen sich aus den Betriebsvolumenströmen \dot{V}_{PRO} und \dot{V}_{RE} und den spezifischen Volumina die konstanten Luftmassenströme $\dot{m}_{L,PRO}$ und $\dot{m}_{L,RE}$

$$\dot{m}_{L,PRO} = \frac{\dot{V}_{PRO}}{v_{1+x,PRO}} = \frac{500 \frac{m^3}{h}}{0,8733 \frac{m^3}{kg}} * \frac{1}{3600 \frac{s}{h}} = \mathbf{0,1590 \frac{kg}{s}}$$

$$\dot{m}_{L,RE} = \frac{\dot{V}_{RE}}{v_{1+x,RE}} = \frac{254 \frac{m^3}{h}}{0,8733 \frac{m^3}{kg}} * \frac{1}{3600 \frac{s}{h}} = \mathbf{0,0808 \frac{kg}{s}}$$

Mit den Massenströmen der trockenen Luft und den Wasserdampfbeladungen an Luftein- und austritten kann nach Gl. 2.6 die Massenstrombilanz aufgestellt werden

$$\begin{aligned} \dot{m}_{L,PRO} * (1 + x_{PRO,EIN}) - \dot{m}_{L,PRO} * (1 + x_{PRO,AUS}) = \\ \dot{m}_{L,RE} * (1 + x_{RE,AUS}) - \dot{m}_{L,RE} * (1 + x_{RE,EIN}) \end{aligned} \quad (\text{aus Gl. 2.9})$$

$$\begin{aligned} 0,1590 \frac{kg}{s} * (1 + \frac{15,5}{1000}) - 0,1590 \frac{kg}{s} * (1 + \frac{6}{1000}) = \\ 0,0808 \frac{kg}{s} * (1 + \frac{33,9}{1000}) - 0,0808 \frac{kg}{s} * (1 + \frac{15,5}{1000}) \end{aligned}$$

$$\mathbf{0,0015 \frac{kg}{s} = 0,0015 \frac{kg}{s}}$$

$0,0015 \frac{kg}{s}$ entspricht der Wassermenge, welche der Umgebungsluft entzogen wird und in den Regenerationsluftstrom übergeht. Die Bilanz ist ausgeglichen.

Energiebilanz

$$\dot{Q}_{Zugeführt} = \dot{Q}_{Abgeführt}$$

$$\dot{Q}_{Zu} = P_{elektrisch} + \dot{H}_{PRO,EIN} + \dot{H}_{RE,EIN}$$

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{H}_{PRO,AUS} + \dot{H}_{RE,AUS} + \dot{Q}_{Verlust}$$

Der Enthalpiestrom \dot{H}

$$\dot{H} = \dot{m}_L * h_{(1+x)}$$

setzt sich aus der spezifischen Enthalpie der feuchten Luft $h_{(1+x)}$

$$h_{(1+x)} = c_{pL} * \Delta\vartheta + x * (r_0 + c_{pD} * \Delta\vartheta)$$

mit $\Delta\vartheta = (t - t_0)$, wobei $t_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$

und dem zuvor in Gl. 2.8 bestimmten, dazugehörigen Luftmassenstrom \dot{m}_L

$$\dot{m}_{L,PRO/RE}$$

am Bilanzpunkt zusammen.

$$h_{(1+x),PRO\ EIN} = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} * 27,5 \text{ K} + \frac{15,5}{1000} * (2500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} * 27,5 \text{ K})$$

$$h_{(1+x),PRO\ EIN} = \mathbf{67,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$h_{(1+x),RE\ EIN} = 1,01 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} * 27,5 \text{ K} + \frac{15,5}{1000} * (2500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}} * 27,5 \text{ K})$$

$$h_{(1+x),RE\ EIN} = \mathbf{67,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$h_{(1+x),PRO\ AUS} = 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 57,1 K + \frac{6}{1000} * (2500 \frac{kJ}{kg} + 1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 57,1 K)$$

$$h_{(1+x),PRO\ AUS} = \mathbf{73,31 \frac{kJ}{kg}}$$

$$h_{(1+x),RE\ AUS} = 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 40,4 K + \frac{33,9}{1000} * (2500 \frac{kJ}{kg} + 1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 40,4 K)$$

$$h_{(1+x),RE\ AUS} = \mathbf{128,10 \frac{kJ}{kg}}$$

Ein- und austretende Enthalpieströme:

$$\dot{H}_{PRO,EIN} = \dot{m}_{L,PRO} * h_{(1+x),PRO\ EIN}$$

$$\dot{H}_{PRO,EIN} = 0,1590 \frac{kg}{s} * 67,32 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{10,70 kW}$$

$$\dot{H}_{PRO,AUS} = \dot{m}_{L,PRO} * h_{(1+x),PRO\ AUS}$$

$$\dot{H}_{PRO,AUS} = 0,1590 \frac{kg}{s} * 73,31 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{11,66 kW}$$

$$\dot{H}_{RE,EIN} = \dot{m}_{L,RE} * h_{(1+x),RE\ EIN}$$

$$\dot{H}_{RE,EIN} = 0,0808 \frac{kg}{s} * 67,32 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{5,44 kW}$$

$$\dot{H}_{RE,AUS} = \dot{m}_{L,RE} * h_{(1+x),RE\ AUS}$$

$$\dot{H}_{RE,AUS} = 0,0808 \frac{kg}{s} * 128,10 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{10,35 kW}$$

$\dot{H}_{RE,AUS}$ entspricht annähernd dem Enthalpiestrom \dot{H}_{AB} in der WRG-Bilanz. Aufgrund der höheren Eintrittstemperatur in den Entfeuchter durch die Temperaturanhebung in der WRG stellt sich ein anderer Luftmassenstrom ein

$$\dot{Q}_{Verlust} = P_{elektrisch} + \dot{H}_{PRO,EIN} + \dot{H}_{RE,EIN} - \dot{H}_{PRO,AUS} - \dot{H}_{RE,AUS}$$

$$\dot{Q}_{Verlust} = 6,00 + 10,70 + 5,44 - 11,66 - 10,35 = \mathbf{0,13 kW}$$

Messstation	Energieverbrauch 12h ohne WRG in kWh/a	Energieverbrauch 24h ohne WRG in kWh/a
Messstation 1 Bremerhaven	7.513,0	22.572,8
Messstation 2 Rostock	6.845,7	20.649,6
Messstation 3 Hamburg	6.223,4	19.726,3
Messstation 4 Potsdam	6.021,3	19.028,9
Messstation 5 Essen	7.008,9	21.249,5
Messstation 6 Bad Marienberg	6.907,3	20.118,1
Messstation 7 Kassel	6.231,5	19.659,7
Messstation 8 Braunlage	5.963,4	18.068,5
Messstation 9 Chemnitz	6.143,1	18.549,2
Messstation 10 Hof	6.015,3	18.619,0
Messstation 11 Fichtelberg	6.042,7	16.788,6
Messstation 12 Mannheim	6.042,7	19.301,9
Messstation 13 Mühdorf/Inn	6.747,6	20.649,8
Messstation 14 Stötten	6.942,3	19.842,4
Messstation 15 Garmisch-P.	5.981,9	18.695,4

Tabelle 3.1 Jährliche Energieverbräuche für den untersuchten Entfeuchtungsprozess ohne WRG

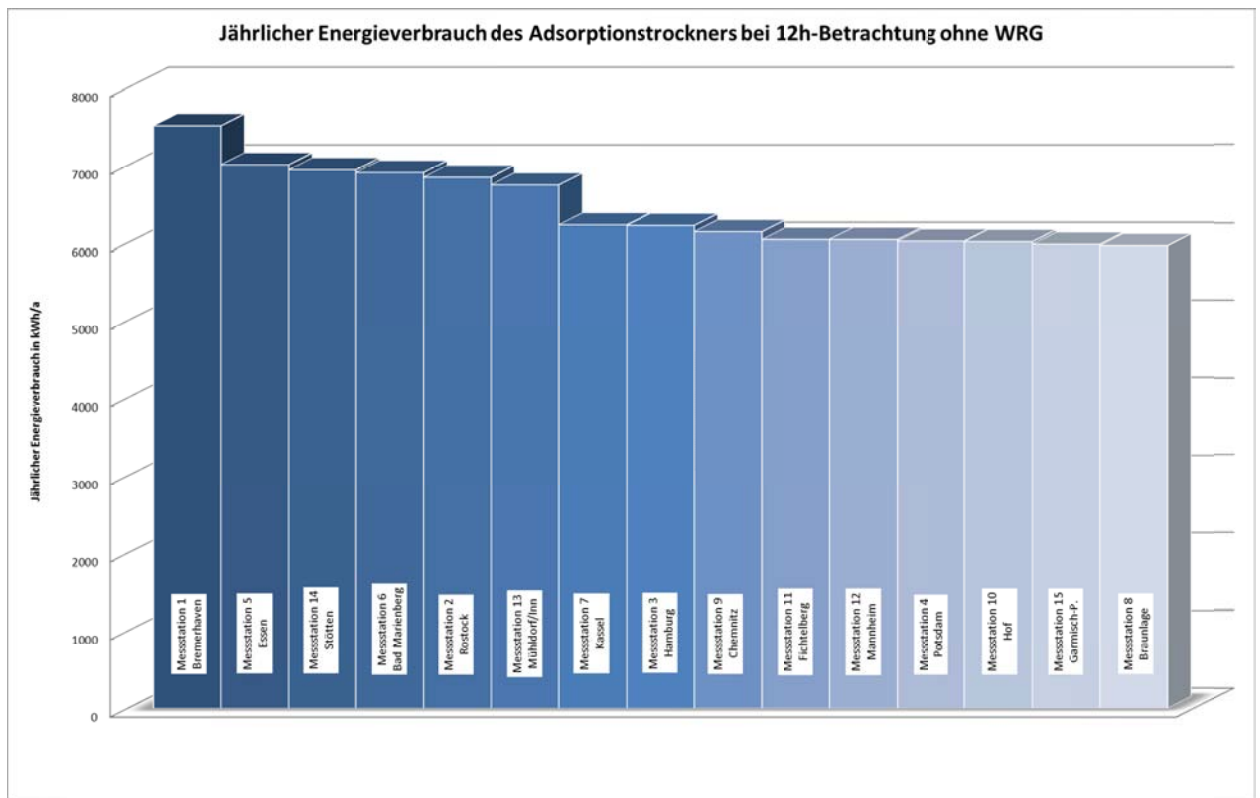


Bild 3.1 Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 12h-Betrachtung ohne WRG

In der VDI 4710 Blatt 3 sind die ρ -Korrelationen von 15 Wetterstationen des Deutschen Wetterdiensts (DWD) in Deutschland enthalten. Diese sind nochmal unterteilt in zwei Betrachtungszeiträume. Zum einen sind die Wertepaare für eine 24h-Betrachtung und zum anderen für eine 12h-Betrachtung (06 – 18 Uhr) hinterlegt. Die mittleren Jahresstunden aller Kombinationen von Außenlufttemperatur und Wasserdampfgehalt dienen als Grundlage zur Einschätzung des jährlichen Energieverbrauches. Dazu werden einfach die mittleren Jahresstunden einer ρ -Korrelation mit der für die Entfeuchtung erforderlichen Leistung multipliziert. Alle Werte aufsummiert ergeben den zu erwartenden Energieverbrauch. Innerhalb der 24h-Betrachtung wird eine kontinuierliche Nutzung des Entfeuchters angenommen. In der 12h-Betrachtung hingegen wird zusätzlich der Wochengang berücksichtigt. Die wöchentliche Betriebsdauer beträgt 5 Tage, Feiertage sind jedoch nicht kalkuliert.

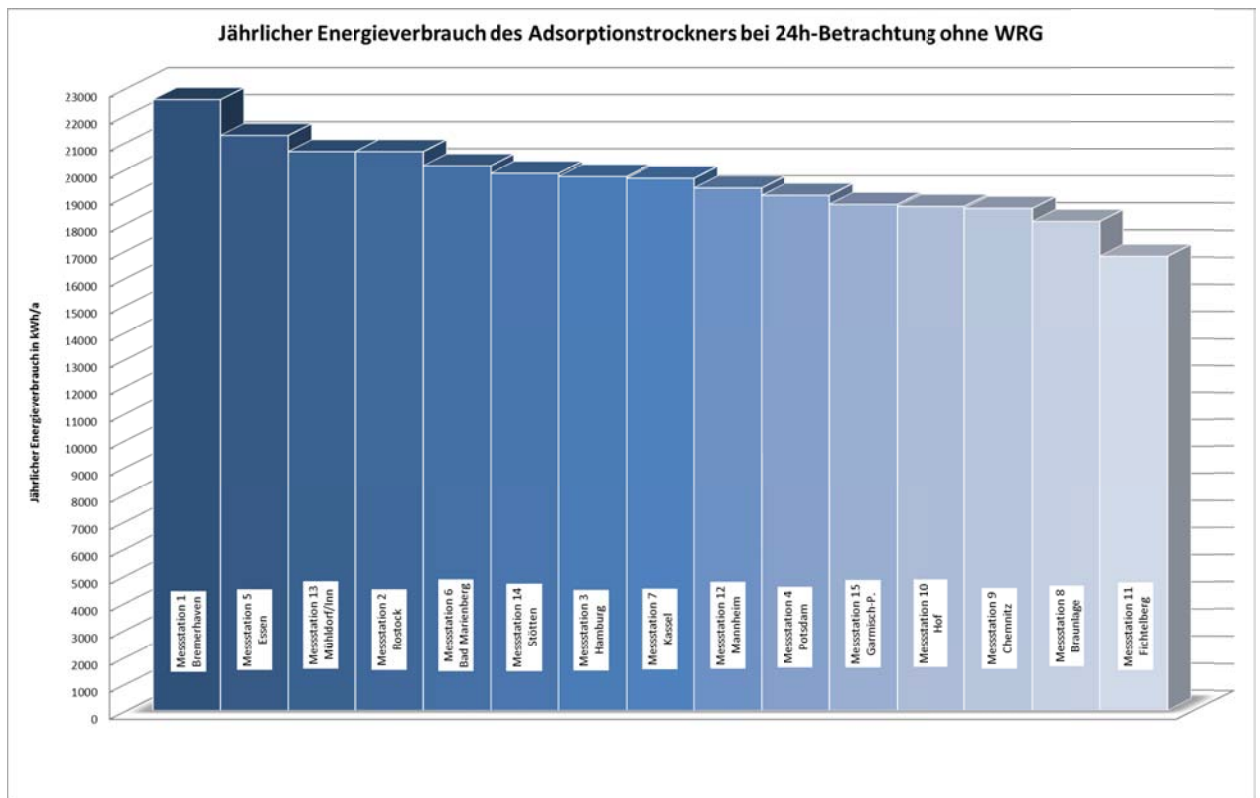


Bild 3.2 Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 24h-Betrachtung ohne WRG

In der Tabelle 3.1 sind die berechneten Verbrauchswerte für den Luftentfeuchter aufgelistet. Für jede der 15 Messstationen sind die zu erwartenden Energieverbräuche sowohl für den 12h-Betrieb zwischen 06 – 18 Uhr als auch für den 24h-Betrieb dargestellt. Auf den Bildern 3.1 und 3.2 sind alle Messstationen mit absteigendem Energieverbrauch in Diagrammen sortiert aufgeführt. Auch hier die Unterteilung in 12h- und 24h-Betrieb. Deutlich zu erkennen ist, dass die Unterschiede im Energieverbrauch bei reinem Tagesbetrieb kleiner sind. Im Betrieb über die Abend-/Nachtstunden muss der Luftentfeuchter eine höhere Entfeuchtungsleistung bringen. Aufgrund der höheren relativen Luftfeuchtigkeit, welche sich beim Abkühlen der Luft einstellt, erhöht sich der Energiebedarf zur Entfeuchtung (siehe dazu Kapitel 1.1 Adsorptions-Luftentfeuchter). Je nach Standort sind die Feuchtelasten daher unterschiedlicher verteilt.

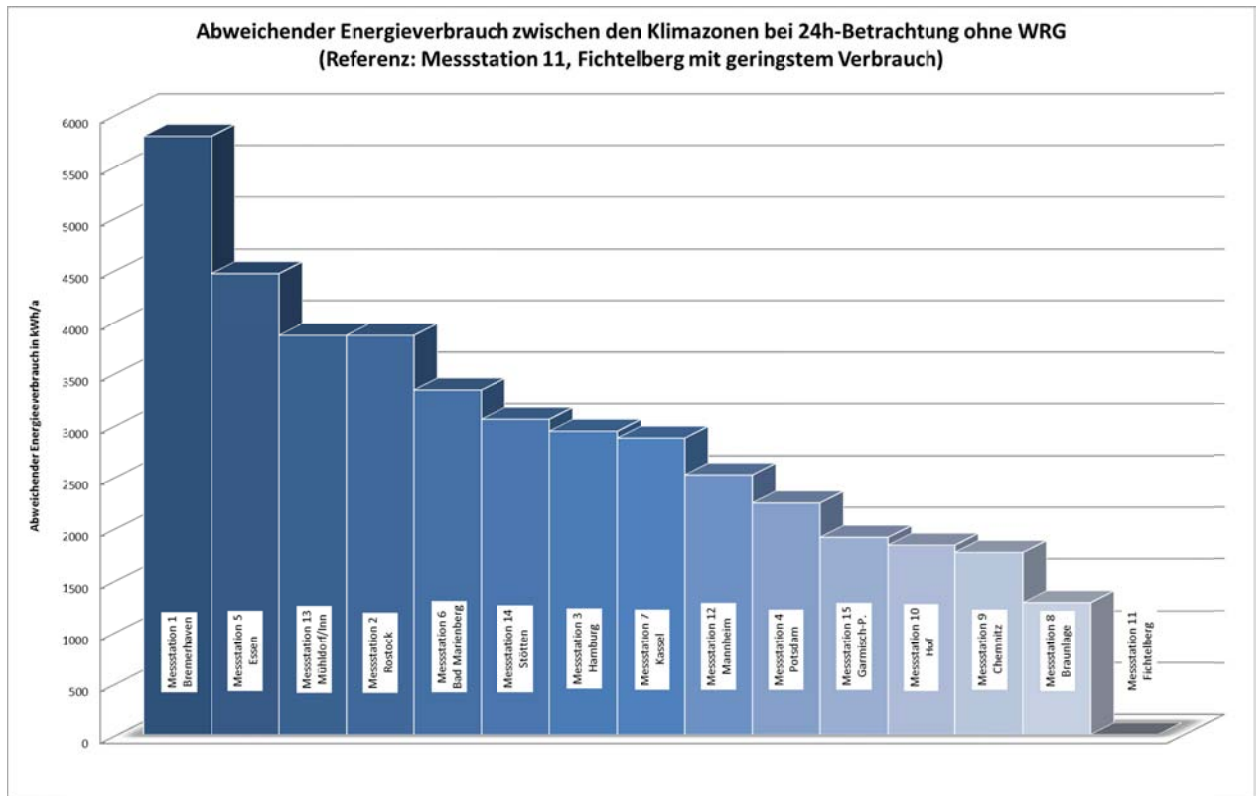


Bild 3.3 Abweichender Energieverbrauch zwischen den Klimazonen bei 24h-Betrachtung ohne WRG

An Bild 3.3 sind deutliche Unterschiede im Energiebedarf zu erkennen. Dargestellt sind die zusätzlichen Energieverbräuche im Vergleich zur Referenz-Messstation mit dem geringsten Energieverbrauch zur Erreichung des Entfeuchtungsziels (für diesen Betrachtungsfall die Messstation 11, Fichtelberg). Der Luftentfeuchter am Standort 1, Bremerhaven, braucht ganze 34,5 % mehr Energie zum Erreichen des gewünschten Entfeuchtungsziels als der Luftentfeuchter am Standort 11, Fichtelberg.

3.2 Energieverbrauch mit WRG

Messstation	Energieverbrauch 12h mit WRG in kWh/a	Energieverbrauch 24h mit WRG in kWh/a
Messstation 1 Bremerhaven	6.497,3	19.479,3
Messstation 2 Rostock	5.931,7	17.838,9
Messstation 3 Hamburg	5.376,9	16.977,2
Messstation 4 Potsdam	5.212,1	16.397,0
Messstation 5 Essen	6.050,7	18.291,0
Messstation 6 Bad Marienberg	5.921,0	17.185,8
Messstation 7 Kassel	5.378,7	16.901,0
Messstation 8 Braunlage	5.106,5	15.403,0
Messstation 9 Chemnitz	5.303,9	15.951,5
Messstation 10 Hof	5.168,0	15.923,1
Messstation 11 Fichtelberg	5.128,1	14.196,1
Messstation 12 Mannheim	5.243,7	16.690,6
Messstation 13 Mühdorf/Inn	5.853,3	17.802,3
Messstation 14 Stötten	5.972,2	17.005,4
Messstation 15 Garmisch-P.	5.170,8	16.045,1

Tabelle 3.2 Jährliche Energieverbräuche für den untersuchten Entfeuchtungsprozess mit WRG

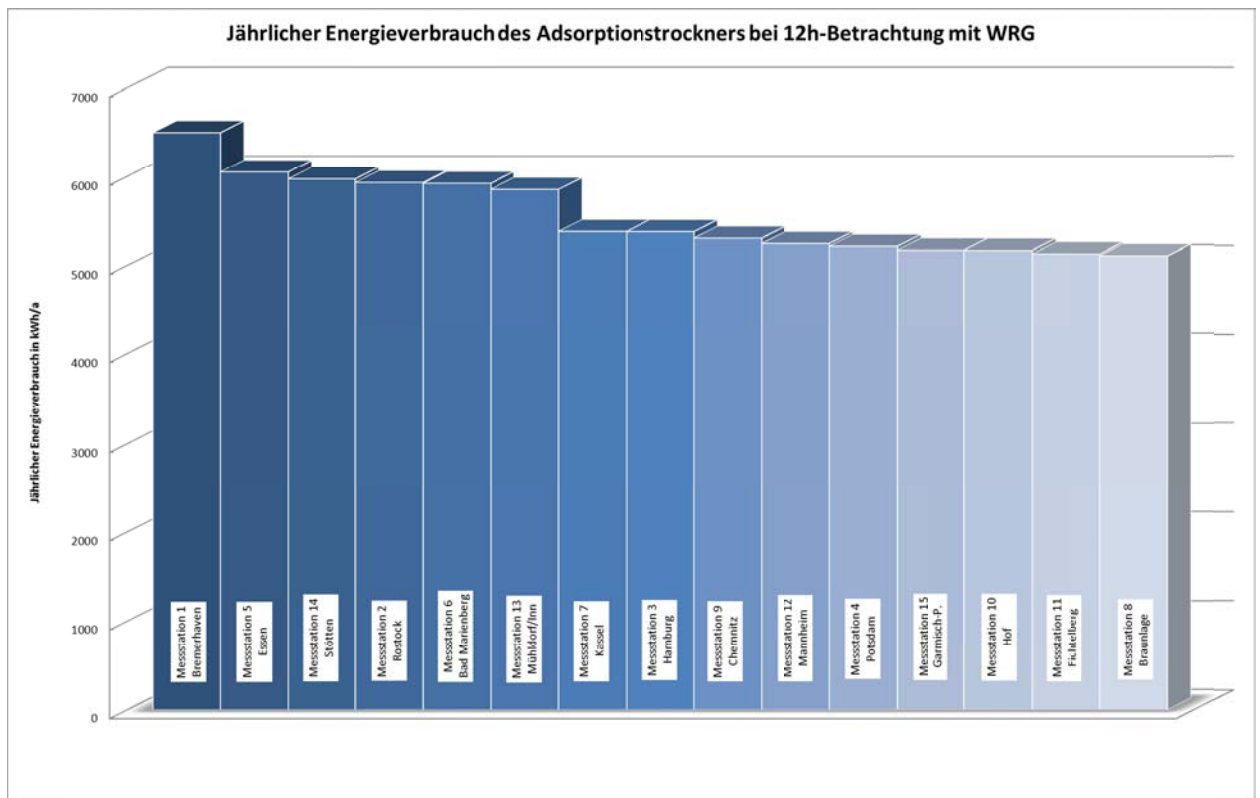


Bild 3.4 Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 12h-Betrachtung mit WRG

In der Tabelle 3.2 sind die berechneten Verbrauchswerte für den Luftentfeuchter abzüglich der Wärmerückgewinnung durch den Kreuzstromwärmetauscher dargestellt. Jeder mögliche und nötige (erst ab Feuchten oberhalb 6 g/kg muss im untersuchten Fall entfeuchtet werden) Betriebspunkt lt. VDI 4710 Blatt 3 wurde im Auslegungstool der Firma Klingenburg simuliert um die zurückgewonnene Leistung zu ermitteln. In dieser Tabelle sind die zu erwartenden Verbrauchswerte hinterlegt, in der folgenden Tabelle 3.3 werden nur die Einsparungen aufgeführt.

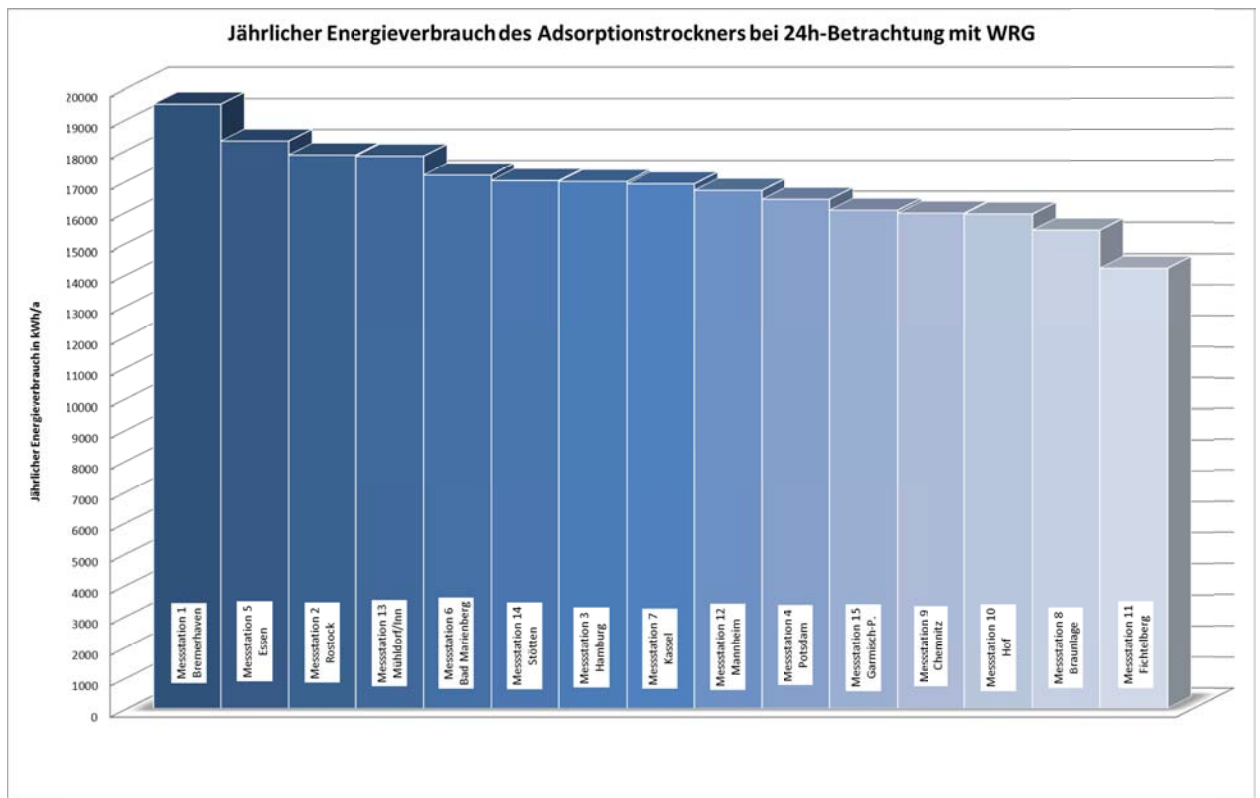


Bild 3.5 Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 24h-Betrachtung mit WRG

Wie schon auf den Bildern 3.1 und 3.2 zu erkennen ist, ist der Diagrammverlauf nicht identisch für beide Untersuchungszeiträume. Die Abweichungen im Energieverbrauch sind in der 24h-Betrachtung größer, das Diagramm ähnelt einer Stufenanlage. In der 12h-Betrachtung bilden sich eher zwei Flächen mit ähnlich hohen Verbräuchen aus. Analog dazu ergeben sich die Diagramme für den Energieverbrauch mit WRG (Bild 3.3 und 3.4), welche sich in Aufbau und Struktur stark gleichen.

3.3 Einsparungen durch die WRG

Für den in 3.1 beschriebenen Bilanzpunkt wird hier exemplarisch eine gesamte Bilanzierung des Kreuzstromwärmetauschers dargestellt. Die Umgebungsbedingungen sind daher identisch, der Enthalpiestrom $\dot{H}_{RE,AUS}$ aus der Entfeuchter-Bilanz entspricht annähernd dem Enthalpiestrom \dot{H}_{AB} am Eintritt der WRG (durch die veränderten Eintrittsbedingungen in den Entfeuchter stellt sich ein neuer Massenstrom der trockenen Luft ein, der Enthalpiestrom ändert sich proportional zum Massenstrom).

Relevante Daten im Bilanzpunkt, entnommen aus MRC (siehe Bild 2.9) und den Daten aus dem Klingenburg-Tool (siehe dazu Bild 2.10 und 2.11):

Umgebungsdruck p	1013 mbar
Umgebungstemperatur $t_{EIN} \hat{=} t_{AU}$	27,5 °C
Eintrittstemperatur t_{AB}	40,4 °C
Austrittstemperaturen t_{ZU}/t_{FO}	34,7 °C / 37,1 °C
Wasserdampfbeladung $x_{EIN} \hat{=} x_{AU} \hat{=} x_{ZU}$	15,5 g/kg tr. L.
Wasserdampfbeladungen x_{AB}/x_{FO}	33,9 g/kg tr. L. / 32,36 g/kg tr. L.
Wasserdampfbeladung φ_{AB}	69,5 % rel. Feuchte
Betriebsvolumenstrom Regenerationsluft \dot{V}_{ZU}	254 m ³ /h

Massenstrombilanz

$$v_{1+x,ZU} = \frac{t_{ZU} + 273,15}{p} * (R_L + x_{ZU} * R_D)$$

$$v_{1+x,ZU} = \frac{(34,7 + 273,15)K}{1013 * 10^2 Pa} * \left(287,1 + \frac{15,5}{1000} * 461,5 \right) \frac{kJ}{kg * K} = \mathbf{0,8942} \frac{m^3}{kg}$$

$$\dot{m}_{L,WRG} = \frac{\dot{V}_{ZU}}{v_{1+x,ZU}} = \frac{254 \frac{m^3}{h}}{0,8942 \frac{m^3}{kg}} * \frac{1}{3600 \frac{s}{h}} = \mathbf{0,0789} \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{AU} = \dot{m}_{ZU}$$

$$\dot{m}_{ZU} + \dot{m}_W = \dot{m}_{AB}$$

$$\dot{m}_{AB} = \dot{m}_{FO} + \dot{m}_{KON}$$

$$\dot{m}_{ZU} + \dot{m}_W = \dot{m}_{FO} + \dot{m}_{KON}$$

mit $\dot{m}_W = \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{ZU})$ (Massenstrom Wasser aus Desorption)

$\dot{m}_{KON} = \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{FO})$ (Massenstrom Kondensat)

$$\dot{m}_{L,WRG} * (1 + x_{AU}) + \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{ZU}) =$$

$$\dot{m}_{L,WRG} * (1 + x_{FO}) + \dot{m}_{L,WRG} * (x_{AB} - x_{FO})$$

$$0,0789 \frac{kg}{s} * \left(1 + \frac{15,5}{1000}\right) + 0,0789 \frac{kg}{s} * \left(\frac{33,9}{1000} - \frac{15,5}{1000}\right) =$$

$$0,0789 \frac{kg}{s} * \left(1 + \frac{32,36}{1000}\right) + 0,0789 \frac{kg}{s} * \left(\frac{33,9}{1000} - \frac{32,36}{1000}\right)$$

$$\mathbf{0,0816 \frac{kg}{s} = 0,0816 \frac{kg}{s}}$$

$0,0816 \frac{kg}{s}$ entspricht sowohl dem Massenstrom der feuchten Abluft aus dem Entfeuchter als auch der Summe von Fortluft und Kondensat. Ohne Kondensation im Wärmetauscher vereinfacht sich die Bilanz, der Abluftmassenstrom ist genauso groß wie der Fortluftmassenstrom. Der Außenluftmassenstrom ist immer genauso groß wie der Zuluftmassenstrom, da weder Feuchteintrag noch Kondensation auftreten.

Energiebilanz

$$\dot{Q}_{Zugeführt} = \dot{Q}_{Abgeführt}$$

$$\dot{Q}_{Zu} = \dot{H}_{AU} + \dot{H}_{AB}$$

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{H}_{ZU} + \dot{H}_{FO} + \dot{H}_{KON} + \dot{Q}_{Verlust}$$

$$\dot{m}_{L,WRG} * (h_{(1+x)AU} + h_{(1+x)AB}) =$$

$$\dot{m}_{L,WRG} * (h_{(1+x)ZU} + h_{(1+x)FO}) + \dot{m}_{KON} * h_{KON} + \dot{Q}_{Verlust}$$

Bestimmung der spezifischen Enthalpien, sowie der Enthalpieströme:

$$h_{(1+x),AU} = 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 27,5 K + \frac{15,5}{1000} * (2500 \frac{kJ}{kg} + 1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 27,5 K)$$

$$h_{(1+x),AU} = \mathbf{67,32 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{H}_{AU} = 0,0789 \frac{kg}{s} * 67,32 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{5,31 kW}$$

$$h_{(1+x),AB} = 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 40,4 K + \frac{33,9}{1000} * (2500 \frac{kJ}{kg} + 1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 40,4 K)$$

$$h_{(1+x),AB} = \mathbf{128,10 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{H}_{AB} = 0,0789 \frac{kg}{s} * 128,10 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{10,11 kW}$$

$$h_{(1+x),ZU} = 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 34,7 K + \frac{15,5}{1000} * (2500 \frac{kJ}{kg} + 1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 34,7 K)$$

$$h_{(1+x),ZU} = \mathbf{74,80 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{H}_{ZU} = 0,0789 \frac{kg}{s} * 74,80 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{5,90 kW}$$

$$h_{(1+x),ZU,trocken} = 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 34,1 K + \frac{15,5}{1000} * (2500 \frac{kJ}{kg} + 1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 34,1 K)$$

$$h_{(1+x),ZU,trocken} = \mathbf{74,17 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{H}_{ZU,trocken} = 0,0789 \frac{kg}{s} * 74,17 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{5,85 kW}$$

$$h_{(1+x),FO} = 1,01 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 37,1 K + \frac{32,26}{1000} * (2500 \frac{kJ}{kg} + 1,86 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 37,1 K)$$

$$h_{(1+x),FO} = \mathbf{120,35 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{H}_{FO} = 0,0789 \frac{kg}{s} * 120,35 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{9,50 kW}$$

$$t_{KON} = t_{TAU} = \frac{241,2 * \ln\left(\frac{69,5}{100}\right) + \frac{4222,03716 * 40,4}{241,2 + 40,4}}{17,5043 - \ln\left(\frac{69,5}{100}\right) - \frac{17,5043 * 40,4}{241,2 + 40,4}} = \mathbf{33,73 \text{ } ^\circ C}$$

$$h_{KON} = c_{pW} * t_{KON} = 4,19 \frac{kJ}{kg \cdot K} * 33,73 \text{ } ^\circ C = \mathbf{141,33 \frac{kJ}{kg}}$$

$$\dot{m}_{KON} = 0,44 \frac{kg}{h} * \frac{1 h}{3600 s} = \mathbf{1,22 * 10^{-4} \frac{kg}{s}}$$

$$\dot{H}_{KON} = 1,22 * 10^{-4} \frac{kg}{s} * 141,33 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{0,0172 kW}$$

Bestimmung der Übertragungsleistungen:

$$\dot{H}_{WRG} = \dot{H}_{ZU} - \dot{H}_{AU}$$

$$\dot{H}_{WRG} = 5,90 kW - 5,31 kW = \mathbf{0,59 kW}$$

$$\dot{H}_{WRG,sensibel} = \dot{H}_{ZU,trocken} - \dot{H}_{AU}$$

$$\dot{H}_{WRG,sensibel} = 5,85 kW - 5,31 kW = \mathbf{0,54 kW}$$

$$\dot{H}_{WRG,latent} = \dot{H}_{ZU} - \dot{H}_{ZU,trocken}$$

$$\dot{H}_{WRG,latent} = 5,90 kW - 5,85 kW = \mathbf{0,05 kW}$$

$$\dot{Q}_{Verlust} = 5,31 + 10,11 - 5,90 - 9,50 - 0,0172 = \mathbf{2,8 * 10^{-3} kW}$$

Resultierende Erhitzerleistung mit WRG

$$P_{elektrisch,neu} = 6,00 kW - \frac{218 \frac{m^3}{h}}{254 \frac{m^3}{h}} * 0,59 kW = \mathbf{5,49 kW}$$

Messstation	Energieeinsparung 12h durch WRG in kWh/a	Einsparung in %	Energieeinsparung 24h durch WRG in kWh/a	Einsparung in %
Messstation 1 Bremerhaven	1.015,7	13,5	3.093,4	13,7
Messstation 2 Rostock	914,1	13,4	2.810,7	13,6
Messstation 3 Hamburg	846,5	13,6	2.749,1	13,9
Messstation 4 Potsdam	809,1	13,4	2.631,9	13,8
Messstation 5 Essen	958,2	13,7	2.958,5	13,9
Messstation 6 Bad Marienberg	986,3	14,3	2.932,3	14,6
Messstation 7 Kassel	852,8	13,7	2.758,7	14,0
Messstation 8 Braunlage	856,8	14,4	2.665,6	14,8
Messstation 9 Chemnitz	839,2	13,7	2.597,8	14,0
Messstation 10 Hof	847,2	14,1	2.695,9	14,5
Messstation 11 Fichtelberg	914,6	15,1	2.592,5	15,4
Messstation 12 Mannheim	799,0	13,2	2.611,3	13,5
Messstation 13 Mühdorf/Inn	894,4	13,3	2.847,4	13,8
Messstation 14 Stötten	970,1	14,0	2.837,0	14,3
Messstation 15 Garmisch-P.	811,0	13,6	2.650,4	14,2

Tabelle 3.3 Jährliche Energieeinsparung durch die WRG im untersuchten Entfeuchtungsprozess

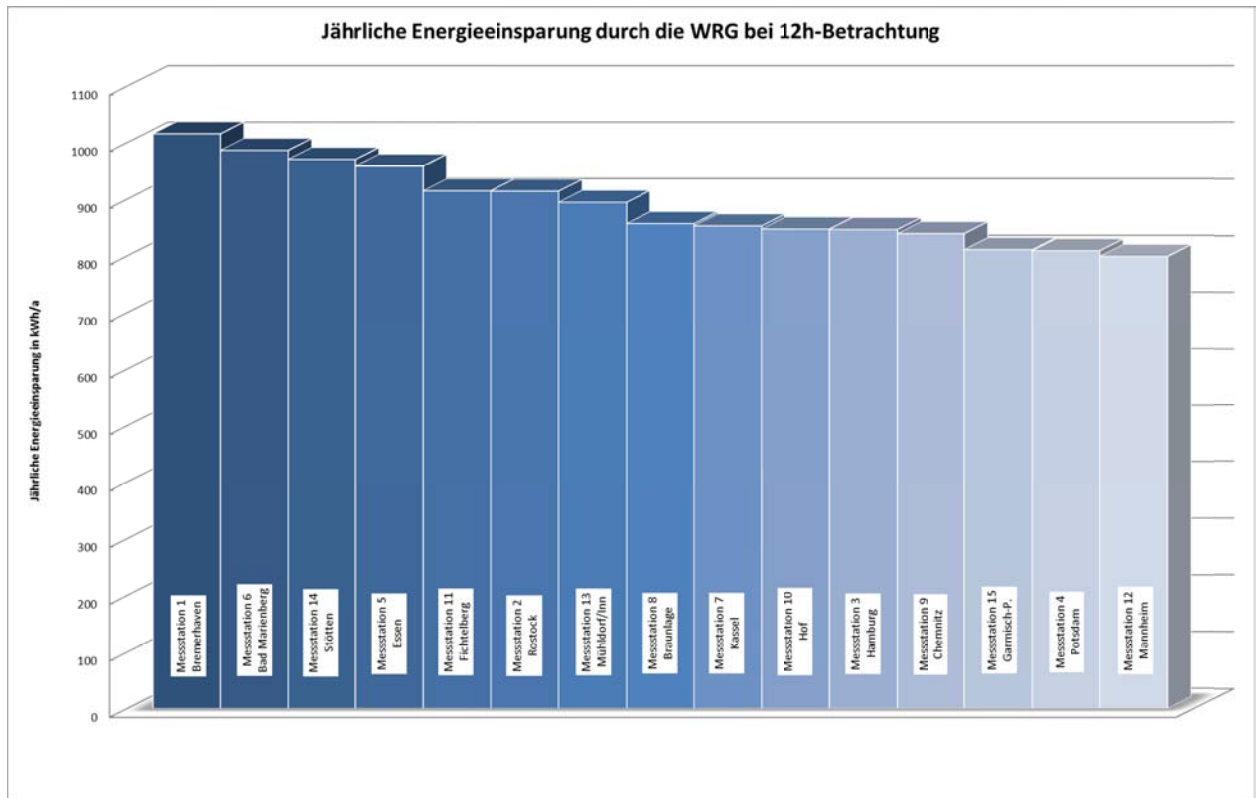


Bild 3.6 Jährliche Energieeinsparung durch die WRG bei 12h-Betrachtung

Die Übertragungsleistung des Kreuzstromwärmetauschers variiert um rund 2 Prozent innerhalb der verschiedenen Klimazonen. Sie deckt zwischen 13,2 ... 15,1 % bei 12h-Betrachtung und zwischen 13,5 ... 15,4 % in der 24h-Betrachtung von der benötigten Heizleistung zur Entfeuchtung ab. Durch die relativ konstante Übertragungsleistung steigt die Einsparung linear mit dem Verbrauch der Luftentfeuchter. Die Unterschiede in den Übertragungsleistungen treten zum einen durch die unterschiedlichen Feuchtelasten selbst auf, es kommt vermehrt zur Kondensation und damit zur Erhöhung der Rückwärmzahl und zum anderen durch die unterschiedliche Häufigkeit der auftretenden Fälle.

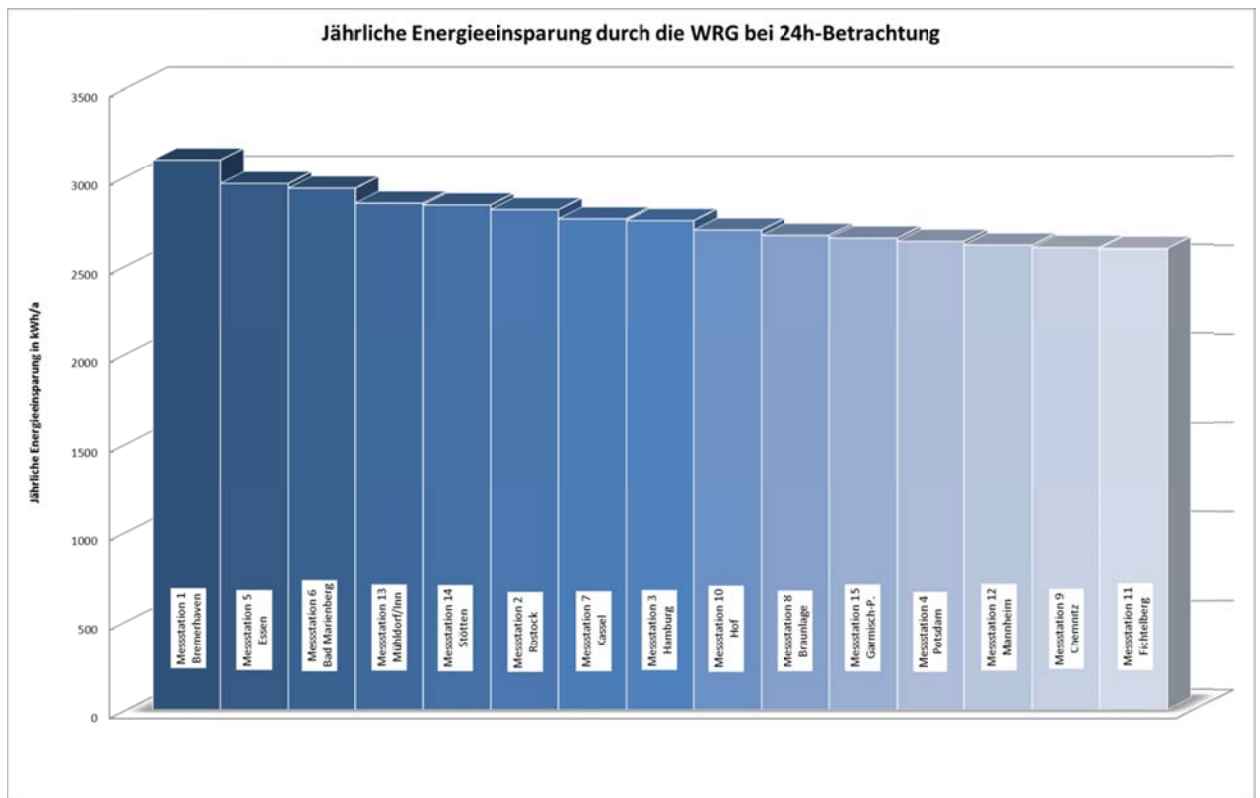


Bild 3.7 Jährliche Energieeinsparung durch die WRG bei 24h-Betrachtung

Die in Tabelle 3.3 hinterlegten Energieeinsparungen sind die Basis für die Wirtschaftlichkeitsberechnung im folgenden Kapitel.

3.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

3.4.1 Berechnungsmethode

In der VDI 3803 Blatt 5-Entwurf (Raumluftechnik, Geräteanforderungen Wärmerückgewinnungssysteme) wird für die Wirtschaftlichkeitsberechnung das betriebswirtschaftliche Kapitalwert-Verfahren ohne die Berücksichtigung eines Restwerts angewandt, da der Restwert einer Wärmerückgewinnung praktisch nicht gegeben ist. Da es sich beim untersuchten Gerät um ein nicht variables Standardgerät handelt (Betriebsvolumenstrom ist definiert, installierte Erhitzerleistung ist auf diesen Strom ausgelegt), entfällt die Betrachtung für Minderinvestitionen aufgrund der Energieeinsparungen innerhalb der Bilanzgrenzen. Als Investition ist deswegen nur der Kapitaleinsatz durch die Investition (I) an sich anzusetzen. Unterhaltskosten (E_U), Kapitalkosten (E_K) und Kosten für zusätzliche elektrische Aufwendungen (E_{el}) bilden den Aufwand zum Betrieb der Anlage. Die jährliche Einsparung (E) durch die WRG ist monetär von den eingesparten Energiemengen (energetischer Nutzen der WRG (E_{WRG})) abhängig. Die zwei ausschlaggebenden Faktoren zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit sind der Kapitalwert der Ersparnisse (K) und die Amortisationszeit (a). Der Kapitalwert der Ersparnisse gibt an, wie viel während der Nutzungszeit (n) im Vergleich zu einer anderen Anlage der Investitionssumme zu einem definierten kalkulatorischen Zinssatz (i) und einer Preissteigerungsrate (j) mit der WRG verdient werden kann. Ein positiver Wert weist auf eine gute Rendite hin, ist der Kapitalwert der Ersparnisse negativ, so sollte, wirtschaftlich betrachtet, von solch einer Investition abgesehen werden. Die Amortisationszeit beschreibt, wann die Investition refinanziert ist. Die Amortisationszeit der Wärmerückgewinnung muss daher innerhalb der Nutzungsdauer liegen um sich zu refinanzieren.

Der Kapitalwert der Ersparnisse E kalkuliert sich aus:

$$K = E * b - I \quad (\text{Gl. 3.1})$$

Die jährliche Einsparung E der WRG bemisst sich aus der Differenz zwischen dem Nutzen und den Aufwendungen:

$$E = \text{Nutzen} - \text{Aufwand}$$

$$E = E_{WRG} - E_{el} - E_U - E_K \quad (\text{Gl. 3.2})$$

Der Barwertfaktor b mit Bezug zum Nutzungszeitraum n gibt den relativen Wert künftiger Erträge und Aufwendungen, abgezinst auf den heutigen Zeitpunkt, an und errechnet sich unter Berücksichtigung der Preissteigerung j aus:

$$b = \frac{1 - \left(\frac{1+j}{1+i}\right)^n}{i-j} \quad (\text{Gl. 3.3})$$

Im Fall von gleichbleibenden Ein- und Ausgaben ermittelt sich die Amortisation a unter Berücksichtigung von Zinseffekten nach der folgenden Gleichung:

$$a = \frac{\log\left(\frac{E}{E-I*(i-j)}\right)}{\log\left(\frac{1+i}{1+j}\right)} \quad (\text{Gl. 3.4})$$

Der kalkulatorische Zinssatz wurde nach dem Durchschnitt der Umlaufrenditen inländischer Inhaberschuldverschreibungen berechnet. Die deutsche Bundesbank stellt diese makroökonomischen Zeitreihen bis ins Jahr 1955 zurückreichend kostenfrei zur Verfügung [2].

Durchschnitt der letzten 5 Jahre	3,13 %
Durchschnitt der letzten 10 Jahre	3,44 %
Durchschnitt der letzten 15 Jahre	3,88 %
Durchschnitt der letzten 20 Jahre	4,55 %

Tabelle 3.4 Durchschnittliche Umlaufrenditen inländischer Inhaberschuldverschreibungen

3.4.2 Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Zur Ermittlung der Wirtschaftlichkeit müssen zuerst die zu erwartenden Kosten bekannt sein. In einer internen Kalkulation wurde zum einen der Verkaufspreis eines Luftentfeuchters ohne Wärmerückgewinnung berechnet und anschließend, basierend auf dem Angebot, der Verkaufspreis für eine Anlage mit nachgeschalteter Wärmerückgewinnung bestimmt. Die Differenz beschreibt die Mehrinvestition, welche der Kunde zu tragen hat. Dieser Betrag muss sich mindestens innerhalb der vorgegebenen Nutzungsdauer amortisieren. Jede vorzeitige Amortisation bedeutet einen Kapitalgewinn durch die WRG. In die Kalkulation ohne Wärmerückgewinnung fließen die Kosten für den Luftentfeuchter, die Feuchteregelung sowie Arbeitsstunden für die Abwicklung, die Inbetriebnahme und den Materialein- und ausgang ein.

Inklusive eines Deckungsbeitrags beläuft sich der Verkaufspreis ohne WRG auf 10.420 €.

In die Kalkulation mit Wärmerückgewinnung kommen zusätzlich die Kosten für die Fertigung der WRG in Belgien (Gehäuse und Montage des Kreuzstromwärmetauschers), Kleinmaterial zur Verbindung der Komponenten in der Werkstatt sowie Arbeitsstunden zur Endmontage.

Inklusive eines Deckungsbeitrags beläuft sich der Verkaufspreis mit WRG auf 13.920 €.

Daraus ergibt sich eine Mehrinvestition von 3.500 € für den Kunden. Dieser Betrag entspricht in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung unabhängig von der Nutzungsdauer dem Kapitaleinsatz durch die Investition (I).

In der Abschreibungstabelle für allgemein verwendbare Anlagegüter (kurz: "AfA-Tabelle AV") ist die betriebsgewöhnliche Nutzungsdauer von Rückgewinnungsanlagen mit 10 Jahren angegeben. Für die Nutzungsdauer (n) der Anlage wird daher auch ein Zeitraum von 10 Jahren angenommen. In Anlehnung an den Nutzungszeitraum wird für den kalkulatorischen Zinssatz (i) der Durchschnitt der letzten 10 Jahre zu Grunde gelegt. Gut gerundet wird mit einem Zinssatz von 3,5 % kalkuliert.

Nach Rücksprache im Hause Munters wurde sich auf eine branchenübliche Preissteigerungsrate (j) von durchschnittlich 5 % zur Kalkulation geeinigt.

Durch einen jährlichen Wartungsvertrag für den Luftentfeuchter entstehen durchschnittlich Kosten von 500 €/a. Der Wartungsaufwand für den nachgeschalteten Kreuzstromwärmetauscher ist sehr gering, da es sich um keine beweglichen oder elektrischen Bauteile handelt. Eine kurze Kontrolle auf Dichtigkeit der Verbindungen sowie auf Verunreinigungen der Komponenten ist ausreichend. Es wird daher für Unterhaltskosten (E_U) ein Betrag von 50 €/a angesetzt.

Für zusätzliche elektrische Aufwendungen (E_{el}) wurden in 2.3.1 Bilanzgrenzen S. 31 für den 12h-Betrieb 10 €/a und für den 24h-Betrieb 20 €/a festgesetzt.

Aufgrund des relativ geringen kalkulatorischen Zinses und der geringen Investitionssumme wird das Projekt mit Eigenkapital finanziert. Durch diesen Umstand entstehen keine weiteren Kapitalkosten (E_K).

Durch diese Festlegungen kann zuerst der Barwertfaktor (b) nach Gl. 3.3 bestimmt werden:

$$b = \frac{1 - \left(\frac{1+j}{1+i}\right)^n}{i-j} = \frac{1 - \left(\frac{1+0,05}{1+0,035}\right)^{10}}{0,035-0,05} = \mathbf{10,32}$$

Dieser Wert ist für alle Betrachtungen gleich.

Um den Einfluss der Energiekosten deutlich zu machen, wurde die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung mit drei verschiedenen Strompreisen (0,10 €/kWh, 0,15 €/kWh und 0,20 €/kWh) durchgeführt.

Die Ergebnisse für die Amortisation (aus Gl. 3.4), die jährlichen Einsparungen (aus Gl. 3.2) und den Kapitalwert der Ersparnisse (aus Gl. 3.1) sind für die unterschiedlichen Betrachtungen in den folgenden sechs Tabellen zusammengetragen.

Messtation	Energieeinsparung durch WRG 12h-Betrieb in kWh/a	Amortisation in Jahren	Jährliche Einsparung in Euro	Kapitalwert in Euro
Messtation 1 Bremerhaven	1.015,7	68,07	31,57	-3.173,3
Messtation 2 Rostock	914,1	86,11	21,41	-3.279,1
Messtation 3 Hamburg	846,5	105,81	14,65	-3.348,9
Messtation 4 Potsdam	809,1	122,31	10,91	-3.387,4
Messtation 5 Essen	958,2	77,12	25,82	-3.233,6
Messtation 6 Bad Marienberg	986,3	72,39	28,63	-3.204,6
Messtation 7 Kassel	852,8	103,53	15,28	-3.342,4
Messtation 8 Braunlage	856,8	102,15	15,68	-3.338,2
Messtation 9 Chemnitz	839,2	108,6	13,92	-3.356,4
Messtation 10 Hof	847,2	105,55	14,72	-3.348,1
Messtation 11 Fichtelberg	914,6	85,99	21,46	-3.278,6
Messtation 12 Mannheim	799,0	127,95	9,9	-3.397,9
Messtation 13 Mühdorf/Inn	894,4	90,94	19,44	-3.299,4
Messtation 14 Stötten	970,1	75,04	27,01	-3.221,3
Messtation 15 Garmisch-P.	811,0	121,32	11,1	-3.385,5

Tabelle 3.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,10 €/kWh und 12h-Betrieb

Messtation	Energieeinsparung durch WRG 12h-Betrieb in kWh/a	Amortisation in Jahren	Jährliche Einsparung in Euro	Kapitalwert in Euro
Messtation 1 Bremerhaven	1.015,7	34,27	82,36	-2.650,3
Messtation 2 Rostock	914,1	40,16	67,12	-2.807,6
Messtation 3 Hamburg	846,5	45,39	56,98	-2.912,2
Messtation 4 Potsdam	809,1	48,94	51,37	-2.970,1
Messtation 5 Essen	958,2	37,37	73,73	-2.739,3
Messtation 6 Bad Marienberg	986,3	35,79	77,95	-2.695,8
Messtation 7 Kassel	852,8	44,84	57,92	-2.902,4
Messtation 8 Braunlage	856,8	44,5	58,52	-2.896,3
Messtation 9 Chemnitz	839,2	46,02	55,88	-2.923,5
Messtation 10 Hof	847,2	45,33	57,08	-2.911,1
Messtation 11 Fichtelberg	914,6	40,13	67,19	-2.806,8
Messtation 12 Mannheim	799,0	50	49,85	-2.985,7
Messtation 13 Mühdorf/Inn	894,4	41,55	64,16	-2.838,1
Messtation 14 Stötten	970,1	36,68	75,52	-2.720,9
Messtation 15 Garmisch-P.	811,0	48,74	51,65	-2.967,1

Tabelle 3.6 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,15 €/kWh und 12h-Betrieb

Messstation	Energieeinsparung durch WRG 12h-Betrieb in kWh/a	Amortisation in Jahren	Jährliche Einsparung in Euro	Kapitalwert in Euro
Messstation 1 Bremerhaven	1.015,7	23,1	133,14	-2.126,4
Messstation 2 Rostock	914,1	26,55	112,82	-2.336
Messstation 3 Hamburg	846,5	29,5	99,3	-2.475,5
Messstation 4 Potsdam	809,1	31,43	91,82	-2.552,7
Messstation 5 Essen	958,2	24,94	121,64	-2.245
Messstation 6 Bad Marienberg	986,3	24	127,26	-2.187,1
Messstation 7 Kassel	852,8	29,19	100,56	-2.462,5
Messstation 8 Braunlage	856,8	29,01	101,36	-2.454,3
Messstation 9 Chemnitz	839,2	29,85	97,84	-2.490,6
Messstation 10 Hof	847,2	29,46	99,44	-2.474,1
Messstation 11 Fichtelberg	914,6	26,54	112,92	-2.335
Messstation 12 Mannheim	799,0	31,99	89,8	-2.573,5
Messstation 13 Mühdorf/Inn	894,4	27,35	108,88	-2.376,7
Messstation 14 Stötten	970,1	24,53	124,02	-2.220,5
Messstation 15 Garmisch-P.	811,0	31,32	92,2	-2.548,8

Tabelle 3.7 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,20 €/kWh und 12h-Betrieb

In den Tabellen 3.5 bis 3.7 sind die Kennzahlen der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für den 12h-Betrieb aufgeführt. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Anlage unter diesen Bedingungen nicht rentabel betreiben lässt. Es werden ganz im Gegenteil große Verluste eingefahren. Für einen wirtschaftlichen Betrieb müssten, in Abhängigkeit von den Energiekosten, mindestens folgende Energieeinsparungen durch die Wärmerückgewinnung realisiert werden:

Energiekosten in €/kWh	Benötigte Einsparung durch WRG in kWh/a
0,20	2.050
0,15	2.730
0,10	4.090

Tabelle 3.8 Benötigte Energieeinsparung für einen wirtschaftlichen Betrieb

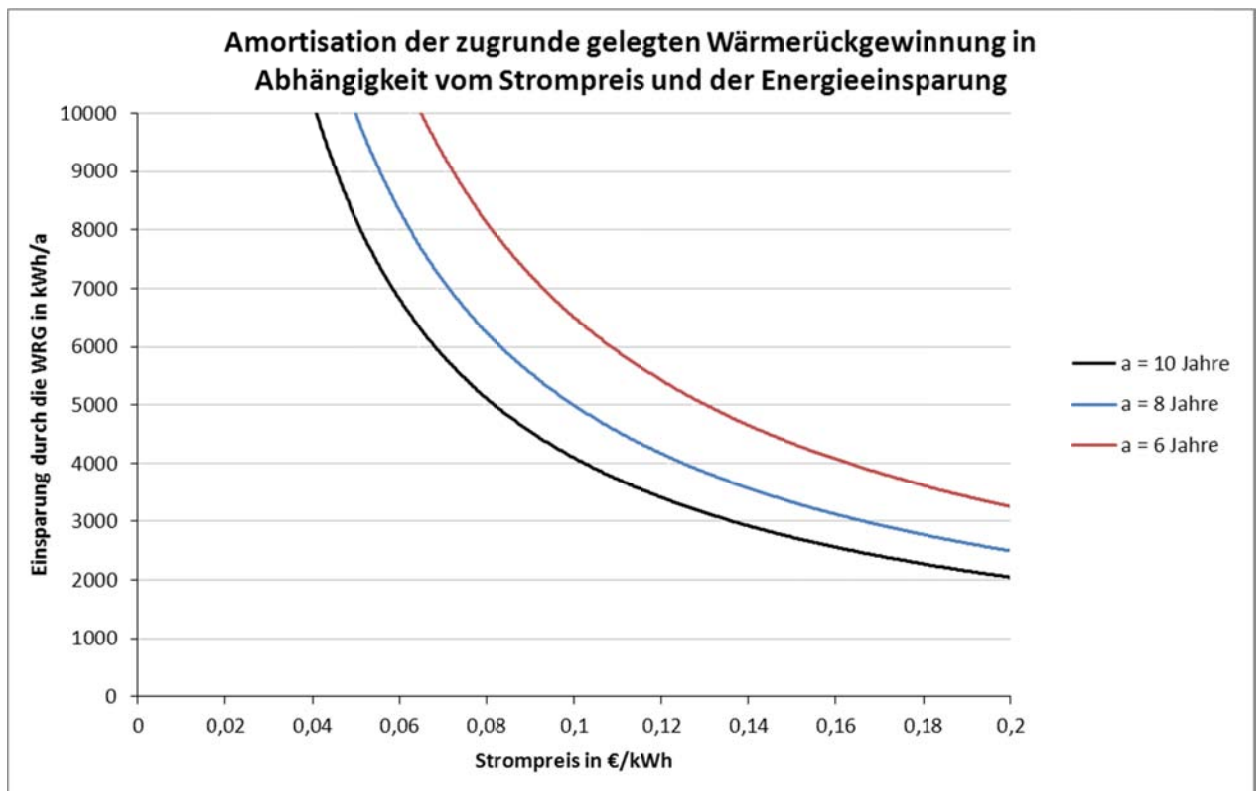


Bild 3.8 Amortisation der WRG in Abhängigkeit vom Strompreis und der Einsparung

Durch einen 12h-Betrieb können mit der WRG zwischen 799,0 ... 1.015,7 kWh/a eingespart werden. Im 24h-Betrieb hingegen kann mehr als das Dreifache eingespart werden. Es können Einsparungen zwischen 2.592,5 ... 3.093,4 kWh/a erzielt werden. In den Tabellen 3.9 bis 3.11 sind die Kennzahlen für den 24h-Betrieb hinterlegt. Aus denen ist zu entnehmen, dass sich ein wirtschaftlicher Betrieb, je nach Aufstellungsort, ab Energiekosten in Höhe von ca. 0,13 ... 0,16 €/kWh einstellt. Bei Energiekosten darüber hinaus, kann mit der Wärmerückgewinnungsanlage ein Erlös erzielt werden. Im untersuchten Fall (0,20 €/kWh, Tabelle 3.11) liegt die Amortisationszeit in den besten Fällen bei rund sieben Jahren und die Gewinnspanne je nach Aufstellungsort zwischen 1.127,1 ... 2.160,7 €/a. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung in der vorliegenden Form ist nur gültig für den betrachteten Entfeuchtungsfall. Die Zahlen für die Energieeinsparung gelten aber allgemein. Werden die Einsparungen auch durch andere Entfeuchtungsprozesse erreicht, so gelten die Wirtschaftlichkeitszahlen genauso.

In Tabelle 3.8 sind die mindestens zu erreichenden Einsparungen in Abhängigkeit vom Strompreis aufgeführt um eine Amortisation innerhalb der Nutzungszeit von 10 Jahren zu gewährleisten. Mit dem Bild 3.8 kann die benötigte Einsparung in Abhängigkeit vom Strompreis für drei verschiedene Amortisationszeiten bestimmt werden.

Messtation	Energieeinsparung durch WRG 24h-Betrieb in kWh/a	Amortisation in Jahren	Jährliche Einsparung in Euro	Kapitalwert in Euro
Messtation 1 Bremerhaven	3.093,4	13,78	239,34	-1.030,7
Messtation 2 Rostock	2.810,7	15,44	211,07	-1.322,4
Messtation 3 Hamburg	2.749,1	15,85	204,9	-1.386
Messtation 4 Potsdam	2.631,9	16,71	193,2	-1.506,9
Messtation 5 Essen	2.958,5	14,53	225,9	-1.169,9
Messtation 6 Bad Marienberg	2.932,3	14,68	223,2	-1.197
Messtation 7 Kassel	2.758,7	15,79	205,9	-1.376,1
Messtation 8 Braunlage	2.665,6	16,45	196,6	-1.472,1
Messtation 9 Chemnitz	2.597,8	16,97	189,8	-1.542,1
Messtation 10 Hof	2.695,9	16,23	199,6	-1.440,8
Messtation 11 Fichtelberg	2.592,5	17,02	189,3	-1.547,5
Messtation 12 Mannheim	2.611,3	16,87	191,1	-1.528,1
Messtation 13 Mühdorf/Inn	2.847,4	15,2	214,7	-1.284,5
Messtation 14 Stötten	2.837,0	15,27	213,7	-1.295,3
Messtation 15 Garmisch-P.	2.650,4	16,57	195	-1.487,8

Tabelle 3.9 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,10 €/kWh und 24h-Betrieb

Messstation	Energieeinsparung durch WRG 24h-Betrieb in kWh/a	Amortisation in Jahren	Jährliche Einsparung in Euro	Kapitalwert in Euro
Messstation 1 Bremerhaven	3.093,4	8,69	394	565
Messstation 2 Rostock	2.810,7	9,67	351,6	127,5
Messstation 3 Hamburg	2.749,1	9,92	342,4	32,2
Messstation 4 Potsdam	2.631,9	10,41	324,8	-149,2
Messstation 5 Essen	2.958,5	9,13	373,8	356,2
Messstation 6 Bad Marienberg	2.932,3	9,23	369,8	315,7
Messstation 7 Kassel	2.758,7	9,88	343,8	47
Messstation 8 Braunlage	2.665,6	10,27	329,8	-97,1
Messstation 9 Chemnitz	2.597,8	10,57	319,7	-202
Messstation 10 Hof	2.695,9	10,14	334,4	-50,2
Messstation 11 Fichtelberg	2.592,5	10,59	318,9	-210,2
Messstation 12 Mannheim	2.611,3	10,51	321,7	-181,1
Messstation 13 Mühdorf/Inn	2.847,4	9,53	357,1	184,3
Messstation 14 Stötten	2.837,0	9,57	355,6	168,2
Messstation 15 Garmisch-P.	2.650,4	10,33	327,6	-120,6

Tabelle 3.10 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,15 €/kWh und 24h-Betrieb

Messstation	Energieeinsparung durch WRG 24h-Betrieb in kWh/a	Amortisation in Jahren	Jährliche Einsparung in Euro	Kapitalwert in Euro
Messstation 1 Bremerhaven	3.093,4	6,35	548,7	2.160,7
Messstation 2 Rostock	2.810,7	7,04	492,1	1.577,4
Messstation 3 Hamburg	2.749,1	7,22	479,8	1.450,3
Messstation 4 Potsdam	2.631,9	7,57	456,4	1.208,4
Messstation 5 Essen	2.958,5	6,66	521,7	1.882,3
Messstation 6 Bad Marienberg	2.932,3	6,73	516,5	1.828,3
Messstation 7 Kassel	2.758,7	7,19	481,7	1.470,1
Messstation 8 Braunlage	2.665,6	7,46	463,1	1.278
Messstation 9 Chemnitz	2.597,8	7,68	449,6	1.138,1
Messstation 10 Hof	2.695,9	7,37	469,2	1.340,5
Messstation 11 Fichtelberg	2.592,5	7,69	448,5	1.127,1
Messstation 12 Mannheim	2.611,3	7,63	452,3	1.165,9
Messstation 13 Mühdorf/Inn	2.847,4	6,95	499,5	1.653,1
Messstation 14 Stötten	2.837,0	6,97	497,4	1.631,6
Messstation 15 Garmisch-P.	2.650,4	7,51	460,1	1.246,6

Tabelle 3.11 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,20 €/kWh und 24h-Betrieb

Die hier aufgeführten Ergebnisse gelten für einen Entfeuchtungsprozess auf 6 g/kg tr. L. mit dem Munters Luftentfeuchter ML690. Innerhalb der ML-Serie gibt es noch zwei größere Geräte, den ML1100 sowie den ML1350. Von den Abmessungen her sind sie mit dem ML690 vergleichbar, das bedeutet, dass das Gehäuse der Wärmerückgewinnung mit den Geräten kompatibel ist. Statt 254 m³/h sind die Regenerationsluftströme 408 bzw. 490 m³/h. Daher verändern sich die Abmessungen der erforderlichen Wärmetauscher auch nur gering. Genauso sind die Anschaffungskosten für den Kreuzstromwärmetauscher nicht viel höher.

Der spezifische Energieverbrauch (kWh je kg Wasser) innerhalb der Gerätefamilie ist nahezu gleich. Aus dem Verhältnis der installierten Erhitzerleistungen kann ein Faktor bestimmt werden, mit dem die zu erwartende Energieeinsparung berechnet werden kann.

$$\text{Zu erwartende Einsparung} = \frac{P_{el, \text{Vergleichsgerät}}}{P_{el, \text{ML690}}} * E_{\text{ML690}} \quad (\text{Gl. 3.5})$$

Für den ML1100 (installierte Erhitzerleistung 11,1 kW) ergibt sich ein Faktor von 1,61 und für den ML1350 (installierte Erhitzerleistung 13,5 kW) ergibt sich ein Faktor von 1,96. Multipliziert mit den durchschnittlichen Energieeinsparungen (Durchschnitt aus allen Stationen, unterteilt in 12h- und 24h-Betrieb) ergeben sich die zu erwartenden Einsparungen. Die durchschnittliche Einsparung des ML690 im 12h-Betrieb beträgt 887,7 kWh/a, im 24h-Betrieb 2762,2 kWh/a. In Tabelle 3.12 sind die zu erwartenden durchschnittlichen Einsparungen dargestellt.

Luft-entfeuchter	Energieeinsparung durch WRG 12h-Betrieb in kWh/a	Energieeinsparung durch WRG 24h-Betrieb in kWh/a
ML690	887,7	2762,2
ML1100	1429,2	4447,1
ML1350	1739,9	5413,9

Tabelle 3.12 Energieeinsparungen durch verschiedene Luftentfeuchter

Luft- entfeuchter	Amortisation in Jahren 12h-Betrieb (0,10 €/kWh)	Amortisation in Jahren 12h-Betrieb (0,15 €/kWh)	Amortisation in Jahren 12h-Betrieb (0,20 €/kWh)
ML690	92,7	37,7	28,4
ML1100	37,7	21,6	16,9
ML1350	28,4	16,9	12,0

Tabelle 3.13 Amortisationszeiten innerhalb der Gerätefamilie bei 12h-Betrieb

Luft- entfeuchter	Amortisation in Jahren 24h-Betrieb (0,10 €/kWh)	Amortisation in Jahren 24h-Betrieb (0,15 €/kWh)	Amortisation in Jahren 24h-Betrieb (0,20 €/kWh)
ML690	15,8	9,9	7,2
ML1100	9,1	5,9	4,3
ML1350	7,3	4,8	3,5

Tabelle 3.14 Amortisationszeiten innerhalb der Gerätefamilie bei 24h-Betrieb

In den Tabellen 3.13 und 3.14 sind die (ungefähren) Amortisationszeiten, welche auf Basis der in Tabelle 3.12 hinterlegten Daten berechnet wurden, aufgeführt. Die Berechnungen basieren auf denselben Annahmen wie in der Wirtschaftlichkeitsberechnung zuvor. Besonders auffällig ist, dass im 24h-Betrieb die beiden größeren Geräte bereits ab Stromkosten von unter 0,10 €/kWh wirtschaftlich arbeiten. Es können durch die Wärmerückgewinnung innerhalb der Nutzungszeit von 10 Jahren nach der Amortisation bis zu 6.949 Euro eingespart und somit Erlöst werden. Auf die kleineren Geräte der Familie wurde aufgrund des noch geringeren Energiebedarfs und damit auch noch geringeren Energierückgewinnung nicht eingegangen. Die Amortisationszeiten liegen jenseits des wirtschaftlichen Betriebs.

3.5 Diskussion der Ergebnisse

Durch die unterschiedlichen klimatischen Bedingungen an den verschiedenen Aufstellungsorten, treten teils deutliche Unterschiede im Energiebedarf zur Erreichung desselben Entfeuchtungsziels auf. Besonders in den küstennahen Gebieten sowie im Westen Deutschlands sind die Feuchtelasten höher als im östlichen Teil der Republik. In den höheren Lagen treten aufgrund der geringeren Temperaturen vermehrt absolute Feuchten von bis zu 8 g/kg tr. L. auf. Für das hier gewählte Entfeuchtungsziel liegen diese Gebiete daher energetisch gesehen günstiger. Für die Wärmerückgewinnung ergeben sich durch die verschiedenen Aufstellungsorte geringe Unterschiede. Der Anteil an der Heizleistung, welche von der Wärmerückgewinnung eingespart werden kann, schwankt um rund 2 % und liegt zwischen 13,2 ... 15,4 %. Der Heizenergiebedarf zur Erreichung des Entfeuchtungsziels hingegen ist je nach Aufstellungsort bis zu 34,5 % höher im Vergleich zum niedrigsten Energiebedarf. Auf die Wärmerückgewinnung selbst haben die verschiedenen klimatischen Bedingungen daher kaum Einfluss. Die Unterschiede im Energieverbrauch und analog dazu die Einsparungen durch die WRG hängen aber stark vom Aufstellungsort und den vorherrschenden Bedingungen ab. Durch den sich abzeichnenden Klimawandel werden die klimatischen Unterschiede noch größer werden. Höhere Umgebungstemperaturen führen zu vermehrter Verdunstung was zu erhöhten Energiebedarfen zur Erreichung des Entfeuchtungsziels führen wird.

Durch die interne Wärmerückgewinnung, den zusätzlichen Purge-Sektor, wird ein Teil der benötigten Erhitzerleistung eingespart. Nicht der gesamte über den Wärmetauscher geführte Luftstrom muss im Regenerationserhitzer erwärmt werden. Von den 254 m³/h, welche den gesamten Regenerationsluftstrom darstellen, werden nur 218 m³/h über den Erhitzer geführt. Durch diesen Aspekt kann nicht die gesamte zurückgewonnene Energie genutzt werden, ein Teil des Energiepotentials geht über den Purge-Sektor „verloren“. Jedoch werden bereits durch den Purge-Sektor zwischen 10 ... 15 % der Erhitzerleistung eingespart. Dadurch arbeiten die Geräte der ML-Serie ohnehin sehr effizient. Mit der zusätzlich nachgeschalteten Wärmerückgewinnung können damit insgesamt 25 ... 30 % eingespart werden.

Eine praktische Überprüfung der theoretisch ermittelten Werte war innerhalb der kurzen Bearbeitungszeit nicht möglich. Da es sich um eine ganzjährige Betrachtung mit unterschiedlichsten Luftzuständen handelt, müsste die Versuchsanlage entweder über den gesamten Betrachtungszeitraum durchlaufen oder zumindest unter mehreren verschiedenen Umgebungsbedingungen exemplarisch betrieben werden. Alternativ könnten durch Klimakomponenten verschiedene Luftzustände eingestellt werden, dieses hätte aber den finanziellen Rahmen der Untersuchung gesprengt.

In der theoretischen Betrachtung handelt es sich um idealisierte Bedingungen. Beide Komponenten wurden einzeln betrachtet und bewertet. Die im Luftentfeuchter berechneten Verluste liegen sowohl im positiven wie auch im negativen Bereich. Die berechneten Abweichungen resultieren aus der geringen Auflösung im MRC und entsprechen daher nicht der Realität. Die theoretisch berechneten Verlust über die WRG liegen alle um und bei Null. Über den Wärmetauscher selbst ist das auch realistisch, Wärmeverluste treten über die Zuleitungen und das Gehäuse auf und sind daher nicht im Rechenweg eingebunden. Für das Gehäuse des Wärmetauschers wurde in der Kalkulation ein thermisch entkoppeltes System gewählt, dies reduziert die Wärmebrücken und dadurch auch die Wärmeverluste über das Gehäuse.

Die Berechnung der Wirtschaftlichkeit wurde nach derzeit gültigen Zinssätzen und Energiepreisen durchgeführt. Es wurde angenommen, dass diese konstant über den gesamten Nutzungszeitraum von 10 Jahren sind. Für das hier untersuchte Luftentfeuchtungsgerät ist dabei deutlich geworden, dass sich ein wirtschaftlicher Betrieb erst bei einem 24h-Betrieb und Strompreisen, welche größer $0,13 \dots 0,16 \text{ €/kWh}$ (abhängig vom Aufstellungsort) sind, einstellt. Bei geringeren Betriebszeiten (wie im 12h-Betrieb) kann die Wärmerückgewinnungsanlage nicht wirtschaftlich betrieben werden. Durch die ständig steigenden Energiepreise und das vermutlich anhaltend niedrige Zinsniveau kann aber für die Zukunft mit kürzeren Amortisationszeiten und höheren Erlösen durch Rückgewinnungsanlagen gerechnet werden.

4 Schlussfolgerung

Durch die Untersuchung wird klar gezeigt, dass die unterschiedlichen klimatischen Bedingungen an verschiedenen Aufstellungsorten den Energiebedarf zur Erreichung des gleichen absoluten Feuchtegehalts der Luft beeinflussen. Bei einem durchschnittlichen Rückgewinnungsgrad von rund 14 % durch die WRG ist die Höhe des Energieverbrauchs für einen wirtschaftlichen Betrieb entscheidend und dieser hängt maßgeblich vom Aufstellungsort ab. Je höher der Energiebedarf desto eher rechnet sich eine Wärmerückgewinnung. Dadurch wird auch deutlich, dass sich nicht jedes Gerät eignet, eine Wärmerückgewinnung wirtschaftlich nachzuschalten. Bereits in der Projektierungsphase einer Luftentfeuchtungsanlage muss eine Wärmerückgewinnung als Option für den Kunden überdacht und angeboten werden. Aus ökologischer Sicht sollte jedes nutzbare Temperaturpotential ausgenutzt werden. Ohne verbindliche Gesetze werden Rückgewinnungsanlagen aber nur unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten eingesetzt und daher sehe ich die Anlagenhersteller in der Pflicht die Möglichkeiten zum Einsatz auszureizen.

Das hier untersuchte Gerät mit der nachgeschalteten Wärmerückgewinnung steht wirtschaftlich auf der Kippe. Durch den Vergleich mit den beiden größeren Geräten aus der ML-Produktfamilie wird aber klar, dass bei höheren Erhitzerleistungen eine Wärmerückgewinnung durchaus wirtschaftlich und sinnvoll ist. Des Weiteren muss auch die Betriebszeit in der Betrachtung berücksichtigt werden.

Innerhalb der ML-Familie wird die Regenerationsluft ausschließlich mit Elektro-Erhitzern erwärmt. Dies ist auch die einzige Betriebsart in der eine Wärmerückgewinnung wirtschaftlich betrieben werden kann. In größeren Geräten, z.B. der MX-Reihe, werden Regenerationserhitzer auch mit Dampf und Gas realisiert. Durch die wesentlich günstigere Energiebereitstellung wird ein wirtschaftlicher Betrieb erst bei sehr großen Erhitzerleistungen möglich. Werden Elektro-Erhitzer eingesetzt ist es aber immer sinnvoll über eine Rückgewinnung nachzudenken.

Abbildungsverzeichnis

Bild 1.1	Funktionsprinzip des Munters-Luftentfeuchters	5
Bild 1.2	Entfeuchtungsprozess im h-x-Diagramm [5]	6
Bild 1.3	Entfeuchtungsleistung bei verschiedenen Eintrittsparametern [6]	7
Bild 1.4	Luftführung in der ML-Serie mit Purge-Sektor (rechts schematisch ohne Purge).....	8
Bild 1.5	Platten-Wärme-Austauscher [8].....	11
Bild 1.6	Plattenabdichtung (Hoval) [8].....	11
Bild 1.7	Munters-Luftentfeuchter mit Kreuzstromwärmetauscher zur Vorerwärmung der Regenerationsluft	11
Bild 1.8	Temperaturverlauf der Zuluft ohne und mit Berücksichtigung von Kondensation.....	14
Bild 1.9	Temperaturverteilung im Winterbetrieb eines Plattenaustauschers [7].....	15
Bild 1.10	TRY-Regionen in Deutschland [11].....	17
Bild 1.11	t, x -Korrelation über h, x -Diagramm gelegt.....	19
Bild 1.12	t, x -Korrelation Hamburg-Fuhlsbüttel; Zeitraum 1991 bis 2005; $p = 1013$ mbar [11].....	20
Bild 2.1	Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei reduziertem Volumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Fichtelberg	25
Bild 2.2	Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei Nennvolumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Fichtelberg	25
Bild 2.3	Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei reduziertem Volumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Mannheim	26
Bild 2.4	Arbeitsbereich des Luftentfeuchters bei Nennvolumenstrom mit t, x -Korrelationen der Messstation Mannheim	26
Bild 2.5	Allgemeiner Arbeitsbereich des Entfeuchters im h-x-Diagramm dargestellt.....	28
Bild 2.6	Daten des eingesetzten Kreuzstrom-Plattenwärmetauschers	29
Bild 2.7	Vereinfachte Bezugsbilanz ohne WRG-Anlage.....	30
Bild 2.8	Vereinfachte Bilanz mit WRG-Anlage	31
Bild 2.9	Übersicht über die Bilanzierung des Luftentfeuchters	35
Bild 2.10	Ein- und Ausgabeseite des MRC zur Bestimmung der Austrittsparameter des Entfeuchters.....	36
Bild 2.11	Ein- und Ausgabeseite der Auslegungssoftware des Kreuzstromwärmetauschers (Luftaustritt)	40
Bild 2.12	Ein- und Ausgabeseite der Auslegungssoftware des Kreuzstromwärmetauschers (Prozessdaten)	41
Bild 2.13	Übersicht über die Bilanzierung des Kreuzstromwärmetauschers.....	43
Bild 3.1	Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 12h-Betrachtung ohne WRG.....	51
Bild 3.2	Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 24h-Betrachtung ohne WRG.....	52
Bild 3.3	Abweichender Energieverbrauch zwischen den Klimazonen bei 24h-Betrachtung ohne WRG.....	53
Bild 3.4	Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 12h-Betrachtung mit WRG.....	55
Bild 3.5	Jährlicher Energieverbrauch des Adsorptionstrockners bei 24h-Betrachtung mit WRG.....	56
Bild 3.6	Jährliche Energieeinsparung durch die WRG bei 12h-Betrachtung.....	62
Bild 3.7	Jährliche Energieeinsparung durch die WRG bei 24h-Betrachtung.....	63
Bild 3.8	Amortisation der WRG in Abhängigkeit vom Strompreis und der Einsparung.....	71

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1	Übliche Merkmale der WRG-Systeme (ergänzt um Rückwärmzahl) [10].....	10
Tabelle 1.2	Stationsübersicht.....	18
Tabelle 3.1	Jährliche Energieverbräuche für den untersuchten Entfeuchtungsprozess ohne WRG	50
Tabelle 3.2	Jährliche Energieverbräuche für den untersuchten Entfeuchtungsprozess mit WRG.....	54
Tabelle 3.3	Jährliche Energieeinsparung durch die WRG im untersuchten Entfeuchtungsprozess	61
Tabelle 3.4	Durchschnittliche Umlaufrenditen inländischer Inhaberschuldverschreibungen.....	65
Tabelle 3.5	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,10 €/kWh und 12h-Betrieb.....	68
Tabelle 3.6	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,15 €/kWh und 12h-Betrieb.....	69
Tabelle 3.7	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,20 €/kWh und 12h-Betrieb.....	70
Tabelle 3.8	Benötigte Energieeinsparung für einen wirtschaftlichen Betrieb	71
Tabelle 3.9	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,10 €/kWh und 24h-Betrieb.....	73
Tabelle 3.10	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,15 €/kWh und 24h-Betrieb.....	74
Tabelle 3.11	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Energiekosten von 0,20 €/kWh und 24h-Betrieb.....	75
Tabelle 3.12	Energieeinsparungen durch verschiedene Luftentfeuchter	76
Tabelle 3.13	Amortisationszeiten innerhalb der Gerätefamilie bei 12h-Betrieb	77
Tabelle 3.14	Amortisationszeiten innerhalb der Gerätefamilie bei 24h-Betrieb	77

Literaturverzeichnis

- [1] *Wikipedia*. (6. September 2012). Abgerufen am 13. September 2012 von Wirtschaftlichkeit: <http://de.wikipedia.org/wiki/Wirtschaftlichkeit>
- [2] Deutsche Bundesbank. (2012). *Zeitreihe BBK01.WU0017: Umlaufsrenditen inländischer Inhaberschuldverschreibungen / Insgesamt / Monatsdurchschnitte* . Abgerufen am 14. September 2012 von http://www.bundesbank.de/Navigation/DE/Statistiken/Zeitreihen_Datenbanken/Makro_oekonomische_Zeitreihen/its_details_value_node.html?tsId=BBK01.WU0017&listId=www_s140_it01
- [3] Deutsches Institut für Normung e. V. (Februar 2012). *DIN EN 13053:2012-02 Lüftung von Gebäuden- Zentrale raumluftechnische Geräte- Leistungskennndaten für Geräte, Komponenten und Baueinheiten*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [4] Kaup, D.-I. C. (Juni 2012). Wirtschaftliche Bewertung und Optimierung von Wärmerückgewinnungssystemen. *HLH*, S. 17-22.
- [5] Munters. (2005). *Sorptions-Luftentfeuchtung nach dem Munters-Prinzip*. KISTA Schweden.
- [6] Munters. (2009). *Bedienungsanleitung ML2-Serie*. KISTA Schweden. S. 26, 28.
- [7] Reinmuth, F. (1996). *Raumluftechnik*. Würzburg: Vogel. S. 342-351
- [8] RECKNAGEL, SPRENGER, SCHRAMEK (2011). *Taschenbuch für HEIZUNG + KLIMATECHNIK*. (P. D.-I.-R. Schramek, Hrsg.) München: Oldenbourg Industrieverlag. S. 1187, 1202-1203.
- [9] VDI. (2006). *VDI-Wärmeatlas* (10. Ausg.). Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg. Mk1-Mk11
- [10] VDI-Richtlinie. (April 2011). VDI 3803 Blatt 5-Entwurf. *Raumluftechnik, Geräteanforderungen Wärmerückgewinnungssysteme*. Düsseldorf: Beuth Verlag. Kapitel 6.1, 6.3.1, 8.1.
- [11] VDI-Richtlinie. (März 2011). VDI 4710:2011-03 Blatt 3. *Meteorologische Grundlagen für die technische Gebäudeausrüstung t,x-Korrelationen der Jahre 1991 bis 2005 für 15 Klimazonen in Deutschland*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- [12] von Böckh, P., & Wetzel, T. (2011). *Wärmeübertragung*. Karlsruhe: Springer Heidelberg Dordrecht London New York. S. 220.