

Einfluss der Prozessführung auf den thermischen Energiebedarf von Konvektionstrocknern in der Ziegelindustrie

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieurin

(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Dipl.-Wirtschaftsing. Anne Tretau

geb. am 11.04.1980 in Potsdam

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Promotionskommission: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt (Vorsitz)
Prof. Dr.-Ing. Eckehard Specht (Gutachter und Betreuer)
Prof. Dr.-Ing. Evangelos Tsotsas (Gutachter)
Dr.-Ing. Karsten Junge (Mitglied und Betreuer)

eingereicht am: 01.04.2008

Promotionskolloquium am: 10.06.2008

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen	6
1 Einleitung.....	8
2 Stand der Technik und der wissenschaftlichen Forschung.....	11
2.1 Ton und Tonminerale	11
2.1.1 Entstehung und struktureller Aufbau	11
2.1.2 Elektrostatische Effekte und Bildung von Mineralstrukturen.....	16
2.2 System Ton-Wasser.....	20
2.2.1 Trocknungsabschnitte	20
2.2.2 Schwindung.....	22
2.2.3 Wasser als Bindemittel im keramischen Rohling.....	23
2.3 Wärme- und Stofftransport in trocknenden Rohlingen.....	27
2.3.1 Aufbau des Widerstandsnetzwerkes.....	27
2.3.2 Wärme- und Stoffübergangswiderstände	28
2.3.3 Wärmeleitung und Rohlingserwärmung.....	30
2.3.4 Vorgänge am Trockenspiegel.....	32
2.3.5 Wasserdampfdiffusion durch den Porenraum der trockenen Roh- lingshülle.....	33
2.3.6 Feuchteleitung in Rohlingen der keramischen Industrie	34
2.3.7 Auswirkungen des ersten und zweiten Trocknungsabschnittes auf das Widerstandsnetzwerk	37
2.4 Trocknungsenergiebedarf	40
3 Mathematische Modellierung von Trocknern	47
3.1 Grundlagen	47
3.2 Mathematisches Modell des Kammertrockners	49
3.3 Mathematisches Modell des Durchlauftrockners.....	55
3.4 Ermittlung des Energiebedarfs für Kammer- und Durchlauftrockner	58
3.5 Numerische Lösung	60
4 Energetische und trocknungskinetische Simulationsrechnungen am Kammer- trockner	65
4.1 Simulationsprogramm	65
4.2 Auswirkungen von Parametervariationen auf den energetischen und kinetischen Trocknungsverlauf.....	72

4.2.1 Zulufttemperatur und -massenstrom	73
4.2.2 Umgebungslufttemperatur	78
4.2.3 Gutdicke	80
4.2.4 Wasserdampfdiffusion	82
4.2.5 Feuchteleitfähigkeit	83
4.2.6 Trockenrohddichte	85
4.2.7 Wärmeübergangskoeffizient.....	85
4.2.8 Wärmeleitfähigkeit.....	87
4.2.9 Anfangswasserbeladung.....	88
4.2.10 Lineare Trockenschwindung	88
4.3 Vergleich der mathematischen Simulation mit Betriebsmessungen für den Kammertrockner.....	89
4.3.1 Messung im Vormauerziegelwerk	89
4.3.2 Messung im Dachziegelwerk.....	98
5 Energetische und trocknungskinetische Simulationsrechnungen am Durchlauf- trockner	108
5.1 Simulationsprogramm	108
5.2 Auswirkungen von Parametervariationen.....	110
5.3 Vergleich der mathematischen Simulation mit einer Betriebsmessung.....	113
6 Vergleich Kammertrockner - Durchlauftrockner	116
7 Ausblick	119
8 Zusammenfassung	122
9 Literaturverzeichnis	124

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit im Institut für Ziegelforschung Essen e.V. (IZF).

Großer Dank gilt den Herren Prof. Dr.-Ing. habil. Eckehard Specht und Dr.-Ing. Karsten Junge, Leiter des IZF, die mir den Weg zur Promotion ermöglicht haben. Ich danke Herrn Prof. Specht herzlich für die bereitwillige Übernahme des Gutachtens, seine stetige Unterstützung rund um die Arbeit, die lehrreichen Diskussionen und die wertvollen Anregungen bei der Durchsicht der Arbeit. Ganz besonders danken möchte ich Herrn Dr. Junge, der mich stets motiviert sowie großzügig gefördert und unterstützt hat und mir großen Freiraum zum eigenverantwortlichen Handeln eingeräumt hat. Ich danke Herrn Dr. Junge von Herzen für seine große Hilfsbereitschaft bei auftretenden Problemen, unsere zahlreichen anregenden Diskussionen und dafür, dass er jederzeit sein umfangreiches Fachwissen bereitwillig weitergegeben hat.

Ebenfalls herzlich danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Evangelos Tsotsas für sein großes Interesse an der Arbeit sowie für seine wertvollen fachlichen und hilfreichen nichtfachlichen Ratschläge.

Mein herzlicher Dank richtet sich an alle Angestellten des IZF, da jeder dazu beigetragen hat, dass diese Arbeit erfolgreich abgeschlossen werden konnte.

Abstrakt

Die Herstellung von Ziegeln ist ein energieintensiver Prozess. Die Analyse der Energieströme innerhalb eines Ziegelwerkes zeigt, dass die konvektive Rohlingstrocknung mehr als die Hälfte der insgesamt aufgebrachten thermischen Energie bindet. Diese Arbeit beschäftigt sich daher mit theoretischen Überlegungen und experimentellen Untersuchungen zum Trocknungsenergiebedarf von Ziegelrohlingen. Hierzu wird ein physikalisch begründetes Modell entwickelt, das die Abhängigkeit der Trocknungskinetik sowie des Energieaufwandes von den Eigenschaften und der Menge der Zuluft beschreibt. Es zeigt sich, dass der spezifische Energiebedarf im Wesentlichen von der Temperatur und der Feuchte der Umgebungsluft, von der Zulufttemperatur und vom spezifischen Zuluftmassenstrom abhängt. Da die Temperatur der Rohlinge im zweiten Trocknungsabschnitt zunimmt, kommt es in Kammertrocknern mit fortschreitender Trocknung zu einem sehr starken Anstieg des spezifischen Energiebedarfs. Dieser ist dadurch verursacht, dass sich der Rohlings- sowie der Luftzustand zunehmend von der Kühlgrenze entfernen. Die Trocknerabluft ist nur zu einem geringen Teil mit Wasserdampf gesättigt. Bei Durchlauftrocknern wird die Abluft stets dort entnommen, wo die Rohlinge feucht in den Trockner einfahren. Die Abluft weist daher eine relativ hohe Wassersättigung auf. Vergleichend stellt man daher fest, dass Durchlauftrockner generell einen niedrigeren Energiebedarf als Kammertrockner haben.

Für beide Trocknertypen zeigt das mathematische Modell, dass die Erhöhung der Zulufttemperatur, verbunden mit einer entsprechenden Absenkung des Zuluftmassenstroms, zur Verminderung des Trocknungsenergiebedarfs führt. Die Veränderung anderer für die Trocknung entscheidender Parameter wie Rohlingsdicke und -dichte sowie des Feuchteleitkoeffizienten und der nur im zweiten Trocknungsabschnitt interessierenden Wasserdampfdiffusionswiderstandszahl sind von vergleichsweise vernachlässigbarem Einfluss.

Im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Messungen an industriellen Trockneranlagen bestätigen die Ergebnisse des zu einem Simulationsprogramm aufbereiteten mathematischen Modells. Die Erhöhung der Zulufttemperatur führte sowohl in der Simulationsrechnung als auch in der Praxismessung zur Verminderung des thermischen Energiebedarfs in übereinstimmenden Ausmaß.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, in welchem unerwartet hohen Umfang die Zulufttemperatur von Trockneranlagen auf den Energiebedarf einwirkt. Sie geben der Ziegelindustrie eine Handlungsanleitung zur Absenkung des prozessbedingten Energiebedarfs im zweistelligen Prozentbereich.

Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

a	[m ² /s]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c _p	[kJ/(kg·K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	[m]	Dicke, Durchmesser
e	[kJ/kg]	spezifischer Energiebedarf
h	[kJ/kg]	spezifische Enthalpie
m	[kg]	Masse
\dot{m}^{\otimes}	[kg/(s·kg)]	Massenstrom der Luft bezogen auf die Masse des trockenen Gutes
\dot{m}	[kg/(m ² ·s)]	Massenstromdichte von Wasser
n	-	Volumenelement
p	[Pa]	Druck
\dot{q}	[W/m ²]	Wärmestromdichte
r	[kJ/kg]	spezifische Verdampfungsenthalpie
r	[m]	Kapillarradius
s	[m]	Länge
t	[s]	Zeit
x	[kg/kg]	Wasserbeladung der trockenen Luft
y	[kg/kg]	Wasserbeladung des trockenen Gutes
z	[m]	Länge
A	[m ²]	Fläche
D	[m ² /s]	Diffusionskoeffizient
E	-	dimensionsloser Energiebedarf
\dot{H}	[kJ/s]	Enthalpiestrom
K	-	Konstante
L	[m]	Trocknerlänge
M	[kg]	Masse
\dot{M}	[kg/s]	Massenstrom
P	-	Porosität
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
R	-	Widerstand
R	[kJ/(kg·K)]	spezielle Gaskonstante
St	-	Stanton-Zahl
T	[K]	Absolute Temperatur
α	[W/(m ² ·K)]	Wärmeübergangskoeffizient
β	[m/s]	Stoffübergangskoeffizient
θ	[°]	Benetzungswinkel
Θ	-	dimensionlose Temperatur
ϑ	[°C]	Temperatur
κ	[m ² /s]	Feuchteleitkoeffizient
λ	[W/(m·K)]	Wärmeleitkoeffizient
μ	-	Diffusionswiderstandszahl
ξ	-	lineare Trockenschwindung
ρ	[kg/m ³]	Dichte

σ	[N/m]	Oberflächenspannung
τ	-	Tortuosität
φ	-	relative Luftfeuchte
ψ	[m ³ /m ³]	volumetrischer Wassergehalt
Ω	-	Kapazitätsverhältnis

Indizes:

anf	Anfang
e	Erwärmung
ges	gesamt
h	halbseitig
k	kapillar
li	links
m	mittlerer
max	maximal
mom	momentan
o	offen
p	Poren
re	rechts
s	Sättigung
tr	trocken
v	volumetrisch

D	Dampf
Gr	Grenzfeuchte
K	Kern
KG	Kühlgrenzzustand
L	Luft
O	Oberfläche
R	Referenz
S	Solid
Sp	Spiegel
U	Umgebung
W	Wasser

0	Anfang
1	Zuluft
2	Abluft, die den Rohling umgebende Luft
1.TA	erster Trocknungsabschnitt

Dimensionslose Kennzahlen:

Nu	Nusseltzahl
Re	Reynoldszahl
Pr	Prandtlzahl
Sh	Sherwoodzahl

1 Einleitung

Optimierungsstrategien zur Verminderung des Energiebedarfs und des Zeitaufwandes für die Trocknung von Ziegelrohlingen basieren auf mathematischen Modellen. Bisher wird ausschließlich die Konvektionstrocknung im ersten Trocknungsabschnitt erfasst. Die Auslegung von Trocknern stützt sich vorwiegend auf empirische Erkenntnisse der Anlagenbauer und Ziegler, die durch wissenschaftliche Arbeiten zum ersten Trocknungsabschnitt gestützt werden. Diese beschränken sich auf Standardsituationen und lassen keine Extrapolationen auf betrieblich noch nicht untersuchte Trocknerfahrweisen zu. Eine wissenschaftlich fundierte Vorausschau auf das Rohlingsverhalten bei umfangreicher Variation der Betriebsweise ist hiermit demnach nicht möglich.

Bei der Herstellung von Ziegeln werden vorwiegend Tone oder tonhaltige Materialien, wie Schieferton, Lehm und Mergel verwendet. Diesen werden häufig weitere Stoffe zugegeben, um besondere Eigenschaften zu erreichen.

Der grubenfeuchte tonige Rohstoff wird meistens aus den betriebseigenen Lagerstätten abgebaut. Für eine relativ homogene Rohstoffmasse und deren gleichmäßige Durchfeuchtung wird der Rohstoff in Mauksilos oder Sumpfanlagen gelagert. Während des Maukprozesses kommt es zum Aufschluss der Tonagglomerate. Die Masseaufbereitung setzt sich in nacheinander ablaufenden Teilprozessen Mischen, Zerkleinern und Homogenisieren in trockenem oder nassem Zustand fort.

Die Wasserbeladung der Mischung beträgt zwischen 15 und 35 Massenprozent (Ma.-%) bezogen auf die Trockensubstanz (atro). Das zur Formgebung notwendige Anmachwasser soll die freie Verschiebbarkeit der Feststoffteilchen untereinander ermöglichen. Um texturarme Formlinge herzustellen, muss die Wasserbeladung möglichst hoch, auf Grund der zur Wasserentfernung notwendigen Energie jedoch möglichst niedrig sein. Kombinierte Misch-, Rühr- und Knetvorgänge homogenisieren die Masse. Bei der Herstellung hochwärmedämmender Ziegel werden dem Ton organische oder anorganische Porosierungsmittel zur Vergrößerung des Porenvolumens zugegeben.

Der Massestrang wird mit Strangpressen für die gewünschte Querschnittsform über ein Mundstück ausgeformt. Ein drahtbespannter Abschneider durchtrennt den Strang in einzelne Formlinge. Bei der Herstellung von Dachziegeln haben diese Formlinge noch nicht ihre endgültige Geometrie. Sie werden durch Stempelpressen in die gewünschte Form gebracht. Bei den meisten anderen Ziegeln ist die Formgebung hingegen nach dem Schneiden des Strangs beendet.

Die aus der Formgebung stammenden nassen Rohlinge sind mechanisch nur gering belastbar und lassen sich daher im Allgemeinen nicht stapeln. Sie erfahren während der Wasserabgabe eine Volumenverminderung, durch die es zu hohen mechanischen Spannungen kommen kann. Die Wasserbeladung der Rohlinge macht es erforderlich, vor dem keramischen Brand einen Trocknungsprozess durchzuführen.

Das Rohlingsinnere verharrt solange unterhalb der Siedetemperatur, wie sich noch flüssiges Wasser in ihnen befindet. Würde man solche nassen Rohlinge direkt in einen Brennofen verbringen, so wäre seine Oberfläche hohen Ofenraumtemperaturen ausgesetzt. Innerhalb des Rohlings käme es also zu sehr hohen thermisch bedingten Spannungen, so dass die Rohlinge schon zu Beginn des Brennprozesses zerstört würden.

Es ist daher erforderlich, die Rohlinge vor dem Brennprozess zu trocknen. Hierbei geben sie den größten Teil des Anmachwassers ab. Restfeuchten von 1,5 % gelten technisch im Allgemeinen als unproblematisch.

Je nach Produktionsleistung, Trocknungsempfindlichkeit und Geometrie der Rohlinge, sowie der Produktvielfalt werden unterschiedliche Trocknertypen eingesetzt [1]. Zu unterscheiden ist zwischen dem Durchlauftrockner und dem Kammertrockner. Im Kammertrockner bleibt das Trockengut ortsfest und kann nacheinander unterschiedlichen klimatischen Bedingungen ausgesetzt werden. Dies geschieht im Allgemeinen durch Veränderung von Zuluftmengen und -zuständen [2]. Im Durchlauftrockner werden die Rohlinge hingegen auf fahrbaren Trocknerwagen durch den Trocknerkanal bewegt. Auf diese Weise ist der Rohling nacheinander unterschiedlichen Trockneratmosphärenzuständen ausgesetzt. Hierbei steht das Trockengut zum Trocknungsmittel im Gegenstrom, d.h. die heiße trockene Zuluft trifft auf die am weitesten getrockneten Rohlinge und nimmt auf dem Weg durch den Trocknungskanal die Feuchtigkeit vom Gut auf. Sie verlässt den Trockner im Bereich der Gutseinfahrt im Zustand ihrer höchsten Sättigung.

In der Ziegelindustrie wird konvektiv durch Warmluft getrocknet. Die erwärmte Trocknerzuluft stammt zum überwiegenden Teil aus der Kühlzone des Tunnelofens. Sie dient dort zur Abkühlung des aus der Brennzone zum Ofenende fahrenden Brenngutes und steht mit ihm im Wärmeaustausch.

Nach Abschluss der Trocknung werden die Rohlinge in Tunnelöfen gebracht und dort bei meistens oxidierender Atmosphäre gebrannt. In diesem wird das Brenngut bis zu seiner individuellen Garbrandtemperatur zwischen 900 und 1200 °C aufgeheizt. Nach einer zur Temperaturvergleichmäßigung und für chemische Prozesse erforderlichen Haltezeit wird das Gut auf die Ausfahrtemperatur abgekühlt. Die beim Abkühlen freigesetzte Wärme wird -wie oben beschrieben- zum Trocknen von Rohlingen verwendet. Nach dem Brand werden die Ziegel verpackt und für den Versand zwischengelagert.

Die zur Konvektionstrocknung von Ziegelrohlingen benötigte Energie setzt sich aus dem Bedarf der elektrischen Antriebe von Ventilatoren, Transporteinrichtungen und Hilfsaggregaten sowie aus derjenigen Heizenergie zusammen, die zum Erwärmen von Umgebungsluft auf den Zuluftzustand aufgewandt wird. Letztere wird als thermische Trocknungsenergie bezeichnet und steht im Mittelpunkt der vorliegenden Arbeit.

Auffällig ist, dass eine den gesamten Herstellungsprozess umfassende Energiebilanz in fast allen Fällen zeigt, dass die Trocknung einen größeren Energiebedarf hat als der Brand [3].

Im Gegensatz zur früher üblichen Freilufttrocknung wird die Zuluft direkt oder indirekt durch fossile Brennstoffe erwärmt. Da die warme Trocknerzuluft nur bis zur temperaturabhängigen Wasserdampfsättigung mit Wasser beladen werden kann, verlässt sie den Prozess im noch warmen Zustand. Deshalb ist der spezifische thermische Energiebedarf stets höher als die Verdampfungsenthalpie. Selbst der Sättigungszustand kann jedoch nur im Idealfall erreicht werden. Die den Rohling umhüllende Grenzschicht befindet sich im ersten Trocknungsabschnitt stets im sogenannten Kühlgrenzzustand. Dieser gleicht dem Zustand der bis zur Sättigung mit Wasser beladenen Trocknerluft. Ein Stoff- und Wärmeübergang kann sich nur bei bestehender Potentialdifferenz zwischen der Grenzschicht und der umgebenden Luft einstellen. Daher muss die Trocknerluft tatsächlich ungesättigt sein und mit höherer als der Kühlgrenztemperatur im Trockner bewegt werden. Wenn man die in technischen Anlagen unvermeidlichen Verluste durch Isolationsmängel und Undichtigkeiten berücksichtigt, so liegt der derzeitige Durchschnitt des auf die verdunstete Wassermenge bezogene spezifischen Energiebedarfs von 4500 kJ/kg derartig hoch über der Verdampfungsenthalpie von 2500 kJ/kg, dass ein dringender Handlungsbedarf zur Verminderung des Trocknungsenergiebedarfs besteht.

Die der vorliegenden Arbeit zugrunde liegenden Untersuchungen haben daher die Aufgabe, eine Senkung des spezifischen Energiebedarfs zur Schonung fossiler Brennstoffe und zur Verminderung der CO₂ Emissionen zu erreichen. Von besonderem Interesse sind dabei der Einfluss des auf die zu verdunstende Wassermenge bezogenen Zuluftmengenstroms sowie von Temperaturen und von Feuchtegehalten der Zuluft und Umgebung auf den thermischen Energiebedarf. Nicht zu vernachlässigen sind die Rohlingseigenschaften hinsichtlich der Produktqualität. Aufgrund der großen Anzahl an Parametern ist es sinnvoll, Simulationen des Trocknungsprozesses durchzuführen und diese anschließend mit Messergebnissen abzugleichen. Der elektrische Energiebedarf entsteht insbesondere durch die Ventilation der Luft in Kammer- und Durchlauftrocknern. Er hat damit Einfluss auf die Gleichmäßigkeit und die Größe des Wärmeübergangs [4]. Der elektrische Energiebedarf wird im Rahmen dieses Berichtes nicht berücksichtigt.

2 Stand der Technik und der wissenschaftlichen Forschung

2.1 Ton und Tonminerale

2.1.1 Entstehung und struktureller Aufbau

Tonminerale, als wesentlicher Bestandteil der Tone, sind Schichtsilikate kleiner Abmessung. Tonminerale entstehen durch die Verwitterung von Feldspat. Als Modellfall der Tonentstehung gilt dabei die Bildung von Kaolinit aus Alkalifeldspat. Da Alkalifeldspat etwa 30 Vol.-% der in der Erdkruste enthaltenen Minerale einnimmt, kommt dessen Bildungsreaktion eine besondere Bedeutung zu [5]:



Darin ist $\text{K[AlSi}_3\text{O}_8]$ die Summenformel von Alkalifeldspat und $\text{Al}_2[\text{Si}_2\text{O}_5](\text{OH})_4$ die für Kaolinit. Es wird das Milieu einer wässrigen Säure benötigt. Abgeschieden werden das Kaliumsalz dieser Säure sowie Quarz als Anhydrit der Kieselsäure.

Die Tonminerale werden von Wasser und Wind fortgetragen. An Orten sehr kleiner Fließ- oder Strömungsgeschwindigkeit lagern sich diese ab. Dort sedimentieren die Tonminerale in teils sehr großer Mächtigkeit. Hoher Druck bei weiteren Überdeckungen und hohe Temperaturen können zu Verfestigungen als Tonschiefer führen.



Abb. 1: Tonvorkommen im Estland [6]

Bei makroskopischer Betrachtung handelt es sich bei Tonen um homogene Massen. In günstigen Fällen sind die Tone wie in Abb. 1 direkt, ansonsten nach Aufbereitung, homogen und bindig und zur Formgebung mit anschließender Trocknung und keramischem Brand geeignet.



Abb. 2: Bruchfläche eines getrockneten Dachziegelrohlings unter dem Auflichtmikroskop

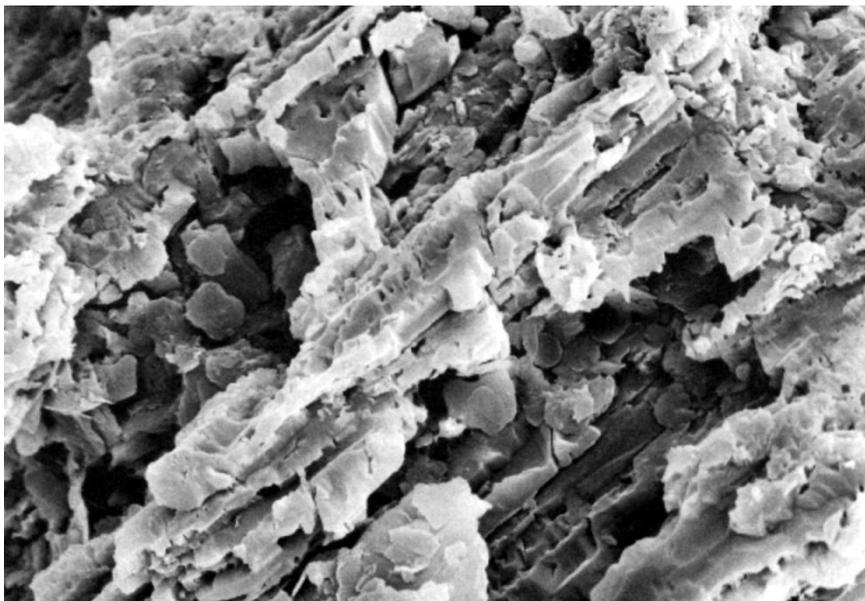


Abb. 3: Bei Verwitterung neu gebildeter Kaolinit in Lösungskavernen eines Kaliumfeldspates (Bildbreite 56 μm) [7]

Für die Beschreibung der physikalischen und chemischen Eigenschaften von Tonen und tonigen Massen ist die Betrachtung der Feinstrukturen notwendig. Abb. 2 zeigt die Bruchfläche eines getrockneten Rohlings unter dem Auflichtmikroskop. Es ist ein sehr zerklüftetes Bild aus Ton mit feinen Quarztkörnern (glasig) zu erkennen.

Abb. 3 zeigt einen teilweise verwitterten Feldspat in einer rasterelektronischen Aufnahme. Wesentlich deutlicher wird der Mikrostrukturaufbau bei weiterer Vergrößerung. Aus Abb. 4 ist die plättchenförmige Geometrie der Kaolinitkristalle ersichtlich.

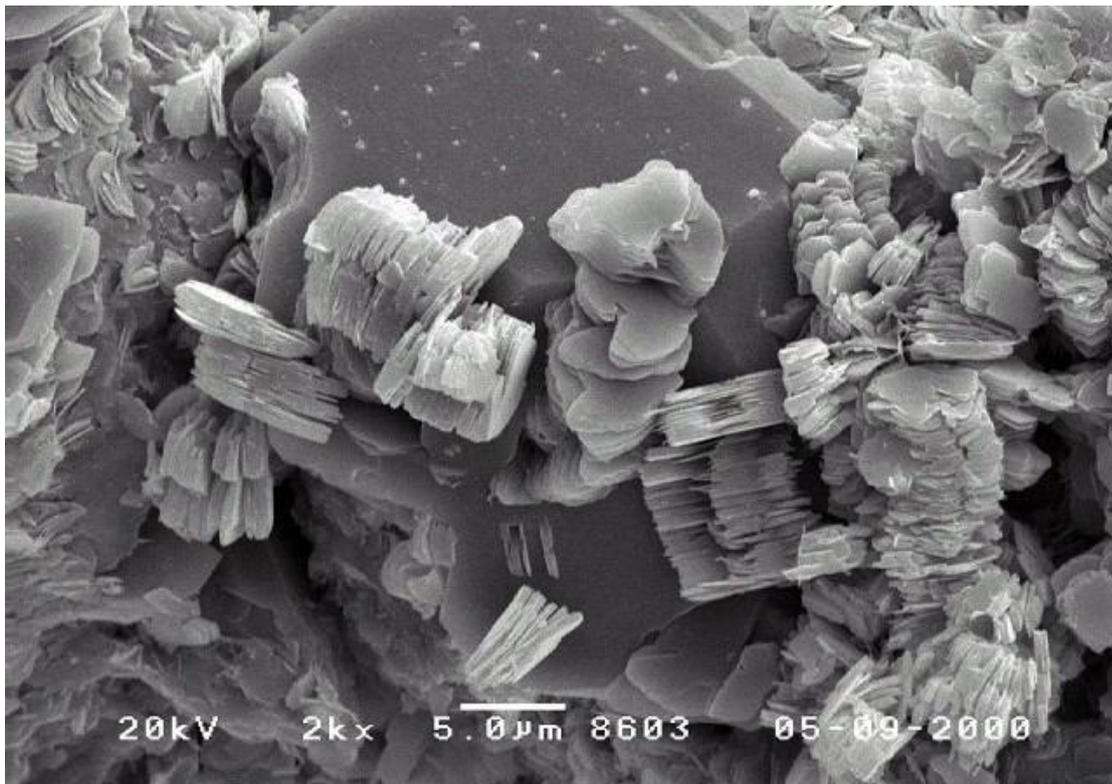


Abb. 4: Kaolinitplättchen auf einem Quarzitkristall [8]

Man erkennt die durch den Genesevorgang der Feldspatverwitterung entstandene, große spezifische Oberfläche, die die Tonmineralplättchen besitzen. Die Plättchendicken liegen im Bereich weniger Nanometer. Oberflächeneffekte, die bei größeren Partikeln zwar theoretisch auch existieren, bei diesen aber in ihrer technischen Auswirkung völlig belanglos sind, treten in den Vordergrund und prägen die Eigenschaften der Tone.

Die bekanntesten Tonminerale sind

- der Kaolinit, der oben bereits als Beispiel für den Entstehungsprozess und die mikroskopischen Bilder genutzt wurde und in vielen Tonlagerstätten dominierend vertreten ist,
- der Illit, der ebenfalls sehr häufig als Basiston für die Herstellung von Ziegeln und anderen keramischen Gegenständen dient, und
- der Montmorillonit, dessen Einsatz in Tonen vermieden wird, denn er ist ein sehr bildsamer und bindiger Ton, der eine hohe und weit in den zweiten Trocknungsabschnitt hineinreichende Schwindung hat, welche zu großen Trocknungsproblemen führt.

Kaolinit ist ein typisches Zweischichtmineral. Zweischichtminerale sind Schichtpakete, die abwechselnd aus einer $[\text{SiO}_4]$ -Tetraeder- und einer $[\text{Al}(\text{O}/\text{OH})_6]$ bzw. $[\text{Mg}(\text{O}/\text{OH})_6]$ -Oktaederschicht bestehen. Der strukturelle Aufbau ist in Abb. 5 dargestellt.

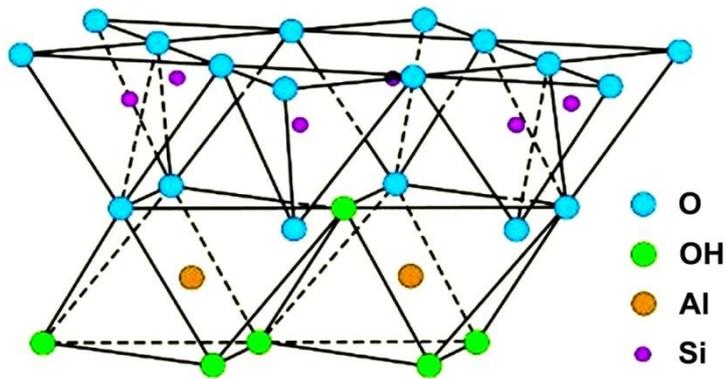


Abb. 5: Kristallstruktur von Kaolinit als Zweiseichtmineral [9]

Beim Kaolinit werden die Silikatschichten eines Mineralpartikels durch Wasserstoffbrückenbindung zwischen den OH-Gruppen der Oktaeder und den Sauerstoffionen der benachbarten Silikatschicht zusammengehalten. Im Gegensatz zu den nachfolgend beschriebenen Dreischichtmineralen sind Zweiseichtminerale nicht quellfähig.

Montmorillonit und Illit sind Dreischichtminerale. Bei diesen Tonmineralien ist die Oktaederschicht von zwei Tetraederschichten umgeben. Bei der Bildung der Dreischichttonminerale werden die zentralen Silizium- und Aluminiumionen der Tetra- und Oktaederschichten oft durch andere Ionen mit vergleichbarem Radius ersetzt. Das Siliziumion kann zum Beispiel durch ein Aluminiumion und das Aluminiumion wiederum durch ein Eisen- oder Manganion ersetzt werden. Da diese Ionen eine niedrigere Wertigkeit haben, sind die Dreischichtminerale negativ geladen. Zum Ladungsausgleich werden in die Zwischenräume der Dreischichtminerale Kationen eingelagert [10].

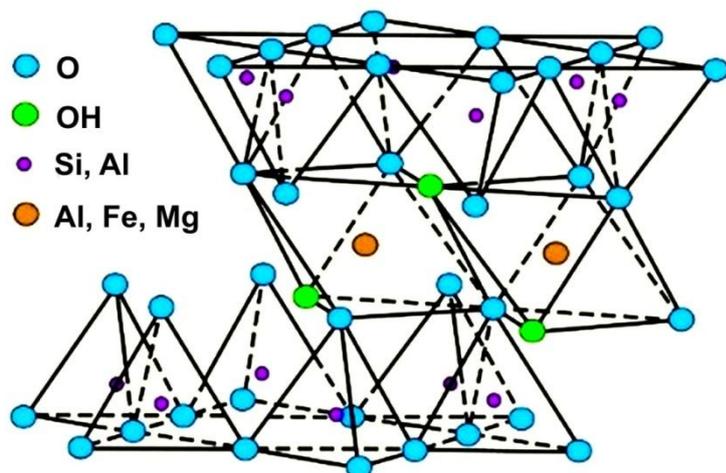


Abb. 6: Kristallstruktur von Dreischichtmineralen [9]

Von größter Bedeutung für die Trocknungstechnik ist, dass Wasser zwischen den Schichten aufgenommen und auch wieder abgegeben werden kann. Da hier die

Wasserstoffbrückenbindungen fehlen, ist der Zusammenhalt der Dreier-Schichten weniger fest [9].

Abb. 6 zeigt das Kristallgitter eines Dreischichtminerals.

Die Einlagerung von Wasser in die Schichtgrenzen ist mit einer Volumenvergrößerung der Schichtpakete verbunden. Daher quellen Dreischichtminerale unter Wasseraufnahme, wie man aus Abb. 7 erkennen kann. In trockener Umgebung wird das Wasser wieder abgegeben, es kommt zu Schwindungsvorgängen. Diese sind trockenungstechnisch nur schwierig beherrschbar, weil der später näher beschriebene Sättigungsdampfdruck über derartig eingelagertem Wasser niedriger als über freien (ebenen) Wasseroberflächen ist und dieses Wasser daher erst sehr spät verdunstet. Demnach findet dieser untypische Teil der Trockenschwindung auch erst am Ende der Trocknung statt.

Die Dreischichtminerale Illit und Montmorillonit unterscheiden sich in ihrem Verhalten gegenüber dem eingelagerten Wasser. Illit gibt das Zwischenschichtwasser erst bei Temperaturen oberhalb von 400°C ab. Die Trocknung von Illit verläuft also ohne verzögerte Endschwindung, sondern endet wie bei Zweischichtmineralen. Die einzelnen Partikel der Rohlingsmasse geben das sie umhüllende Wasser solange ab, bis diese sich gegenseitig berühren und aufeinander abstützen. Illit ist trockenungstechnisch unauffällig.

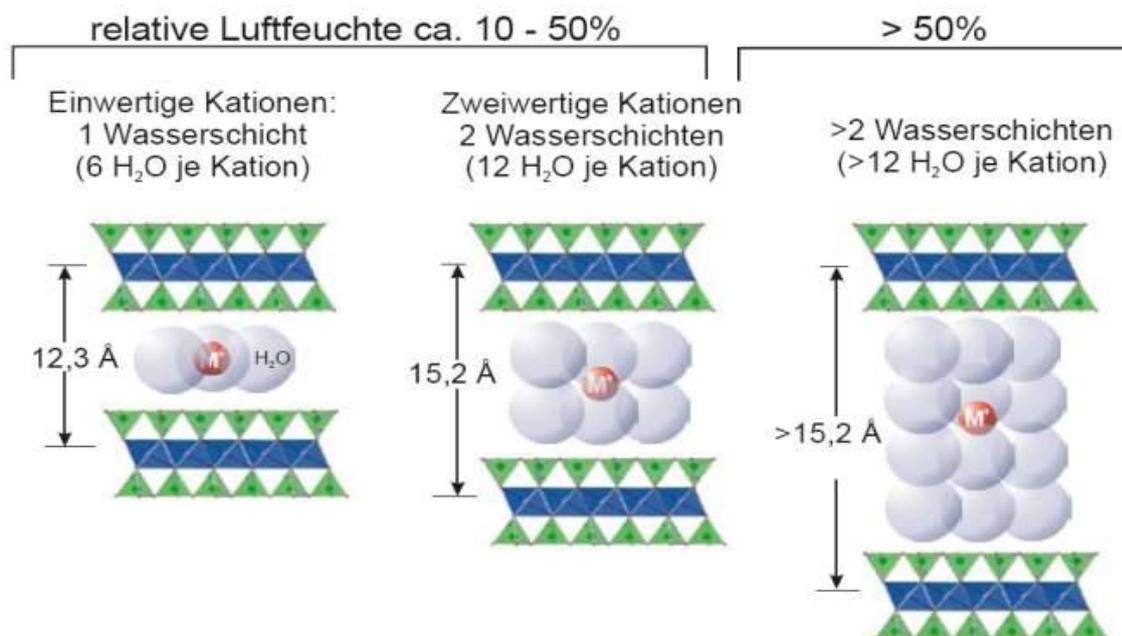


Abb. 7: Interkristallines Quellen bei Montmorillonit.

Im Gegensatz zu Illit hat Montmorillonit keine Temperaturgrenze, die vor dem Beginn der Wasserauslagerung überschritten sein muss. Quellen und Schwinden finden daher -je nach Umgebungsfeuchten- verbunden mit Wasseraufnahme und -abgabe bei allen Temperaturen statt. Montmorillonit wird daher aus trockenungstechnischen Gründen - wenn es irgendwie möglich ist - als Tonkomponente gemieden.

2.1.2 Elektrostatische Effekte und Bildung von Mineralstrukturen

Die hier genannten Tone Kaolinit, Illit und Montmorillonit sind Schichtsilikate mit relativ großen flächigen Ausdehnungen, aber geringen Dicken von deutlich unter 100 nm. Diese geometrischen Abmessungen führen dazu, dass von der Kristallgitteranordnung verursachte Oberflächeneffekte bei Schichtsilikaten eine große Rolle spielen. Sowohl Zweischichtminerale als auch Dreischichtminerale bestehen aus SiO_4 -Tetraedern. Deren Geometrie stellt sich so ein, dass die Abstoßungskräfte zwischen den negativ geladenen Sauerstoffionen als Ecken des Tetraeders nach Abb. 8 im Gleichgewicht zu den Anziehungskräften zwischen den Sauerstoffionen und dem positiv geladenen Siliziumzentralion stehen. Die flächenhafte Anordnung der SiO_4 Tetraeder führt dazu, dass die Summenformel für diese Teilschicht SiO_2 (und nicht SiO_4) lautet.

Die negativ geladenen Sauerstoffionen der Tetraeder bewirken, dass die Oberflächen der Tonmineralplättchen (ein- oder zweiseitig) elektrisch nicht neutral sind. Tonmineraloberflächen sind elektrostatisch negativ geladen. Diese entwickeln elektrostatische Anziehungskräfte gegenüber positiven Ladungsträgern und Abstoßungskräfte gegen negative Ladungen.

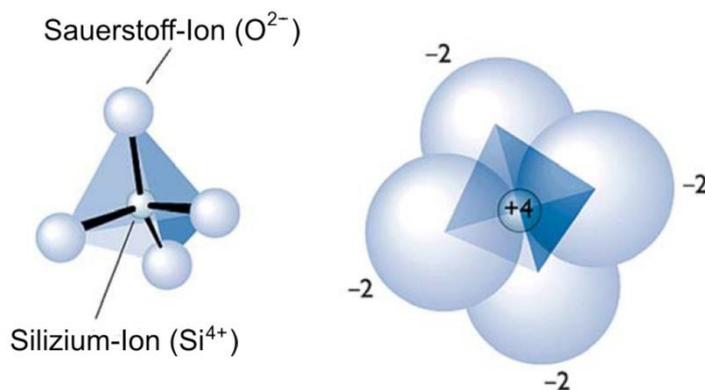


Abb. 8: Tetraeder als Grundbaustein der Schichtminerale [nach 11]

Der Abstand zwischen dem zentralen, positiven Siliziumion und den negativen Sauerstoffionen beträgt 0,162 nm [12]. Gegenüber makroskopischen Entfernungen im μm - oder mm -Bereich sind alle lokalen Ladungsunterschiede ausgeglichen, Quarztkörner wie Tonmineralplättchen sind neutral. Aus Abständen im nm -Bereich spielen die lokalen Ladungsdifferenzen jedoch eine Rolle. Die in Abb. 9 gezeigten Wasserdipole haben Abstände zwischen ihren positiven Wasserstoffionen und dem negativen Sauerstoffion von 0,096 nm. Für Wassermoleküle ist die Plättchenoberfläche eine negativ geladene Ebene.

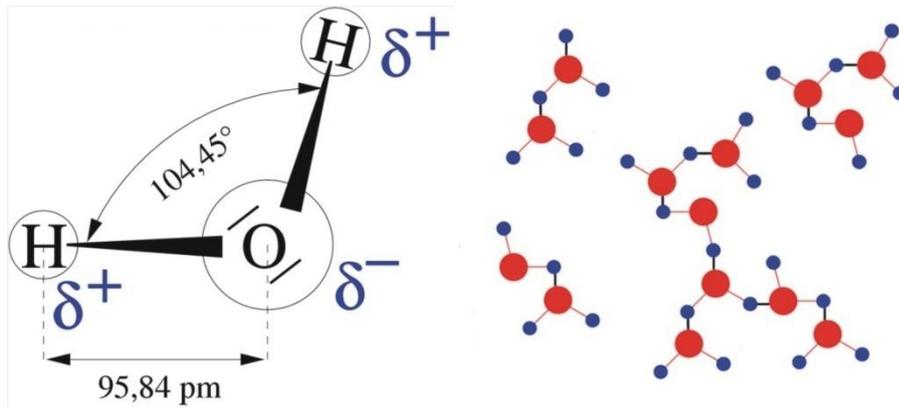
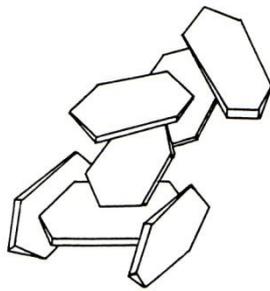


Abb. 9: Geometrie des Wasserdipols und Verkettung von Wassermolekülen [13]

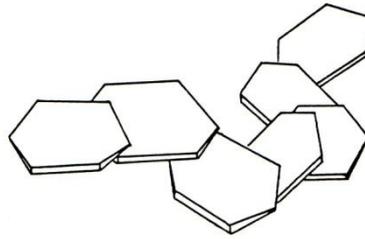
Wassermoleküle sind Dipole. Der Schwerpunkt der positiven (Wasserstoffionen) und der negativen (Sauerstoffionen) Ladung fallen örtlich nicht zusammen, so dass das Molekül eine Polarität mit einem positiven und einem negativen Ladungsschwerpunkt aufweist. Wassermoleküle können sich, wie in Abb. 9 dargestellt, über Wasserstoffbrückenbindung verketteten. Die Wasserstoffatome lagern sich an den oberflächennah negativen geladenen Tonmineralflächen an. Beide Wasserstoffatome können an eine Oberfläche gebunden sein oder verklammern zwei Tonmineraloberflächen miteinander. Mit zunehmendem Abstand von der festen Plättchenoberfläche wird die Bindung immer lockerer [10].

Neben Wassermolekülen können ein- und zweiwertige in Wasser gelöste Kationen an die Tonmineraloberflächen angelagert werden. Einwertige Kationen, wie Kalium- und Natriumionen, werden an die negativen Mineraloberflächen gebunden und umgeben sich mit mehreren Schichten aus Wassermolekülen. Dieses macht die Mineralplättchen gegeneinander sehr beweglich, die Tonmasse wird verflüssigt. Zwertwertige Kationen, wie beispielsweise Calcium- und Magnesiumionen, können sich gleichzeitig an zwei negative Mineraloberflächen anlagern und diese miteinander verklammern. Die Tonmasse wird dadurch verfestigt. Beispielsweise bedeutet dieses für die in [14] beschriebenen Trockenausblühungen, dass sich die Calciumionen des gelösten Calciumsulfates als Ca^{2+} an den Plättchenoberflächen anlagern und dort - zumindest für die Zeit des ersten Trocknungsabschnittes - immobilisiert werden. Auf diese Weise wird ein Teil des gelösten Kalziumsulfates daran gehindert, mit dem verdunstenden Wasser zur Rohlingsoberfläche zu wandern und dort als Trockenausblühung auszukristallisieren.

Bei Zweischichtmineralen sind auch Plättchenstapel existenzfähig, da die elektrostatisch negativ geladene Tetraederschicht durch Wasserstoffbrücken an der Oktaederschicht anhaften kann. Die Anwesenheit von Alkalikationen würde dieses jedoch verhindern.



Kante / Fläche
Kartenhaus



Fläche / Fläche
Bänderstruktur

Abb. 10: Kartenhaus- (Kante/Fläche) und Bänderstruktur (Fläche/Fläche) von Tonmineralplättchen

Die Oberflächen der Plättchen bestehen nicht nur aus ihren großen (negativ geladenen) Flächen, sondern auch aus Kanten. Auch hier können sich Ionen anlagern, die dann an allen Kanten oder an einem Teil von ihnen für eine überdeckende negative Ladung sorgen. Je nach dem Milieu des umgebenden Wassers stellen sich also unterschiedlich wirkende Lokalladungen ein, die in mehreren Literaturstellen, insbesondere in [10] aber auch in [15], [16] und [17], in ihren Auswirkungen ausführlich beschrieben werden. Quantitative Schlussfolgerungen lassen sich aus der vorhandenen Literatur für Nutzungen in der Ziegelindustrie jedoch nicht ziehen.

Im Wesentlichen wird entsprechend Abb. 10 nach Kartenhaus- und Bänderstrukturen unterschieden, die abhängig von den sich einstellenden elektrostatischen Verhältnissen und dem pH-Wert im Anmachwasser entstehen.

Die sich bildenden Strukturen haben sehr große Auswirkungen auf den Herstellungsprozess und insbesondere auf die Eigenschaften der aus dem jeweiligen Ton hergestellten Ziegel. Kartenhausstrukturen sind viel offener, leichter als Bänderstrukturen, die ihrerseits höhere Festigkeiten aufweisen. Dieses gilt auch für die fertig gebrannten Ziegel, weil der Brennprozess lediglich zu einem Ineinanderschmelzen von Berührungspunkten führt, sofern sich hier durch Versinterung niedrigschmelzende Eutektika der aufeinanderdrückenden Minerale bilden. Dabei bleibt die Offenheit der auch als Kante/Fläche- oder Kante/Kante-Verknüpfungen beschriebenen Kartenhausstrukturen weitgehend bestehen.

Abb. 11 zeigt das Foto eines Tons mit Kartenhausstruktur, das mit einem Rasterelektronenmikroskop angefertigt wurde. Man erkennt die sehr offene Geometrie, die eine Plättchenanordnung ähnlich wie eine Bienenwabe hat und demnach trotz der großen Porosität eine recht hohe Festigkeit erwarten lässt. Selbstverständlich ist es ein wichtiges Ziel der Ziegelindustrie, für die Scherben von hochwärmedämmenden Mauerziegeln genau diese Art der Mineralanordnung anzustreben.

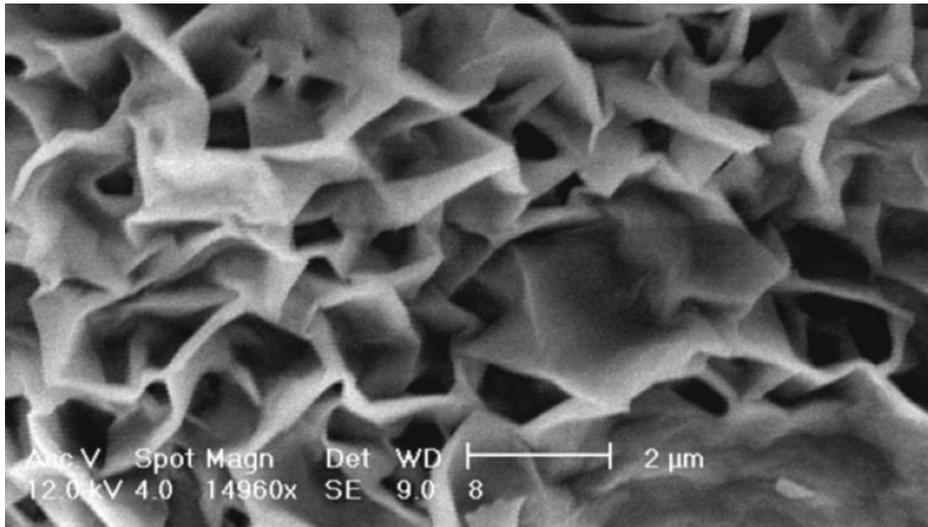


Abb. 11: Anordnung von Mineralplättchen im Kante/Kante- und Kante/Fläche-Verbund [17]

Dagegen zeigt Abb. 12 eine Bänderstruktur in einem weitgehend deformierten Fläche/Fläche-Verbund. Hier sind die Mineralplättchen eng aneinander gedrückt, das verbleibende Lückenvolumen ist vergleichsweise gering. Die trocknungstechnischen Eigenschaften beider Strukturarten sind sehr unterschiedlich, die Anordnung nach Abb. 11 ist viel offener und setzt dem Wasser auf seinem Weg zur Verdunstungs-oberfläche nur geringe Widerstände entgegen. Selbst bei quellfähigen Mineralen wie Montmorillonit dürfte es in Kartenhausstrukturen nicht zu besonderen Problemen kommen, da sich die Quellung und Schwindung in Dickenrichtung und nicht in Längsrichtung der Mineralplättchen vollzieht. Quell- und Schwindvorgänge bleiben daher in der Anordnung nach Abb. 11 für die Geometrie unbedeutend.

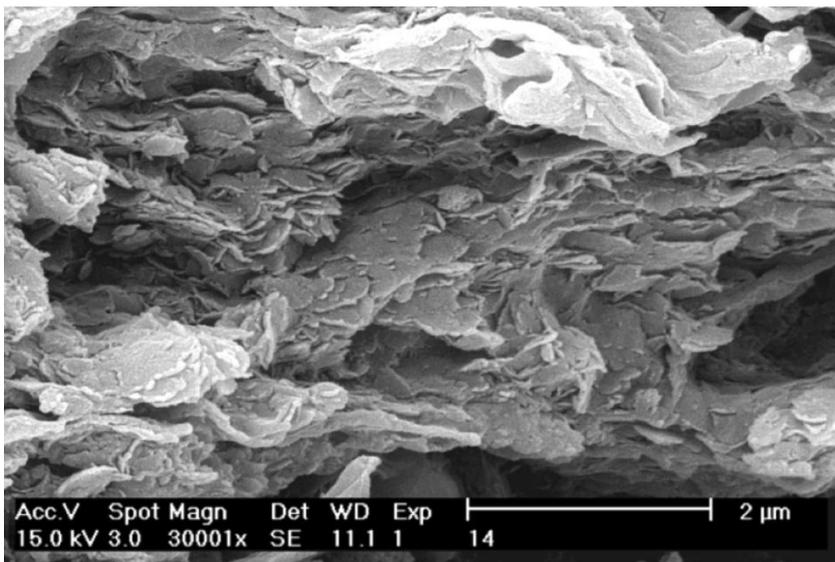


Abb. 12: Anordnung von Mineralplättchen im deformierten Fläche/Fläche-Verbund [17]

2.2 System Ton-Wasser

2.2.1 Trocknungsabschnitte

Es ist die Aufgabe der Rohlingstrocknung, das zur plastischen Formgebung benötigte Wasser vor dem keramischen Brand wieder zu entziehen. Hierzu bedient man sich der Konvektionstrocknung [18]. Dabei wird der Rohling von Luft überströmt, deren Wassergehalt niedriger ist als derjenige, der in der die Rohlingsoberfläche umgebenden Grenzschicht herrscht. Zwischen der den Rohling umströmenden Luft und der Grenzschicht kommt es zum Wärme- und Stoffaustausch. Wasserdampf wird aus der Grenzschicht abgegeben. Außerdem wird Wärme an die Grenzschicht und somit an die Rohlingsoberfläche übertragen. Dieser Wärmestrom bringt die Verdampfungsenthalpie auf, die zur Verdunstung des Wassers erforderlich ist.

Die Verdunstung führt zunächst zu einem Zusammenrücken der Partikel an der Oberfläche [19], da anfangs alle Partikeloberflächen von Wasserschichten umschlossen sind und ein den Rohling durchsetzendes Porensystem bilden. An den die Oberfläche erreichenden Poren endet die Wasserfüllung mit Menisken. Hierdurch kommt es zu kapillaren Saugkräften, die Wasser aus dem Rohlingsinneren an die Oberfläche fördern. Das verdunstende Wasservolumen gleicht der Volumenminderung des Trockengutes.

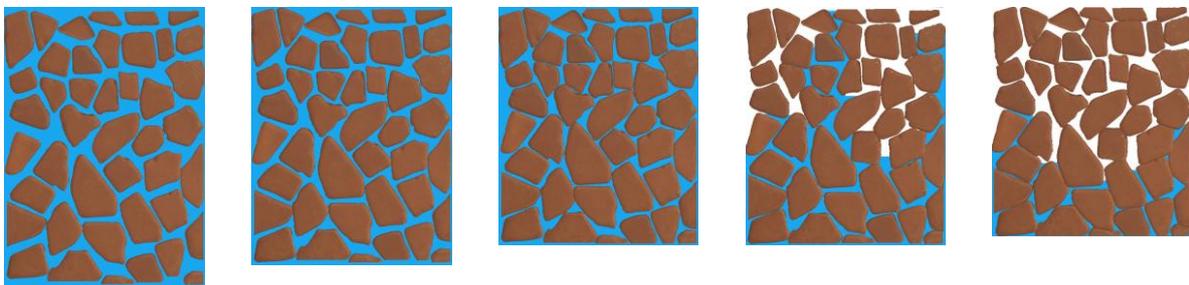


Abb. 13: Schwindungsvorgänge im Rohling

Der als Schwindung bekannte Volumenverlust wirkt nach Abb. 13 zunächst in Oberflächennähe. Er setzt sich im Verlauf der Trocknung in das Rohlingsinnere fort. Die Schwindung ist dann beendet, wenn die Feststoffpartikel sich gegenseitig berühren und sich aufeinander abstützen. Zu diesem Zeitpunkt hat der Rohling seine Grenzwasserbeladung erreicht. Das Entfernen des zwischen den Partikeln befindlichen Wassers kann nicht mehr durch Schwindung kompensiert werden.

Sämtliche Zwickel und Lücken zwischen den Einzelpartikeln sind noch mit Wasser gefüllt. Bei weiterer Trocknung wird das Volumen des verdunstenden Wasser durch in die Rohlinge eintretende Luft kompensiert. Zunächst füllen sich die dicken Poren mit Luft, weil diese die geringsten kapillaren Saugkräfte aufweisen. Die stärker saugenden dünneren Poren fördern nach wie vor Wasser aus dem Rohlingsinneren an

die Oberflächen [20]. Die weitere Wasserverdunstung führt dazu, dass sich auch mittlere und später auch dünne Poren mit Luft füllen. Diese luftgefüllten Poren nehmen jedoch noch nicht an der Verdunstung teil, da sie innerhalb der den Rohling umschließenden Grenzschicht liegen und daher mit Wasserdampf gesättigt sind [21].

Solange die Oberfläche noch von wasserführenden Poren erreicht wird, spricht man vom ersten Trocknungsabschnitt. Unter gleichbleibenden Umgebungsbedingungen ist im ersten Trocknungsabschnitt die Trocknungsgeschwindigkeit konstant. Da der Wassertransport bei voranschreitender Trocknung durch immer enger werdende Poren stattfindet, wird die Strömungsgeschwindigkeit in diesen sehr groß. Das führt zu ansteigenden Reibungskräften, die schließlich so groß sind, dass sie zu den kapillaren Zugkräften im Gleichgewicht stehen. In diesem Moment ist der erste Trocknungsabschnitt beendet.

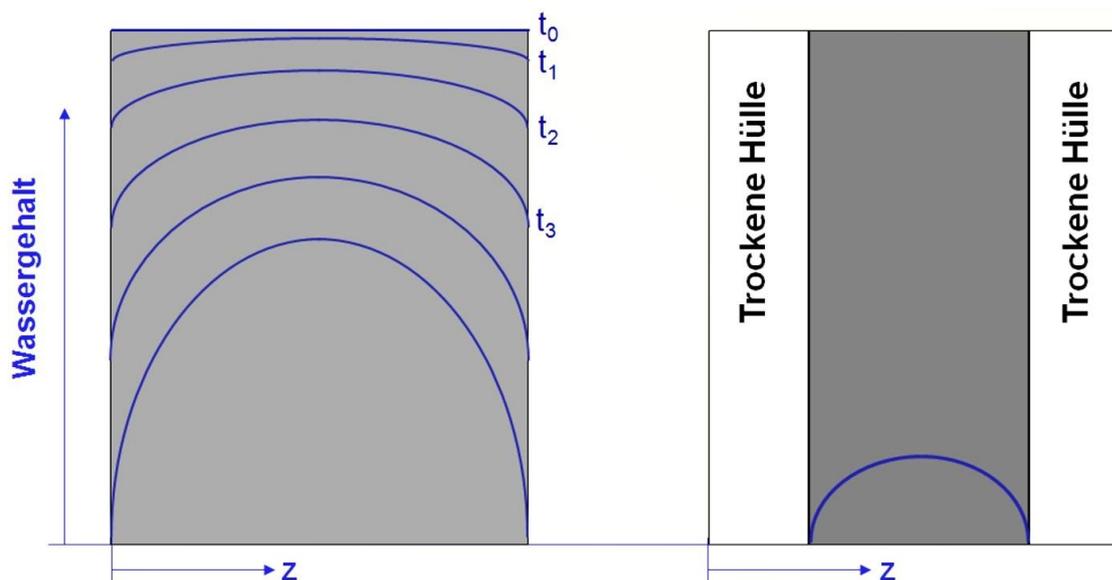


Abb. 14: Erster und zweiter Trocknungsabschnitt

Die wasserführenden Kapillaren erreichen die Rohlingsoberfläche nun nicht mehr. Der zweite Trocknungsabschnitt hat begonnen. Die bis jetzt noch mit der Rohlingsoberfläche übereinstimmende Raumbene, an der sich die Wasserverdunstung abspielt, wandert als sogenannter Trockenspiegel in das Rohlingsinnere [22]. Außerhalb des Trockenspiegels ist der Rohling im Idealfall -nicht hygroskopisches Verhalten vorausgesetzt- trocken. Der hier befindliche, luftgefüllte Kapillarraum steht zur Diffusion für den am Trockenspiegel entstehenden Wasserdampf zur Verfügung. Auf der Innenseite des Trockenspiegels herrschen ähnliche Verhältnisse wie am Ende des ersten Trocknungsabschnittes innerhalb des gesamten Rohlings. Zumindest in Spiegelnähe (auf der Innenseite) führen nur noch wenige Kapillaren Wasser aus dem Inneren heran, das am Trockenspiegel verdunstet. Die nicht mehr wasserführenden Kapillaren sind mit wasserdampfgesättigter Luft gefüllt und nehmen deshalb nicht am Verdunstungsvorgang teil. Die Wanderung des Trockenspiegels ins tiefere

Rohlingsinnere ist stets davon begleitet, dass an ihm die von der kapillaren Fließgeschwindigkeit verursachten Reibungskräfte den kapillaren Zugkräften gleichen.

Schließlich erreichen die Trockenspiegel das Zentrum des Rohlings oder - wenn er nur von einer Seite trocknet - die gegenüberliegende Rohlingsseite und die Trocknung ist beendet [23, 24]. Auf weiterführende Beschreibungen der Trocknungsabschnitte wird in Kapitel 2.3 eingegangen.

2.2.2 Schwindung

Bei Wassergehalten oberhalb der Grenzfeuchte gleicht der volumetrische Wassergehalt dem für die Wasserströmung, also dem für den kapillaren Transport zur Verfügung stehenden Volumen. Die Vorgänge während der Trocknung lassen sich mit dem in Abb. 15 dargestellten Bourry-Diagramm wiedergeben [25].

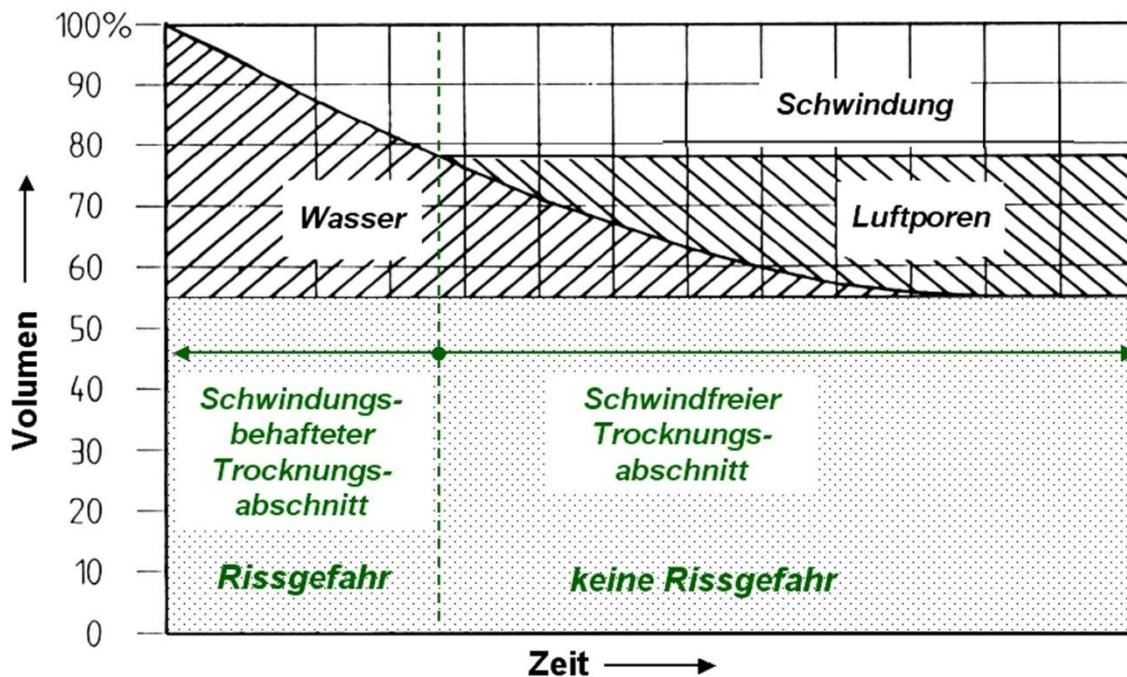


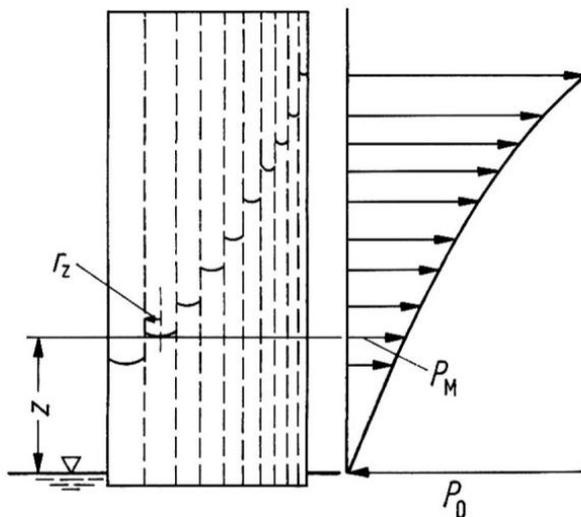
Abb. 15: Bourry-Diagramm für eine Masse aus Ziegelton

Beginnt der Rohling zu trocknen, so verdunstet Wasser an seiner Oberfläche. Bis zu einem Grenzfeuchtegehalt ψ_{Gr} wird die Wasserabgabe dadurch kompensiert, dass die Feststoffpartikel unter Verlust des sie umhüllenden Wassers näher zusammenrücken. Dieser Grenzfeuchtegehalt ist im in Abb. 15 dargestellten Bourry-Diagramm als vertikale grüne gestrichelte Linie zu erkennen. Dort ist die Schwindung abgeschlossen. Bei den meisten Tonen schließt sich an den schwindungsbehafteten Trocknungsabschnitt ein schwindungsfreier an. Das Rohlingsvolumen bleibt konstant, da das verdunstende Wasser durch in den Rohling eindringende Luft ersetzt wird. Da die Schwindung, wie in Abb. 13 gezeigt, zuerst an der Oberfläche einsetzt

und danach den Kern erfasst, ist der Schwindungsvorgang mit mechanischen Spannungen verbunden.

2.2.3 Wasser als Bindemittel im keramischen Rohling

Wasser hat im Rohling die Aufgabe, für Reibungsarmut bei der Pressverformung zu sorgen und somit als Gleitmittel zwischen den bei der Aufbereitung und schließlich bei der Formgebung gegeneinander bewegten Mineralpartikeln und eventuellen Zusatzstoffen zu dienen. Ferner ist Wasser auch dafür erforderlich, dass die Partikel aneinander haften und die Rohlinge bei abnehmendem Anmachwassergehalt nicht auseinander fallen. Auch bei scheinbar vollkommen ausgetrockneten Rohlingen beobachtet man hohe Festigkeiten. Die Festigkeit der Rohlinge nimmt bei abnehmendem Wassergehalt zu.



Druckverlauf in einem Modellkörper aus widerstandslos miteinander verbundenen Kapillaren unterschiedlicher Dicke

Abb. 16: Kapillare Saugkraft in Abhängigkeit vom Porenradius

Der Zusammenhalt der Partikel untereinander wird durch Adhäsionskräfte, verursacht durch die Oberflächenspannung des Wassers, aufgebracht. In diesem Zusammenhang wird auf den Kapillarzug verwiesen, der sich nach Gleichung (2.1) berechnet.

$$p_k = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{r} \quad (2.1)$$

In der Gleichung sind σ die Oberflächenspannung von Wasser und θ der Benetzungswinkel von Wasser an den Kapillaroberflächen. Da die Oberflächen der

Tonminerale, wie in Kapitel 2.1 beschrieben, eine hohe elektrostatische Nahwirkung haben, sind sie von Wasserdipolen durchgängig besetzt. Der Benetzungswinkel θ beträgt daher Null.

Tabelle 1 enthält den sich einstellenden Kapillarzug für einige Kapillarradien [26].

Tabelle 1: Zug und Druck in Abhängigkeit von Kapillar- und Tropfenradien [26]

Radius r von Kapillaren [m]	Zug [$10^5 \text{Pa} = 10^5 \text{N/m}^2$]
10^{-6}	1,5
10^{-7}	15
10^{-8}	150
10^{-9}	1500
10^{-10}	15000

Man erkennt, dass Kapillarradien von $1 \mu\text{m}$ zu Zugspannungen von $1,5 \cdot 10^5 \text{Pa}$ führen. Die Dicken der Mineralplättchen liegen in der Größenordnung von 10 nm . Poren mit diesem Radius erzeugen kapillare Zugspannungen von $150 \cdot 10^5 \text{Pa}$.

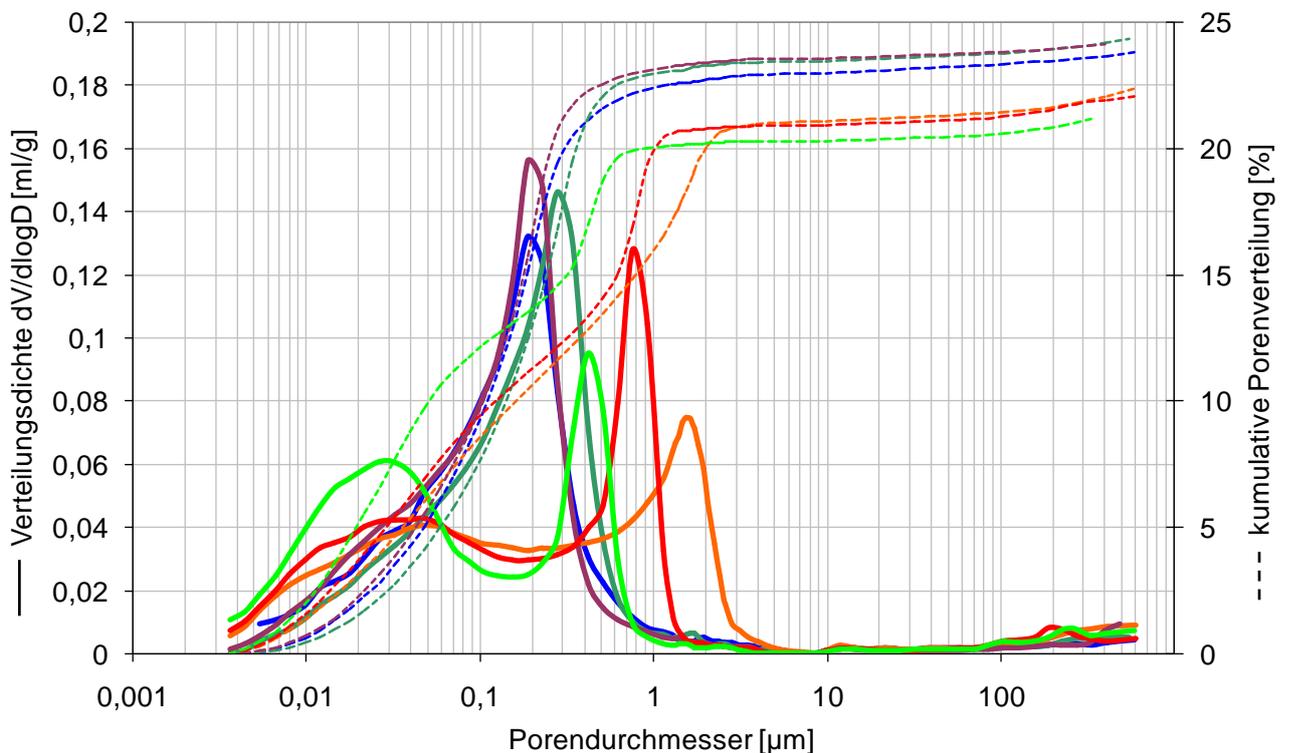


Abb. 17: Porengrößenverteilungen in Rohlingsmassen unterschiedlicher Sichtziegel

Die tatsächliche Porengrößenverteilung in Ziegelrohlingen kann durch Quecksilberdruckporosimetrie ermittelt werden. Abb. 17 zeigt die Ergebnisse für sechs unter-

schiedliche Rohlingstypen aus dem Sichtziegelbereich (Vormauerziegel, Klinker, Pflasterziegel und Dachziegel).

Porendurchmesser unterhalb von 4 nm sind nicht aufgetragen und spielen in ihrem Volumenanteil - wie der rechte Randmaßstab zeigt - überhaupt keine Rolle. Der Porenradius von 2 nm soll daher als Grenzfall dienen. Bei ihm kommt es zu einer kapillaren Zugspannung von $750 \cdot 10^5$ Pa.

Abb. 18 zeigt, dass ein Kapillarzug von $750 \cdot 10^5$ Pa zu einer Absenkung des Satteldampfdruckes auf 60 % des über ebenen Wasseroberflächen herrschenden Satteldampfdruckes führt [26]. Für die Verdunstung aus Kapillaren mit einem Radius von nur 2 nm bedeutet dieses beispielsweise, dass der Dampfdruck über dem in ihnen enthaltenen Wasser erst bei 82,3 °C genauso hoch ist, wie über einer ebenen Oberfläche bei 70 °C. Bei 70 °C beträgt er nämlich $31,2 \cdot 10^3$ N/m über einer ebenen Wasseroberfläche. Bei 82,3°C sind es $52,0 \cdot 10^3$ N/m [27] über der ebenen und 60 % hiervon, nämlich auch $31,2 \cdot 10^3$ N/m über der mit einem Radius von 2 nm konkav gekrümmten Wasseroberfläche in der Nanokapillare.

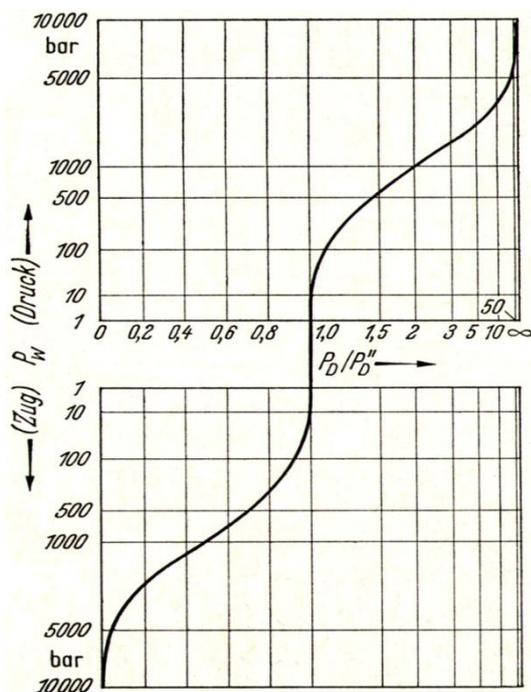


Abb. 18: Dampfdruckabsenkung bzw. -erhöhung unter Kapillarzug oder Tropfendruck [26]

Bleibt man bei diesem Beispiel, so herrscht außerhalb der Nanokapillare bei 82,3 °C ein Dampfdruck von 60 % des Satteldampfdruckes. Die relative Luftfeuchte beträgt also nur 60 %. Ist sie höher, so ist der örtliche Satteldampfdruck in der Kapillare bereits überschritten, und es kommt hier zur Wasserkondensation. Diese „Kapillarkondensation“ tritt also bei sehr engen Kapillaren auf, obwohl die Luft nicht mit Wasser gesättigt ist.

Unter „Kapillaren“ sind alle konkav gekrümmten Wasseroberflächen und nicht nur die in kreisrunden Röhren zu verstehen. Die Zugspannung wird von der Oberflächenspannung des Wassers verursacht. Je kleiner der Krümmungsradius ist, umso stärker ist die Oberfläche gedehnt. Die Zugspannung am Wasserfilm kann für den Krümmungsradius r der konkaven Oberfläche wie der Kapillarzyug nach Gleichung (2.1) berechnet werden. Die Auswirkungen lassen sich anhand von Abb. 19 erläutern.

An den Berührungsstellen zwischen Einzelpartikeln kommt es zu sehr engen Ecken und Winkeln. In diesen schlägt sich Wasser nieder, dessen Oberfläche zunächst äußerst kleine Krümmungsradien aufweist, so dass hier ein stark abgesenkter Satteldampfdruck herrscht. Das Wasser in den engen Ecken füllt sich soweit durch Kondensation weiter auf, bis der Quotient p_D/p_D'' (entspricht p_D/p_{DS}) aus Abb. 18 der relativen Luftfeuchtigkeit gleicht.

Abb. 19 zeigt die an der Berührungsstelle zwischen 2 kugelförmigen Partikeln befindliche Wasserbrücke, die im Laufe des Trocknungsvorganges beständig an Volumen verliert. Wie das rechte Teilbild erkennen lässt, nimmt die Wasseroberfläche dabei einen immer kleiner werdenden Krümmungsradius ein. Die im linken Teilbild erkennbaren Spannungsvektoren nehmen, unter Berücksichtigung von Gleichung (2.1), umgekehrt proportional zum kleinen Krümmungsradius $z/2$ zu. In einem für kugelförmige Stoffe geltenden Spezialfall ist zu sehen, dass der Vektorenkranz bei Verminderung der Brückenwassermenge beständig mehr in die gemeinsame Tangentialebene der beiden Kugeln einmündet. Sowohl der benetzte Tangentialring als auch die radiale Komponente nähern sich dem Wert Null. Der Haftverbund der beiden Kugeln geht verloren. Das sollte der Grund dafür sein, warum aus feuchtem Sand geformte Skulpturen bei Austrocknung zerfallen. Im Gegensatz zu Kugeln behalten die zwischen den Mineralplättchen und anderen splittrigen Partikeln herrschenden Wasserhaftbrücken während des Austrocknungsvorganges ihre Verbindung zu hydrophilen Oberflächen als auch ihre in Normalenrichtung zeigenden Komponenten bei. Letztere werden bei enger werdenden Krümmungsradien noch verstärkt.

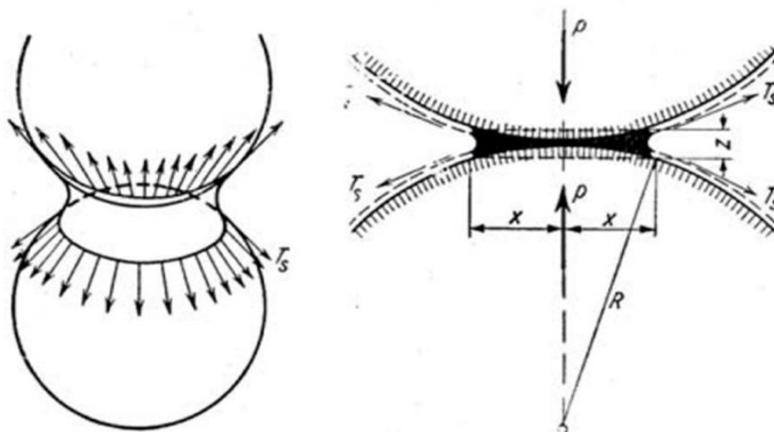


Abb. 19: Kapillarzyug als Haftmechanismus zwischen Einzelpartikeln und Ursachen der Kapillarkondensation durch Dampfdruckabsenkung [28]

Während des zweiten Trocknungsabschnittes wandert der Trockenspiegel in das Rohlingsinnere. Die Rohlingstemperatur steigt nun durch instationäre Erwärmung an. Demzufolge ist die Temperatur an der Oberfläche höher als im Rohlingskern. Der Trockenspiegel befindet sich dort, wo der zur momentanen Rohlingstemperatur gehörende Sattdampfdruck herrscht. Dieser bewegt sich im Laufe der Trocknung in Richtung Rohlingskern. Wenn der Rohlingskern erreicht ist, ist der zweite Trocknungsabschnitt beendet. In besonders engen Kapillaren und Haftbrücken befindet sich noch Wasser, das aufgrund der kapillar verursachten Dampfdruckabsenkung erst bei weiterer Wärmezufuhr verdunstet.

2.3 Wärme- und Stofftransport in trocknenden Rohlingen

Trocknende Rohlinge geben Wasserdampf an die sie umgebende Luft ab. Dadurch vermindert sich im ersten Trocknungsabschnitt die nahe der Oberfläche herrschende Wasserbeladung, und die durch umhüllendes Wasser voneinander getrennten Feststoffpartikel rücken näher aneinander. Oberflächennah setzt also eine lokale Schwindung ein. Die mit Wasser gefüllten Kapillaren verengen sich, und der Feuchtegehalt baut innerhalb des Rohlings einen Gradienten auf. Dieser ist die Triebkraft für den Wassertransport aus dem Rohlingsinneren zur Oberfläche.

Mit dem Beginn des zweiten Trocknungsabschnittes verlässt der Trockenspiegel die Rohlingsoberfläche. Der an ihm durch Verdunstung entstehende Wasserdampf diffundiert durch den luftgefüllten Porenraum in Richtung zur Rohlingsoberfläche, während die zur Verdunstung am Trockenspiegel erforderliche Verdampfungsenthalpie durch Wärmeleitung von der Oberfläche aufgebracht wird. Die Transportmechanismen des zweiten sind also komplexer als diejenigen des ersten Trocknungsabschnittes, bei dem die Lage des Trockenspiegels und die der Rohlingsoberfläche übereinstimmen. Die mathematische Modellierung des Trocknungsvorgangs bezieht sich auf den allgemeinen Fall, also den zweiten Trocknungsabschnitt. Die sich in ihm abspielenden Wärme- und Stofftransporte zwischen dem Inneren des Rohlings und der den Rohling umgebenden Luft lassen sich als Ausgleichsvorgänge in einem Netzwerk aus Transportwiderständen beschreiben.

2.3.1 Aufbau des Widerstandsnetzwerkes

Die konvektiv aus der Umgebungsluft mit der Wärmestromdichte \dot{q} an die Rohlingsoberfläche übergehende Wärme überwindet den Wärmeübergangswiderstand R_a . Ein Teil dieses Wärmestroms dient der Rohlingserwärmung und koppelt sich hierzu mit dem Widerstand R_e aus. Der Rest strömt durch die schon getrocknete Rohlingschicht mit dem Wärmeleitwiderstand R_λ zum Trockenspiegel. Hier ist er über die Verdampfungsenthalpie mit dem am Spiegel verdunstenden Wassermassenstrom verkoppelt. Der entstehende Dampfstrom diffundiert durch den luftgefüllten Porenraum zwischen Trockenspiegel und Rohlingsoberfläche und überwindet dabei den

Diffusionswiderstand R_D . Von der Oberfläche wird der Wasserdampf konvektiv an die Umgebungsluft mit dem Stoffübergangswiderstand R_β abgegeben.

Das am Trockenspiegel verdunstende Wasser wird aus dem Rohlingsinneren durch instationäre Feuchteleitung nachgeliefert. Triebkraft dieses Transportes ist der sich hinter dem Trockenspiegel einstellende Feuchtegradient. Der diesen Gradienten ausgleichende Wassermassenstrom muss den im feuchten Rohling herrschenden Feuchteleitwiderstand R_κ überwinden.

Die Widerstände bilden das in Abb. 20 dargestellte Netzwerk. Die mathematische Beschreibung des Netzwerkes führt zu einem nicht linearen Gleichungssystem, dessen numerische Lösung den Trocknungsablauf in Ziegelrohlingen beschreibt.

Nachfolgend werden die Bedeutungen und die mathematischen Beschreibungen der einzelnen Widerstände näher erläutert.

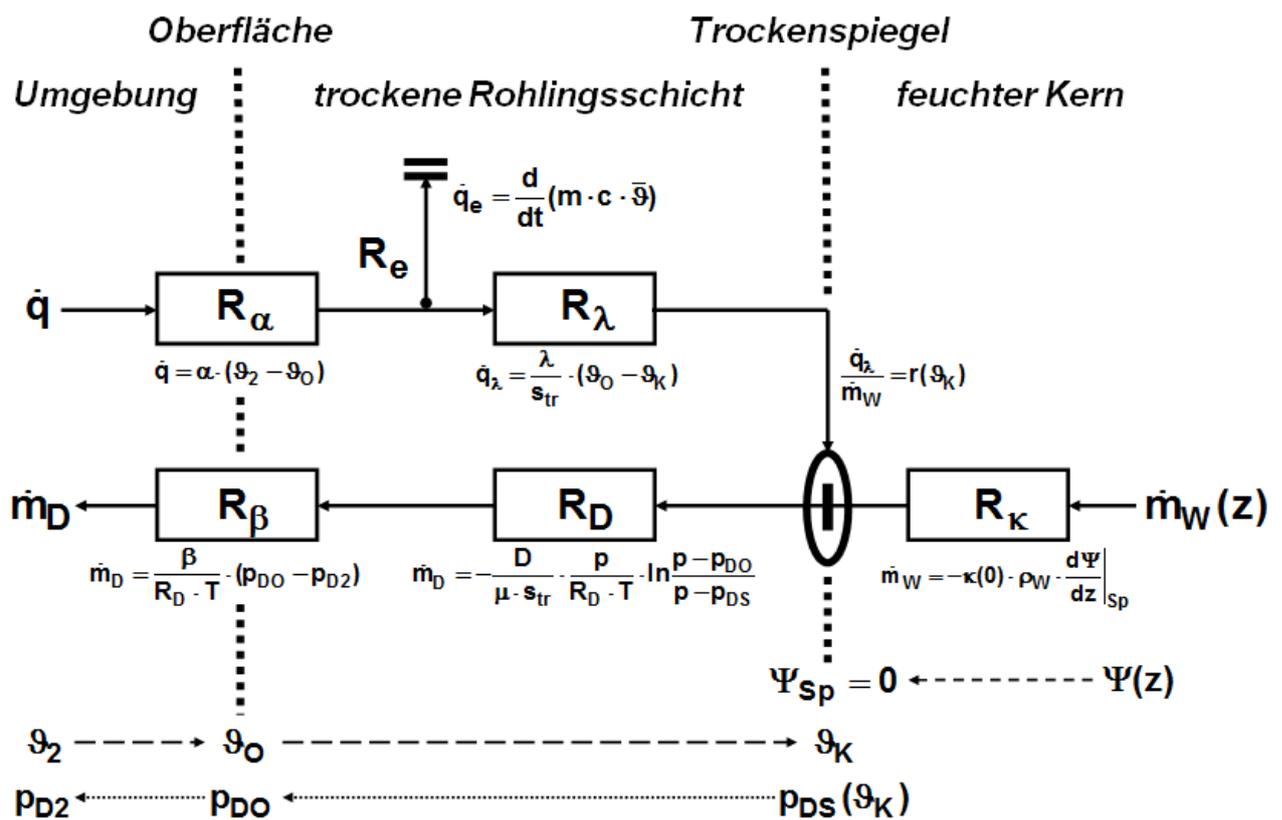


Abb. 20: Netzwerk der Transportwiderstände im trocknenden Rohling

2.3.2 Wärme- und Stoffübergangswiderstände

Triebkraft für die Austauschvorgänge beim Wärme- und Stoffübergang sind die Temperaturdifferenz $(\vartheta_2 - \vartheta_0)$ beziehungsweise die Druckdifferenz $(p_{D0} - p_{D2})$. Für die

Wärmestromdichte \dot{q} aus der Trockneratmosphäre mit dem Zustand 2 an die Trockengutoberfläche mit dem Zustand 0 gilt:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_0) \quad (2.2)$$

mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α .

Für die Massenstromdichte \dot{m}_D des an die umgebende Luft übergehenden Wasserdampfes gilt:

$$\dot{m}_D = \frac{\beta}{R \cdot T} \cdot (p_{D0} - p_{D2}) \quad (2.3)$$

mit dem Stoffübergangskoeffizienten β und der speziellen Gaskonstante R sowie der Temperatur T des Wasserdampfes.

Der Wärmeübergangs- und der Stoffübergangskoeffizient lassen sich aus der Nusseltzahl Nu beziehungsweise aus der Sherwoodzahl Sh herleiten.

Die Nusseltzahl ist definiert mit

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (2.4)$$

und gleicht dem Verhältnis zwischen übertragener und durch die Grenzschicht geleiteter Wärme. Sie hängt von der Reynoldszahl

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu} \quad (2.5)$$

sowie von der Prandtzahl

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (2.6)$$

in folgender empirischer Beziehung [29] ab:

$$Nu = K \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (2.7)$$

In den Gleichungen (2.4) bis (2.7) bezeichnen l eine charakteristische Länge und λ die Wärmeleitfähigkeit der mit der Geschwindigkeit w strömenden Luft. Die dynamische Viskosität der Luft trägt die Bezeichnung ν und a ist deren Temperaturleitkoeffizient. Die Konstante K hängt von der Geometrie ab (zum Beispiel überströmter oder durchströmter Körper), die Exponenten m und n von der Strömungsform. Für eine laminare Strömung sind die Konstante K etwa 1/2 und der Exponent n etwa 1/3. Bei turbulenter Strömung gelten $m = 0,8$ und $n = 0,42$ [29].

Die den Stoffübergang beschreibenden Sherwoodzahl ist definiert mit

$$Sh = \frac{\beta \cdot l}{D} \quad (2.8)$$

und gleicht dem Verhältnis zwischen dem übertragenen und dem durch die Grenzschicht mit dem Diffusionskoeffizienten D diffundierenden Stoffstrom. Sie hängt ebenfalls von der Reynoldszahl und der Prandtlzahl nach der prinzipiell gleichen Beziehung ab:

$$Sh = K \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (2.9)$$

Bei Trocknungsvorgängen ist zu berücksichtigen, dass der Stoffübergang nicht äquimolar erfolgt. Der aus dem trocknenden Rohling austretende Dampfstrom beruht auf einseitiger Diffusion. Bedingt durch den Stefanstrom sind der Wärme- und der Stoffübergang in diesem Fall nicht analog. Der sich einstellende konvektive Strom ist bei kleinen Wasserdampfpartialdrücken, so wie sie bei der industriellen Trocknung von Ziegelrohlingen auftreten, jedoch vernachlässigbar. Man kann daher näherungsweise doch von einer Analogie mit übereinstimmenden Konstanten K , m und n in den Gleichungen (2.7) und (2.9) ausgehen. Wärme- und Stoffübergang lassen sich daher sehr einfach ineinander umrechnen [23, 26]. Es gilt:

$$\frac{\alpha}{\beta} = c_p \cdot \rho_{Gr} \cdot \left(\frac{a}{D} \right)^{1-n} \quad (2.10)$$

mit c_p als spezifischer Wärmekapazität, ρ_{Gr} als Dichte und a als Temperaturleitkoeffizient von feuchter Luft in der das Trockengut umgebenden Grenzschicht. D ist der Diffusionskoeffizient von Wasserdampf in Luft [33]

$$D = 22,6 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \cdot \left(\frac{T}{273K} \right)^{1,74} \quad (2.11)$$

und n ist bei turbulenter Strömung gleich dem oben genannten Wert von 0,42.

Die für viele Objektgeometrien und Anströmvarianten empirisch ermittelten Nusseltfunktionen [30] sind hierdurch zugleich zur Berechnung des Wärme- wie auch des Stoffübergangs geeignet. Damit lassen sich der Wärme- und der Stoffübergang bzw. deren Transportwiderstände an der Rohlingsoberfläche als Komponenten des in Abb. 20 dargestellten Widerstandsnetzwerks mathematisch herleiten.

2.3.3 Wärmeleitung und Rohlingserwärmung

Im zweiten Trocknungsabschnitt findet die Wasserverdunstung nicht mehr an der Rohlingsoberfläche sondern an dem in das Rohlingsinnere wandernden Trockenspiegel statt. Bei technisch üblichen Trocknungsvorgängen ist die Bewegung des Trockenspiegels sehr langsam. Während der Wanderung ins Rohlingsinnere nimmt die Temperatur des Spiegels zu. Da die offene Porosität innerhalb der trockenen Außenschale zwischen der Rohlingsoberfläche und dem Spiegel widerstandsarm und sehr groß ist (in jedem gemessenen Fall größer als 20 Vol.-% bei Ziegelrohlingen [31]), kann der Dampfdruck am Spiegel nicht nennenswert über den Atmosphärendruck hinaus ansteigen. Daher erreicht die Temperatur des Spiegels maximal die zum äußeren Luftdruck gehörige Siedetemperatur.

Somit sorgen die Verdunstungsvorgänge am Spiegel für eine sehr „gebremste“ Aufheizung mit einer zugleich nur geringen Wanderungsgeschwindigkeit. Im Gegensatz zu Wärmeprozessen, bei denen die zugeführte Wärme zur schnellen Temperaturerhöhung des instationär erwärmten Gutes genutzt wird, stellt der Trockenspiegel eine Wärmesenke dar, an der der zufließende Wärmestrom in erster Linie die Verdampfungsenthalpie für das verdunstende Wasser aufzubringen hat. Trotz relativ großer Wärmeströme verläuft die Rohlingserwärmung nur langsam. Der Verlauf der Temperaturkurve zwischen der Rohlingsoberfläche und dem Rohlingsspiegel ist geradlinig, da die gespeicherte Wärme gegenüber der Verdampfungsenthalpie klein ist. Die eigentlich instationäre Erwärmung kann in der mathematischen Modellierung als quasi-stationäre Wärmeleitung angenähert werden [23, 31].

Zwischen dem Trockenspiegel und dem Rohlingskern findet ebenfalls eine instationäre Erwärmung statt. Der Kern ist demnach strenggenommen stets kälter als der Spiegel. Da dessen Temperatur aber nur sehr langsam anwächst, die Rohlingsmasse in diesem Bereich noch feucht ist und eine folglich relativ hohe Wärmeleitfähigkeit aufweist, kann die Temperatur hier mit hinreichender Genauigkeit als ortsunabhängig gleich der Spiegeltemperatur angenommen werden [23].

Rechnerisch wird daher der an die Oberfläche übertragene Wärmestrom in zwei Einzelströme aufgeteilt. Der größere dient zur - stationär angenäherten - Wärmeleitung \dot{q}_λ von der Oberfläche zum Trockenspiegel während der kleinere den zur Rohlingserwärmung erforderlichen Wärmestrom \dot{q}_e aufbringt. Der nach Gleichung (2.12) übertragene Wärmestrom \dot{q} teilt sich also auf in:

$$\dot{q} = \dot{q}_\lambda + \dot{q}_e. \quad (2.12)$$

Für die Wärmeleitung \dot{q}_λ gilt:

$$\dot{q}_\lambda = \frac{\lambda}{s_{tr}} \cdot (\vartheta_O - \vartheta_K) \quad (2.13)$$

mit der auch am Spiegel herrschenden Kerntemperatur ϑ_K , dem Wärmeleitkoeffizienten λ und dem Abstand s_{tr} zwischen der Oberfläche und dem Trockenspiegel.

Der zur Erwärmung dienende Anteil

$$\dot{q}_e = \frac{\partial}{\partial t} \cdot (m \cdot c \cdot \bar{\vartheta}) \quad (2.14)$$

ist die zeitliche Ableitung der sich zeitabhängig verändernden Größen der flächenspezifischen Masse m , der spezifischen Wärmekapazität c und der mittleren Temperatur $\bar{\vartheta}$ des trocknenden Rohlings. Die flächenspezifische Masse m verändert sich aufgrund der abnehmenden Wasserbeladung. Aus diesem Grunde verändert sich auch die spezifische Wärme, da die gegenüber der Trockenmasse etwa viermal so große Wärmekapazität des Wassers im Mittelwert c eine zunehmend geringere Rolle

spielt. Die Rohlingstemperatur $\bar{\vartheta}$ nimmt hingegen während des Trocknungsvorganges zu.

Da die Veränderung der Wasserbeladung $y(t)$ sehr langsam abläuft, kann man die Rohlingserwärmung auch auf die zeitlich konstant bleibende Masse an trockenem Feststoff (Index tr) und die des sich mit $y(t)$ verändernden Wassers aufspalten. Hiermit erreicht man eine höhere Genauigkeit als mit Gleichung (2.14), da das im Rohling enthaltene Wasser nicht dessen Durchschnittstemperatur sondern nur die Kerntemperatur hat. Daher gilt mit s als Rohlingsdicke:

$$\dot{q}_e = s \cdot \left(\rho_{tr} \cdot c_{tr} \cdot \frac{\partial \bar{\vartheta}}{\partial t} + \rho_W \cdot c_W \cdot y(t) \cdot \frac{\partial \vartheta_K}{\partial t} \right). \quad (2.15)$$

Da die mathematische Modellierung des Widerstandsnetzwerkes ohnehin zu einem nur numerisch lösbaren Gleichungssystem führt, ist die aus den Zeitabhängigkeiten der Größen m , c , $\bar{\vartheta}$ und $y(t)$ resultierende Komplexität der Differentialgleichung (2.15) keine nennenswerte Erschwernis des Berechnungsalgorithmus.

2.3.4 Vorgänge am Trockenspiegel

Die im zweiten Trocknungsabschnitt zum Trockenspiegel geleitete Wärme bringt hier die zur Verdunstung bei der Spiegeltemperatur erforderliche Verdampfungsenthalpie auf. Dadurch ist die durch Wärmeleitung zum Trockenspiegel gelangende Wärmestromdichte \dot{q}_λ mit dem am Trockenspiegel verdunstenden flächenspezifischen Wassermassenstrom \dot{m}_W über die Verdampfungsenthalpie $r(\vartheta_K)$ bei der Kerntemperatur verknüpft. Es gilt:

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{q}_\lambda}{r(\vartheta_K)}. \quad (2.16)$$

Die Temperaturabhängigkeit der Verdampfungsenthalpie kann für den interessierenden Temperaturbereich von 0°C bis 100°C aus den unterschiedlichen spezifischen Wärmekapazitäten von Wasserdampf und flüssigem Wasser errechnet werden. Dabei nutzt man aus, dass die Wasserverdampfung bei der Temperatur ϑ_K denselben Energiebedarf hat wie eine Abfolge, bei der das Wasser erst von ϑ_K auf 0°C abgekühlt, bei 0°C verdampft und dann als Wasserdampf wieder auf ϑ_K erwärmt wird. Daher gilt:

$$r(\vartheta_K) = r_0 - \vartheta_K \cdot (c_W - c_{pm,D}). \quad (2.17)$$

Hierin ist $r_0 = 2500$ kJ/kg die Verdampfungsenthalpie bei 0°C. Die Wärmekapazität von Wasser beträgt $c_W = 4,19$ kJ/kg (mit geringer Temperaturabhängigkeit) und die des Wasserdampfes $c_{pm,D} = 1,86$ kJ/kg (mit ebenfalls geringer Temperaturabhängigkeit).

Von großer Bedeutung für die Diffusion des vom Trockenspiegel ausgehenden Wasserdampfmassenstroms durch die schon getrocknete Rohlingsschale ist der sich am Spiegel einstellende Wasserdampfpartialdruck. Dieser gleicht dem zur Spiegeltemperatur ϑ_K gehörigen Sättigungspartialdruck $p_s(\vartheta_K)$.

Der Zusammenhang zwischen Temperatur und Dampfdruck lässt sich aus einem p-T-Phasendiagramm entnehmen und wird allgemein durch die Clausius-Clapeyronsche Gleichung

$$p_s(T) = p_0 \cdot \exp\left(-\frac{r}{R \cdot T}\right) \quad (2.18)$$

beschrieben. Aufgrund der bekannten Anomalien von Wasser stimmen die nach Clausius-Clapeyron errechneten Werte nur unzureichend mit empirisch gefundenen Messergebnissen überein.

Zur Berechnung des Sattdampfdruckes in Abhängigkeit von der Temperatur arbeitet man daher meistens mit Näherungsformeln, die im Grundsatz den von Clausius und Clapeyron gefundenen Gesetzmäßigkeiten entsprechen, aber zu höheren Genauigkeiten führen. Am bekanntesten ist die Magnus-Formel

$$p_s(\vartheta_K) = p_s(0^\circ\text{C}) \cdot \exp\left(\frac{C_1 \cdot \vartheta_K}{C_2 + \vartheta_K}\right) \quad (2.19)$$

mit den Konstanten $C_1 = 17,08$ und $C_2 = 234,18^\circ\text{C}$, für die eine hohe Genauigkeit mit Abweichungen $\leq 0,3\%$ im Bereich zwischen 0°C und 100°C angegeben wird [32].

Zusammen mit dem in Kapitel 2.3.6 zu erörternden, aus dem Innern des Rohlings durch Feuchteleitung nachströmenden und am Spiegel verdunstenden Wassermassenstrom $\dot{m}_W = \dot{m}_D$ kommt den Vorgängen am Trockenspiegel eine Schlüsselbedeutung für den Ablauf der Wassertransportvorgänge im Rohling und somit für den gesamten Trocknungsprozess zu. Für die den Wasserdampf vom Spiegel ableitende Diffusion ist der dem Sattdampfdruck $p_s(\vartheta_K)$ gleichende Wasserdampfpartialdruck p_{Ds} am Spiegel die wichtigste Einflussgröße.

2.3.5 Wasserdampfdiffusion durch den Porenraum der trockenen Rohlingshülle

Das im zweiten Trocknungsabschnitt am Trockenspiegel verdunstende Wasser diffundiert von hier durch den luftgefüllten Porenraum der zwischen dem Spiegel und der Oberfläche befindlichen, bereits getrockneten Rohlingshülle. Der am Trockenspiegel herrschende Sattdampfdruck ist höher als der Wasserdampfpartialdruck in der den Rohling umgebenden Atmosphäre. Der Partialdruckgradient innerhalb des Porensystems ist die Triebkraft des Diffusionsvorganges. Für den Wasserdampfmassenstrom gilt nach [33, 34]:

$$\dot{m}_D = -\frac{D}{\mu \cdot R \cdot T} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.20)$$

Die sich einstellende Massenstromdichte \dot{m}_D ist also proportional zum Partialdruckgradienten $\partial p / \partial z$ des diffundierenden Gases und umgekehrt proportional zu dessen spezieller Gaskonstante R und der absoluten Temperatur T . Der Proportionalitätsfaktor D ist der Diffusionskoeffizient für Wasserdampf in Luft und die Diffusionswiderstandszahl μ gibt an, um wieviel geringer die Diffusion im betrachteten Porensystem gegenüber einem freien Gasraum abläuft.

Während der Diffusionskoeffizient D nach Gleichung (2.20) eine temperaturabhängige Stoffgröße ist, die die molare Beweglichkeit von Wasserdampf in Luft beschreibt, handelt es sich bei der Diffusionswiderstandszahl μ um eine rechnerische Verknüpfung aus der offenen Porosität P_0 und der Tortuosität τ . Die Tortuosität beschreibt den Grad der Verschlungenheit der Diffusionswege und gleicht damit einer Zusammenfassung von Einschnürungseffekten und Wegverlängerungen. Es gilt:

$$\mu = \frac{\tau}{P_0} \quad (2.21)$$

Wenn Wasserdampf durch Poren mit einem Durchmesser von kleiner $0,04 \mu\text{m}$ [26] diffundiert, so wird die Molekularbewegung durch die Porenwände behindert, es kommt zu einer Verringerung der Diffusionsgeschwindigkeit. In diesem Fall handelt es sich um die sogenannte Knudsendiffusion, die einen sehr viel höheren Transportwiderstand als die molare Diffusion hat [35]. Da derartig feine Poren innerhalb toniger Substanzen stets mit dickeren Poren koexistieren, bleibt die Knudsendiffusion als Transportmechanismus bedeutungslos.

Für den konkreten Fall lässt sich Gleichung (2.20) zu folgender, den gesamten Diffusionsweg erfassenden Beziehung, integrieren [23]:

$$\dot{m}_D = -\frac{D}{\mu \cdot s_{tr}} \cdot \frac{p}{R \cdot T} \cdot \ln \frac{p - p_{DO}}{p - p_{DS}} \quad (2.22)$$

Neben den oben beschriebenen Größen sind hier der Spiegelabstand s_{tr} von der Rohlingsoberfläche und die mittlere logarithmische Partialdruckdifferenz, also der Gesamtdruck p und die Wasserdampfpartialdrücke p_{DO} an der Rohlingsoberfläche sowie p_{DS} am Spiegel von Bedeutung.

2.3.6 Feuchteleitung in Rohlingen der keramischen Industrie

Zu Beginn der Trocknung verdunstet ausschließlich das an der Oberfläche haftende Hüllenwasser sowie Wasser an den äußeren Kapillarenden. Die sich dadurch einstellenden Wassermenisken verursachen einen Kapillarzug. Hierdurch kommt es zur Feuchteleitung aus dem Rohlingsinneren zur Oberfläche. Es ist technisch äußerst aufwendig, die durch die Wasserströmung innerhalb des Rohlings verursachten Druckgradienten zu messen. Daher wird die Feuchteleitung aus pragmatischen

Gründen auf den leicht messbaren Feuchtegradienten bezogen. Die wirkliche Ursachen einer ausgleichenden Wasserströmung, nämlich die im Rohling vorhandenen, physikalisch durch Kapillarkräfte und andere Oberflächeneffekte verursachten Druckgradienten, werden ignoriert. Stattdessen sieht man das Trockengut als Kontinuum an, in dem Feuchteunterschiede als Ursache für Ausgleichvorgänge anzusehen sind [36]. Der Rohling gilt dabei als makroskopisch homogene Masse. Diese Betrachtungsweise setzt voraus, dass Trockengüter einen relativ homogenen Massenaufbau besitzen.

In Analogie zur Fourierschen und Fickschen Differenzialgleichung gilt damit für die Feuchteleitung innerhalb des nassen Gutes:

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\kappa(\psi, \vartheta) \cdot \frac{\partial \psi}{\partial z} \right) \quad (2.23)$$

mit ψ als volumetrischem, lokalem Wassergehalt, ϑ als Temperatur, z als Ortskoordinate und t als Zeit. Hierin ist κ der feuchte- und temperaturabhängige Feuchteleitkoeffizient. Da die meisten Trockengüter annähernd plattenförmig oder aus Einzelplatten zusammengesetzt sind, ist es im Allgemeinen ausreichend und praxisrelevant [23], diese eindimensional zu betrachten.

Als Anfangsbedingung wird angenommen, dass zur Zeit $t = 0$ an jedem Ort des Rohlings der gleiche Anfangswassergehalt herrscht:

$$\psi_{t=0} = \psi_{\text{anf}} \quad \text{für jeden Ort } z. \quad (2.24)$$

An der Oberfläche bzw. - für den allgemeinen Fall - am Trockenspiegel gilt analog zu der aus der Wärmeübertragung bekannten Randbedingung 3. Art:

$$-\kappa \cdot \rho_w \cdot \frac{\partial \psi}{\partial z} \Big|_{\text{Spiegel}} = \dot{m}_{w,\text{Spiegel}}, \quad (2.25)$$

wobei \dot{m}_w die Massenstromdichte des Wasserdampfes ist, die am Trockenspiegel oder - im ersten Trockenabschnitt - an der Oberfläche verdunstet.

Geht man von einer symmetrischen Trocknung aus, so braucht nur der halbe Rohling betrachtet zu werden. Als zweite Randbedingung kann dann in der Mitte bei $z=s/2$ der Feuchtegradient zu Null gesetzt werden:

$$\frac{\partial \psi}{\partial z} \Big|_{s/2} = 0. \quad (2.26)$$

Diese Randbedingung gilt auch für einen Rohling der Dicke $s/2$, der nur an einer Oberfläche getrocknet wird, während die andere Seite (z.B. die Auflagefläche) dampfundurchlässig ist.

Der Feuchteleitkoeffizient ist, wie bereits erwähnt, von der Temperatur und dem Wassergehalt abhängig. Oberhalb des Grenzfeuchtegehaltes besteht der zu trocknende Rohling aus Feststoffpartikeln und dem dazwischen befindlichen Wasser. Der

während des Trocknungsvorganges durch Feuchteleitung durchströmbare Querschnittsanteil gleicht dem volumetrischen Wassergehalt [37]. Nach dem Hagen-Poiseulleschen-Gesetz ist der Volumenstrom einer widerstandsbehaffeten Strömung dem Quadrat des Strömungswiderstandes proportional. Hieraus lässt sich herleiten [26], dass der Feuchteleitkoeffizient proportional zum Quadrat des volumetrischen Wassergehaltes ist:

$$\kappa \sim \psi^2 \text{ für } \psi \geq \psi_{Gr}. \quad (2.27)$$

Demnach können, falls der Feuchteleitkoeffizient $\kappa_R(\psi_R)$ für einen bestimmten Referenzwassergehalt ψ_R bekannt ist, die für alle anderen Wassergehalte gültigen Feuchteleitkoeffizienten rechnerisch ermittelt werden. Sofern der Grenzwassergehalt nicht unterschritten wird, gilt:

$$\kappa = \kappa_R \cdot \left(\frac{\psi}{\psi_R} \right)^2 \text{ für } \psi \geq \psi_{Gr}. \quad (2.28)$$

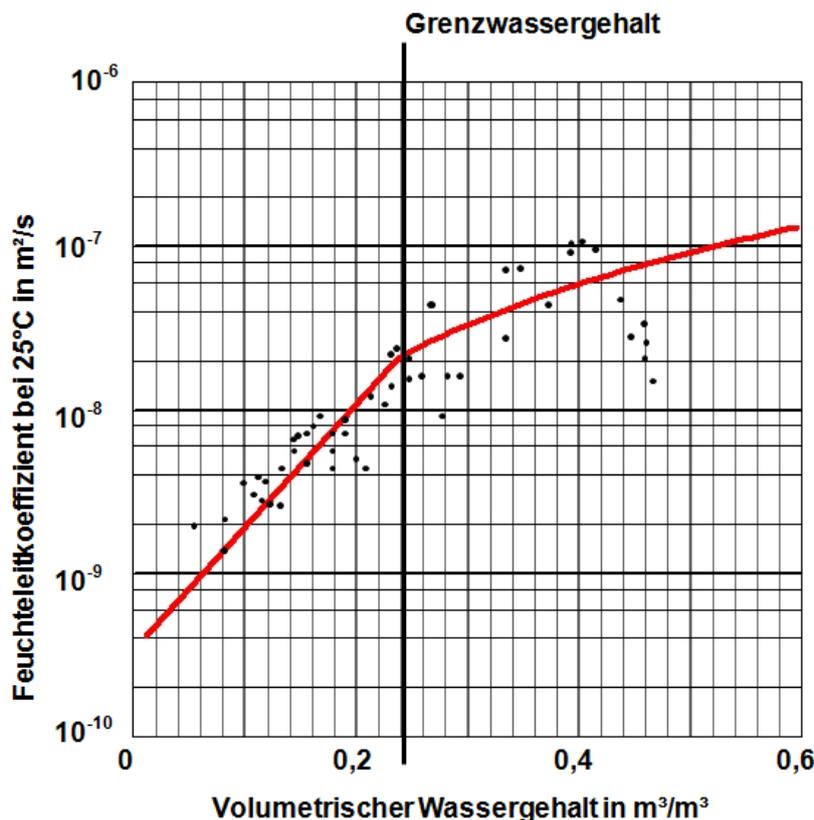


Abb. 21: Vergleich gemessener Feuchteleitkoeffizienten von unterschiedlichen Tonen mit dem rechnerischen Ansatz

In Abb. 21 sind bei unterschiedlichen Wassergehalten gemessene Feuchteleitkoeffizienten für verschiedene in der Keramik eingesetzte Tone von Krischer [26] als Punkte zusammengetragen. Legt man eine Ausgleichskurve durch die Punkte, so ergibt sich oberhalb einer Grenzwasserbeladung von in diesem Fall $\psi_{Gr} = 0,24$ etwa die eingezeichnete rote Linie, die der Gleichung (2.28) entspricht.

Unterhalb der Grenzfeuchte fällt der Feuchteleitkoeffizient in der hier gewählten halb-logarithmischen Darstellung nahezu linear mit dem Wassergehalt ab und kann durch die eingezeichnete Gerade angenähert werden. Durchgeführte Berechnungen zeigen, dass der exakten Steigung dieser unterhalb der Grenzfeuchte eingezeichneten Geraden nur eine geringe praktische Bedeutung zukommt. Für eine mathematische Modellierung wird die Feuchteabhängigkeit des Feuchteleitkoeffizienten unterhalb der Grenzfeuchte mit folgender Gleichung berücksichtigt:

$$\kappa = \kappa_R \cdot \left(\frac{\Psi_{Gr}}{\Psi_R} \right)^2 \cdot 10^{6,7 \cdot (\Psi - \Psi_{Gr})} \quad \text{für } \Psi \leq \Psi_{Gr}. \quad (2.29)$$

Bei Kenntnis des Grenzwassergehaltes ψ_{Gr} und eines Referenzwertes κ_R für den Feuchteleitkoeffizienten bei dem Wassergehalt ψ_R oberhalb des Grenzwassergehaltes ist die Ermittlung der Feuchteleitfähigkeit κ für jede Feuchtebeladung der Rohlingsmasse möglich.

Die Feuchteleitfähigkeit hängt des Weiteren von der Temperatur ϑ ab. Kneule [38] hat aufgrund von Untersuchungen festgestellt, dass sich diese unter sonst gleichen Bedingungen proportional zum Quotienten aus der Oberflächenspannung und der dynamischen Viskosität verhält. Für den zur Ziegel Trocknung interessanten Temperaturbereich zwischen 20 und 100°C gilt dabei mit hinreichender Genauigkeit folgende Beziehung:

$$\frac{\kappa(\vartheta)}{\kappa(25^\circ\text{C})} = 1 + 0,0225 \cdot \left(\frac{\vartheta}{^\circ\text{C}} - 25 \right). \quad (2.30)$$

Hiermit ist die Feuchteleitung im ersten Trocknungsabschnitt im gesamten Rohling, im zweiten Trocknungsabschnitt innerhalb der Trockenspiegel berechenbar. Die in Gleichung (2.25) angegebene Randbedingung 3. Art bestimmt die der Oberfläche bzw. dem Trockenspiegel zuströmende Wassermassenstromdichte. Hiermit sind alle das Widerstandsnetzwerk bildenden Transportvorgänge bekannt. Ihre mathematische Verknüpfung führt zu einem numerisch zu lösenden nichtlinearen Gleichungssystem, das den Trocknungsablauf innerhalb von kapillarporösen, plattenförmigen Gütern aus vorgegebenen Stoffwerten und Umgebungsbedingungen zu berechnen erlaubt. Dieses umfasst sowohl die zeitlichen und örtlichen Verläufe der Feuchtegehalte und Schwindungszustände als auch den sich mit der Zeit ändernden Verlauf des Trockenspiegels und den Anstieg der örtlichen Temperaturen im zweiten Trocknungsabschnitt.

2.3.7 Auswirkungen des ersten und zweiten Trocknungsabschnittes auf das Widerstandsnetzwerk

Das in Abb. 20 dargestellte Netzwerk aus Transportwiderständen für Wasser und den entstehenden Wasserdampf an trocknenden Rohlingen gilt allgemein für den ersten und zweiten Trocknungsabschnitt. Im ersten Trocknungsabschnitt befindet sich der Trockenspiegel direkt an der Oberfläche; die Dicke s_{tr} der trockenen Roh-

lingsschicht ist gleich Null und der Wärmeleitwiderstand R_λ sowie der Diffusionswiderstand R_D verschwinden, sind also ebenfalls gleich Null. Die für den Trockenspiegel hergeleitete Annahme, dass der hier herrschende Dampfdruck dem Sättigungsdampfdruck $p_{DS}(\vartheta_K)$ bei der Spiegel- bzw. Kerntemperatur gleicht, gilt somit im ersten Trocknungsabschnitt unmittelbar für die Rohlingsoberfläche und der gesamte Rohling ist nun der „feuchte Kern“. In der den Rohling umgebenden Grenzschicht herrscht demnach der zur Rohlingstemperatur gehörende Satttdampfdruck, und der den Rohling durch Verdunstung verlassende Wasserdampf geht mit der Rohlingstemperatur in die Umgebungsluft über.

Bei gleichbleibendem Zustand der Umgebungsluft stellt sich in diesem Fall eine konstante Rohlingstemperatur ein, die als Kühlgrenztemperatur [26] bekannt und berechenbar ist. Da der im ersten Trocknungsabschnitt herrschende Wärmeübergang

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_0) \quad (2.31)$$

aufgrund der Übereinstimmung zwischen der Oberflächentemperatur ϑ_0 und der Kühlgrenztemperatur ϑ_{KG} zeitlich konstant ist und ausschließlich zur Wasserverdunstung mit

$$\dot{m}_W = \frac{\dot{q}}{r(\vartheta_{KG})} \quad (2.32)$$

dient, ist der verdunstende Wasserdampfmassenstrom während des gesamten ersten Trocknungsabschnittes ebenfalls konstant.

Wenn der erste Trocknungsabschnitt beendet ist, verlangsamt sich die Trocknungsgeschwindigkeit, da nun die Transportwiderstände der in ihrer Dicke wachsenden trockenen Rohlingsschicht hinzukommen und im weiteren Zeitverlauf zunehmen. Die Trocknungsgeschwindigkeit weist demnach einen Knick in ihrem zeitlichen Verlauf an der Grenze zwischen dem ersten und zweiten Trocknungsabschnitt auf. Während bis zum Ende des ersten Trocknungsabschnitts sehr überschaubare Verhältnisse mit einem relativ geringen und problemlos berechenbaren Trocknungsenergiebedarf [4] herrschen, ist der Trocknungsprozess im zweiten Trocknungsabschnitt sehr viel schwerer erfassbar und wurde - speziell in energetischer Hinsicht - bislang ausschließlich durch Empirie und „Erfahrungen“ betrieben.

Daher wird dem Übergang vom ersten zum zweiten Trocknungsabschnitt eine große Bedeutung zugesprochen. Bekannte Darstellungen zur Trocknungstechnik [26, 39] analysieren die Lage des Knickpunktes anhand eines Zweikapillarenmodells und weisen nach, dass das Produkt aus Trocknungsgeschwindigkeit und Rohlingsdicke am Knickpunkt eine Funktion der auf die Anfangsfeuchte bezogenen Wasserbeladung ist. Tsotsas und Metzger zeigen, dass diese Zusammenhänge sich auch durch Rechenmodelle bestätigen lassen, die von einer hohen Zahl unterschiedlich dicker Kapillaren ausgehen [40]. Ferner entspricht diese Theorie auch umfangreichen Labor- und Industriemessungen, wie von Krischer [26] anhand verschiedener Trocken-

güter belegt wird. Generell ergibt sich der in Abb. 22 gezeigte Zusammenhang. Man erkennt erwartungsgemäß anhand der gestrichelt eingezeichneten Trocknungsverlaufskurven, dass die drei unterschiedlich dicken Trocknungsgüter gleicher Massezusammensetzung - ausgehend von ihrem Anfangswassergehalt $y_m = y_0$ - bis zum Erreichen der Knickpunktkurve am Ende des ersten Trocknungsabschnittes eine konstante Trocknungsgeschwindigkeit haben. Der Knickpunkt liegt bei größeren Feuchtebelastungen, je höher die Trocknungsgeschwindigkeit, die Trockengutdicke bzw. das Produkt aus beiden wird. Ursache dafür ist, dass niedrige Trocknungsgeschwindigkeiten zu kleineren Strömungsgeschwindigkeiten in den zur Rohlingsoberfläche reichenden Poren führen. Dadurch gleichen die strömungsbedingten Reibungskräfte erst später den kapillaren Zugkräften, so dass der erste Trocknungsabschnitt länger wird. Das am linken Bildrand erreichte Produkt aus Endtrocknungsgeschwindigkeit und Gutdicke stimmt für die drei dargestellten Trocknungsverlaufskurven überein [26].

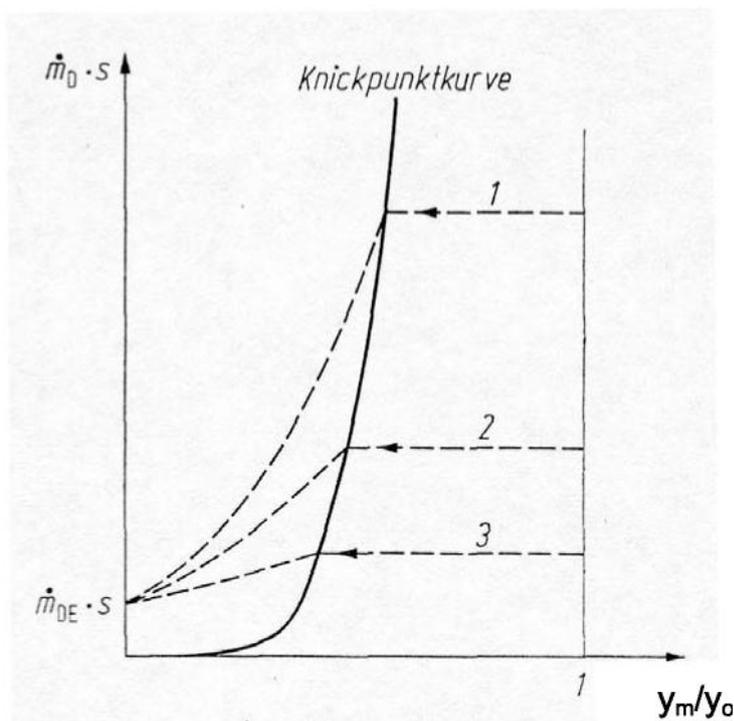


Abb. 22: Knickpunktkurve [26]

Die Knickpunktkurve erlaubt es, das Ende des ersten Trocknungsabschnittes bei Variation der Rohlingsdicke sowie der Trocknungsgeschwindigkeit zu interpolieren, sofern der generelle Verlauf der Kurve zuvor experimentell ermittelt wurde. Insofern kommt der Knickpunktkurve für die Auslegung, sowie Steuerung und Regelung von Trocknungsanlagen bislang eine große Bedeutung zu [41].

Das auf dem Widerstandsnetzwerk nach Abb. 20 beruhende, hier näher dargestellte mathematische Modell ist auf die Kenntnis der Knickpunktkurve jedoch nicht mehr angewiesen. Die Ermittlung des Übergangs zwischen dem ersten und zweiten Trocknungsabschnitt ist in den Algorithmus der numerischen Lösung integriert.

2.4 Trocknungsenergiebedarf

Die verschiedenen Mechanismen der Stoff- und Wärmeübertragung während der Konvektionstrocknung waren Thema vieler Forschungsarbeiten. Der Energiebedarf zur Rohlingstrocknung ist sehr hoch, weil die Rohlinge nach der Formgebung einen Wassergehalt von etwa 50 Vol.-% aufweisen. Da die Verdampfungsenthalpie von Wasser mit 2500 kJ/kg sehr hoch ist, gilt die Trocknung als größter Energieverbraucher des Gesamtherstellungsprozesses [3]. Das führt zu einem großen Einfluss des Energiebedarfs auf die Herstellungskosten. Derzeitige Forschungs- und Entwicklungsprojekte zielen demnach auf die Verminderung des Energiebedarfes ab, wobei zugleich eine Verkürzung der Trockenzeit ohne Qualitätsverschlechterung angestrebt wird.

Neueste internationale Erkenntnisse zeigen Wege zur Verminderung des Trocknungsenergiebedarfs [42, 43]. Desweiteren wird beschrieben, dass die Energieeffizienz von Konvektionstrocknern generell sehr niedrig ist. Daher liegt die Ausnutzung der Zuluftenthalpie oft unter 50 % [44].

Der Energiebedarf des Trockners wird in erster Linie dadurch geprägt, dass zur Wasserverdunstung die hohe und schwach temperaturabhängige Verdampfungsenthalpie von Wasser aufgebracht werden muss. Dabei begrenzt der temperaturabhängige Sattdampfdruck die maximale Wasseraufnahme der Luft.

Wärme- und Stoffübertragung rufen weitere Einflussgrößen hervor. Die Trocknerzuluft mit ihrer Temperatur, dem Feuchtegehalt und dem auf die zu trocknende Wassermenge bezogenen Massenstrom sind wesentliche Parameter. Der Wärmeübergang an den Rohlingsoberflächen kann durch die Art und Qualität der Rohlingsanblasung beeinflusst werden. Außerdem spielen die Rohlingseigenschaften wie Anfangswasserbeladung, Trockenrohddichte, Größe des Rohlings und dessen Transportwiderstände eine Rolle. König [45] hat Graphiken zum thermischen Energiebedarf erstellt, aus denen die Größenordnung der unterschiedlichen Einflüsse zu entnehmen ist.

Verluste durch Ausblasungen oder Ansaugungen aufgrund von Undichtigkeiten der Trockenkammer und durch mangelnde Wärmeisolierung verursachte Wand-, Boden- und Deckenverluste sind generell unvermeidbar, jedoch ständiges Ziel von Verbesserungsmaßnahmen. Hinzu kommen Ausfahrverluste durch die warm entnommenen, fertig getrockneten Rohlinge mit ihren Trockengutträgern, Gestellen oder Wagen. Auch zeitliche und örtliche Unterschiede des Wärmeübergangs und dadurch lokal unterschiedliche Trocknungsgeschwindigkeiten führen zu Verlusten, da sich die Gesamttrocknungszeit am am langsamsten trockenden Rohling orientieren muss.

Die Verdampfungsenthalpie und der temperaturabhängige Sattdampfdruck sind thermodynamische Grundgrößen. Die anderen beschriebenen Einflussgrößen haben erhebliche Auswirkungen auf den zeitlichen Trocknungsverlauf, die benötigte Trockenzeit und den sich einstellenden Energiebedarf.

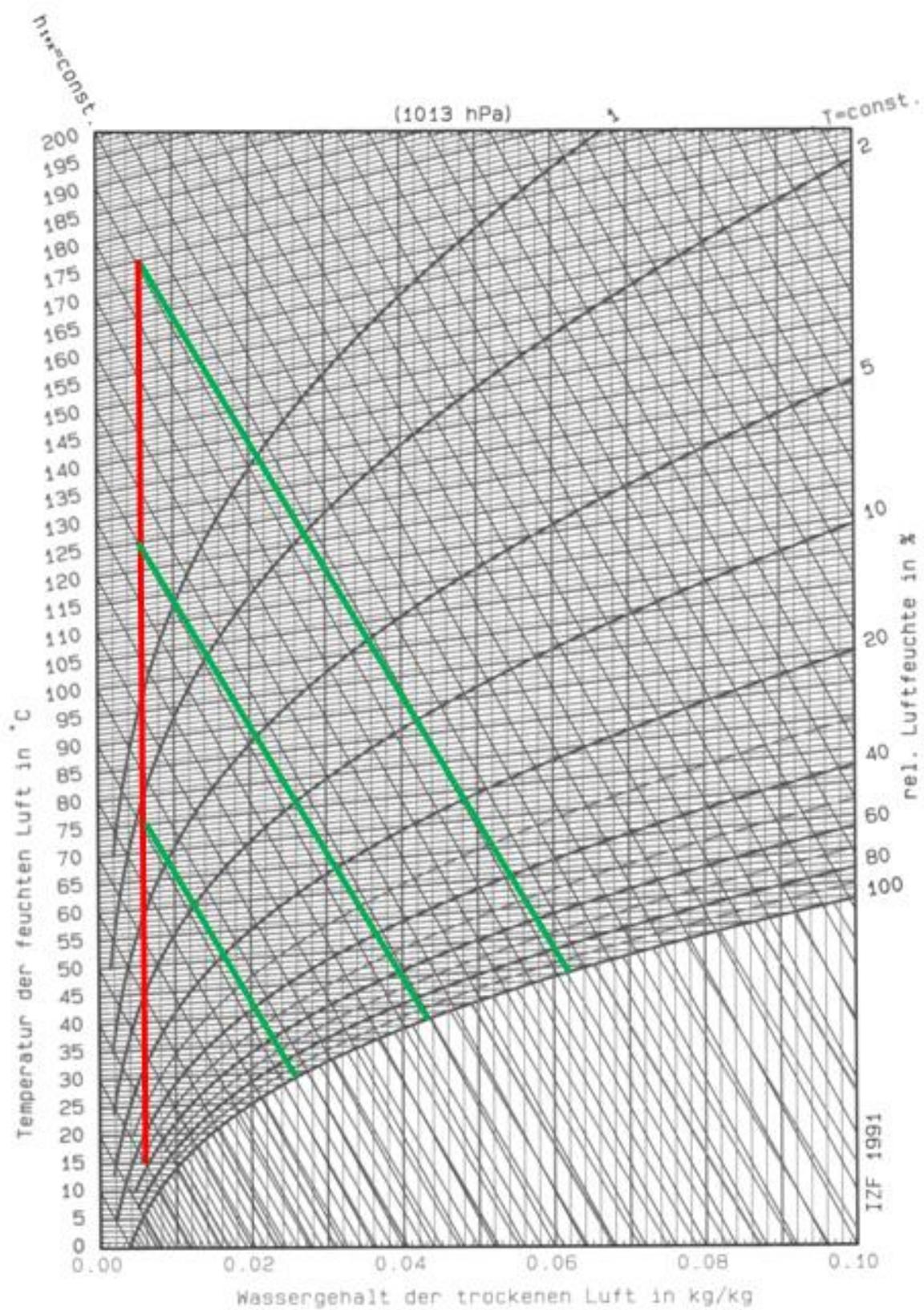


Abb. 23: h_{1+x}, x -Diagramm nach Mollier mit maximaler Abkühlung auf Kühlgrenztemperatur

Der Einfluss von Trocknungsparametern auf die Trocknungskinetik und den Energiebedarf sowie der Vergleich mit Messwerten aus Laboruntersuchungen und der betrieblichen Praxis wird in [46, 47] dargestellt. Die Schwerpunkte dieser Untersuchungen liegen in der Senkung des Energiebedarfs durch die Verminderung von Trocknerunzulänglichkeiten wie Isolationsverlusten und Undichtigkeiten, sowie in der Erhöhung der Trocknerzulufttemperatur. Letzteres wird mit der höheren Wasseraufnahme bei steigender Temperatur begründet. Abb. 23 zeigt die maximal mögliche Abkühlung der dem Trockner zuströmenden Zuluft bei steigender Wasserbeladung. Man erkennt, dass höhere Zulufttemperaturen zu stark ansteigenden Maximalbelastungen der Trockneratmosphäre führen.

Wenn die Zuluft beispielsweise, wie in Abb. 23 anhand eines h_{1+x},x -Diagramms gezeigt, aus einer Umgebungsluft von 15 °C und 60 % relativer Feuchte durch Erwärmung entlang der vertikalen roten Linie erzeugt wird, so kann diese nach Erwärmung auf 75 °C nur bis Erreichen ihrer Kühlgrenztemperatur bei 29 °C abgekühlt werden. Diese hat dann ihre Sättigung erreicht. Eine Erwärmung um 60 K, nämlich von 15 auf 75 °C steht also nur eine Ausnutzung um 46 K, von 75 auf 29 °C entgegen. Dies kann man so interpretieren, dass nur ein Ausnutzungsgrad von 77 % vorhanden ist.

Wird hingegen die Luft von 15 °C auf 175 °C erwärmt, um mit dieser Temperatur als Zuluft in den Trockner einzutreten, so kann sie bis auf 44 °C abgekühlt werden, bevor sie ihre Sättigung erreicht. In diesem Fall steht also eine mögliche Abkühlung um 131 K einer Erwärmung von 160 K entgegen. Der Ausnutzungsgrad beträgt nun 82 %. Allein aus diesem Vergleich lässt sich herleiten, dass höhere Zulufttemperaturen zu einer besseren Zuluftausnutzung führen und damit einen niedrigeren Energiebedarf erfordern.

Unter Berücksichtigung des Zusammenspiels zwischen Trockneratmosphäre und Trockengut wird in Kröll [48] der untere Grenzwert des Energiebedarfs berechnet. Berücksichtigt wird dort nur der für die Qualitätsbelange entscheidende erste Trocknungsabschnitt. Der ermittelte Energiebedarf setzt unendlich guten Wärmeübergang, d.h. Abkühlung der Luft bis zum Kühlgrenzzustand, voraus und entspricht damit den zu Abb. 23 angestellten Überlegungen. Der in Abb. 24 dargestellte Energieverbrauch stellt demnach untere Grenzwerte dar. Bei Übereinstimmung von Zuluft- und Umgebungslufttemperatur, also bei der Freilufttrocknung, ist der Energiebedarf gleich Null. Bei steigender Zulufttemperatur gehen die Kurvenzüge durch ein Maximum, von dem aus sie bei weiterer Erhöhung der Zulufttemperatur, dem Grenzwert der Verdampfungsenthalpie von Wasser zu streben. Das Maximum ist bei niedrigen Umgebungslufttemperaturen ausgeprägter.

Junge [4] zeigt anhand von Versuchen, dass der Kammertrockner im ersten Trocknungsabschnitt durch das Rührkesselmodell beschreibbar ist. Mit diesem Modell lässt sich die Kammerlufttemperatur berechnen, die dem Abluftzustand gleicht. Durch den Einsatz von Umwälzlüftern ist es möglich, den Stoff- und Wärmeübergang zu verbessern, um den Zustand der Trockneratmosphäre möglichst weit an die Kühl-

grenze anzunähern. Mit steigender Luftumwälzung steigt jedoch der Bedarf an elektrischer Energie, so dass der Gesamtenergiebedarf bei einer bestimmten Leistung der Umwälzlüfter durch ein Minimum geht.

Leisenberg [49] betrachtet den Energieverbrauch des Trockners im Zusammenhang mit der Energetik des im Verbund angekoppelten Tunnelofens. Er gibt dabei dem Wärmeverbund mit dem Ofen Priorität vor der Zusatzheizung des Trockners.

Das Drysim Trocknermodell [50] ermöglicht auf Basis einer angenommenen Trocknungsgeschwindigkeit die Ermittlung von Sollwerten der Temperatur und des Mengenstroms der Zuluft, bei denen der Energiebedarf minimal ist. In Graphiken wird der Einfluss verschiedener Zulufttemperaturen auf die Ziegel- und Ablufttemperatur sowie auf die Trocknungszeit dargestellt. Nach Drysim sind die Temperaturen von Rohlingen und Kammerluft zunächst für einen längeren Zeitabschnitt konstant und steigen dann an. Grundlage hierfür sind empirische Untersuchungen. Auch hier zeigen die Ergebnisse, dass kleine Zuluftmengen mit hoher Temperatur energetisch am günstigsten sind. Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde in mindestens einem deutschen Ziegelwerk die Zulufttemperatur von 120 °C auf 300 °C angehoben [51].

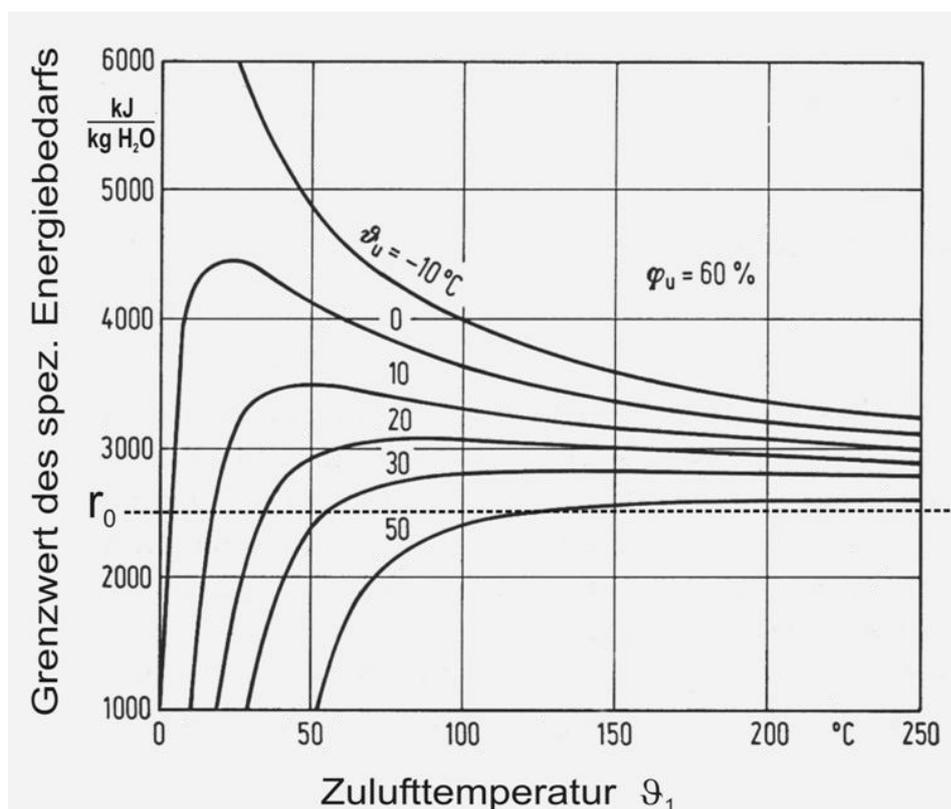


Abb. 24: Grenzwert des zur Warmlufterzeugung erforderlichen Energieverbrauchs [48]

Um sich dem Grenzwert des Energiebedarfs zu nähern, müssen alle Rohlingsoberflächen, auch die Stegoberflächen von Lochziegeln einer guten Konvektion ausgesetzt sein. Das Minimum der Energiekosten ergibt sich dann, wenn die Stromkosten zur Erzeugung der für den konvektiven Stoffübergang erforderlichen

Luftventilation, addiert zu den für die Lufterwärmung erforderlichen Brennstoffkosten, den gerinstmöglichen Wert haben. Die Lage des Minimums variiert mit dem Verhältnis zwischen Brennstoff- und Strompreisen und mit der Effizienz zur Erzeugung hoher flächenbezogener Wärmeübergangskoeffizienten. Der Einfluss der elektrischen Energie wird im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht. Der Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und dem Energiebedarf soll Thema einer zukünftigen Forschungsarbeit sein.

Der Stand der Wissenschaft und der Technik umfasst bisher nur triviale Zusammenhänge zur Verminderung von Verlustquellen, zur Vergleichmäßigung des Prozesses und zu dem in Abb. 25 gezeigten Zusammenhang zwischen Energiebedarf und Wärmeübergang. Im ersten Trocknungsabschnitt versucht man, möglichst nahe an die Kühlgrenze zu kommen. Wie oben dargestellt, führt die Erhöhung der Zulufttemperatur rechnerisch nur zu Energieminderungen im einstelligen Prozentbereich. Hingegen zeigen Messungen des Instituts für Ziegelforschung, dass die Zulufttemperatur einen wesentlich höheren Einfluss auf den Energiebedarf hat, als die Berechnungen bisher ergaben. Daher ist es Hauptmotiv dieser Arbeit, die tatsächliche Ausnutzung der Zuluftenthalpie festzustellen, die einflussreichsten Parameter herauszufinden und Empfehlungen zur drastischen Senkung des Energiebedarfs unter Berücksichtigung des Rohlingsverhaltens zu geben.

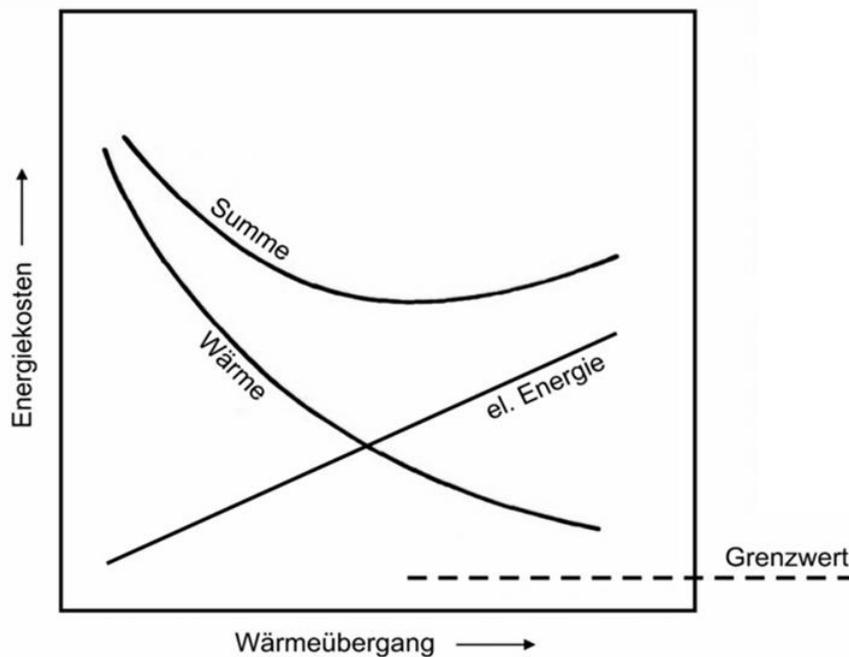


Abb. 25: Energiekosten für elektrische und thermische Energie sowie deren Summenkurve in Abhängigkeit vom Wärmeübergang

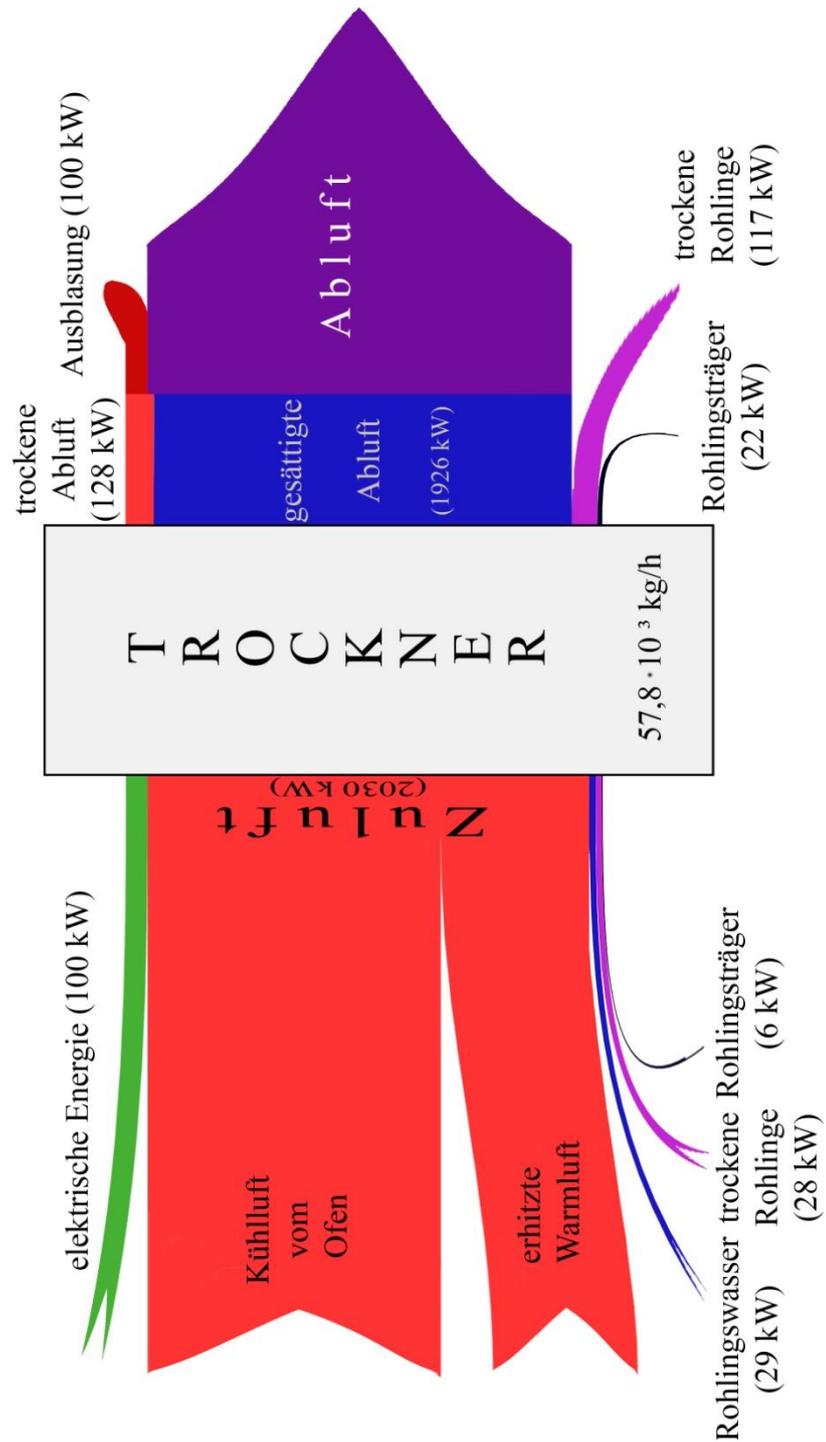


Abb. 26: Sankey-Diagramm

Das in Abb. 26 dargestellte Sankey-Diagramm gibt die zugeführten und abgeführten Energieströme eines Trockners wieder. Bezugspunkt der eingezeichneten Energien ist der Umgebungs- bzw. Außenluftzustand. Die Zuluft ist der Hauptenergiestrom, der in den Trockner gelangt. Die Zuluft setzt sich zu 2/3 aus der Kühlluft vom Ofen und zu 1/3 aus erhitzter Warmluft zusammen. Die erhitzte Warmluft wird in den meisten Fällen durch Brenner „erzeugt“. Neben diesem Hauptenergiestrom wird dem Trockner elektrische Energie zugeführt, die im Wesentlichen für den Betrieb von Dreh-

lüftern benötigt wird. Außerdem gelangt der nasse Rohling auf Rohlingsträgern in den Trockner. Sowohl die Rohlinge als auch die Trockengutträger erwärmen sich im Trockner, so dass sie diesen mit höherer Energie verlassen. Während der Trocknung verdunstet das Rohlingswasser, welches von der Zuluft aufgenommen wird und den Trockner mit der Abluft verlässt. Rechnerisch kann man die Abluft als Summe aus einem gesättigten Teil und einem trockenen Rest verstehen. Dieser trockene Rest repräsentiert den Hauptteil des im Trockner entstehenden Energieverlustes. In den Trockner kann Falschluff gelangen, diese hat den Umgebungsluftzustand und ist daher nach der hier gewählten Definition frei von Energie. Sofern der Trockner im Überdruck betrieben wird, können Ausblasungen entstehen. Diese werden als Bestandteil der Abluft bewertet.

Die Dicke der einzelnen Pfeile ist proportional zu den jeweiligen Energieströmen gezeichnet. Man erkennt, dass die Energiezufuhr des Trockners nahezu ausschließlich von der ihm zufließenden Zuluft aufgebracht wird. Man erkennt außerdem, dass die den Trockner verlassende Abluft einen sehr großen Enthalpiestrom hat, der, wie Gesamtbilanzen an Ziegelwerken zeigen, im Allgemeinen mehr als 50 % der insgesamt zur Ziegelherstellung notwendigen Energie bindet. Bestrebungen, den Energiebedarf von Trockner zu mindern, konzentrieren sich daher auch die Zu- und Abluftsituation. Die Berücksichtigung anderer Energieströme ist hingegen nahezu belanglos.

3 Mathematische Modellierung von Trocknern

3.1 Grundlagen

Zur Rohlingstrocknung werden in der Ziegelindustrie Kammertrockner oder Durchlauftrockner eingesetzt. Die Trockner werden so betrieben, dass die in ihnen befindlichen Rohlinge von Warmluft überströmt werden, die die Verdampfungsenthalpie aufbringt und mit dem entstehenden Wasserdampf beladen wird. Es ist das Ziel, die zur Zulufterwärmung erforderliche thermische Energie zu vermindern. Die möglichen Einflussmaßnahmen beschränken sich auf die Temperatur und den Mengenstrom der Zuluft. Veränderungen dieser Größen beeinflussen jedoch nicht nur den Energiebedarf, sondern auch die Trocknungsgeschwindigkeit und damit den Trockenzeitbedarf. Hierbei sind den Produzenten jedoch enge Grenzen gesetzt, die von der Rohlingsgeometrie und den Stoffeigenschaften abhängen. Abb. 27 zeigt eine schematische Darstellung der zeitlichen Verläufe von Luft- und Rohlingstemperatur, von Rohlingswasserbeladung und Trockenschwindigkeit an Rohlingsoberfläche und -kern für die Kammertrocknung. Das Ende des ersten Trocknungsabschnittes ist durch eine dünne vertikale Linie dargestellt. Dort ist die Oberflächenfeuchte auf Null abgefallen. Mit Beginn des zweiten Trocknungsabschnittes steigen die Rohlingstemperatur -hier als Oberflächentemperatur dargestellt- sowie die Lufttemperatur in der Kammer an und erreichen am Ende der Trocknung im gewählten Beispiel etwa die Mitte zwischen der Umgebungsluft- ϑ_U und der Zulufttemperatur ϑ_1 .

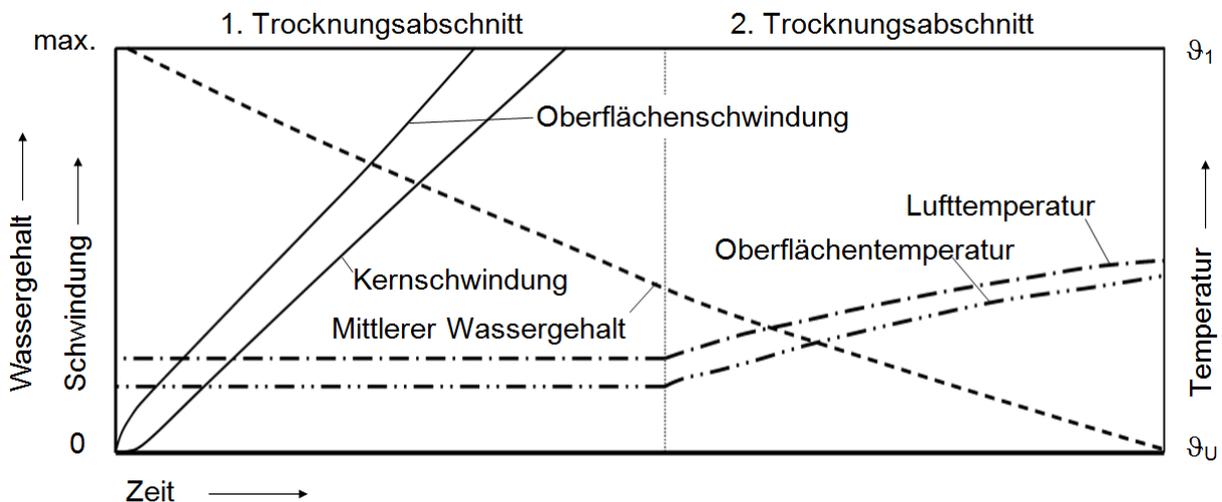


Abb. 27: Zeitliche Verläufe der Temperatur und Schwindung, sowie der Wasserbeladung bei der Kammertrocknung

Die den Kammertrockner verlassende Abluft hat gegen Ende der Trocknung ein deutlich angestiegenes Temperaturniveau und wird -weil der übergehende Dampfstrom sich nicht oder nur wenig erhöht- mit verminderter relativer Feuchte abblasen. Die somit verringerte energetische Nutzung der Kammerluft macht es

verständlich, dass vorwiegend die Abläufe im zweiten Trocknungsabschnitt den Energiebedarf von Kammertrocknern bestimmen.

Die zeitlichen bzw. örtlichen Verläufe von Wasserbeladung, Luft- und Rohlingstemperaturen sowie Schwindungsvorgängen sind für den Durchlauftrockner in Abb. 28 dargestellt. Da im Durchlauftrockner die Temperatur der den Rohlingen entgegenströmenden Luft über die Trocknerlänge beständig zunimmt, während die Rohlingstemperatur im ersten Trocknungsabschnitt konstant bleibt, erhöht sich die Temperaturdifferenz zwischen den Rohlingen und der Luft. Hierdurch kommt es zu einem zunehmenden Anstieg der Trocknungsgeschwindigkeit innerhalb des ersten Trocknungsabschnittes. Im zweiten Trocknungsabschnitt steigt die Rohlingstemperatur an. Der Diffusionswiderstand der dicker werdenden trockenen Außenschicht nimmt zu, so dass der Transportwiderstand größer wird. Daher sinkt die Trocknungsgeschwindigkeit, die Wärmeeinkopplung in den Rohling nimmt ab, und die Differenz zwischen Rohlingstemperatur und Lufttemperatur verringert sich. Die Temperaturabnahme der Luft ist demnach im zweiten Trocknungsabschnitt geringer als die Temperaturzunahme der Rohlinge.

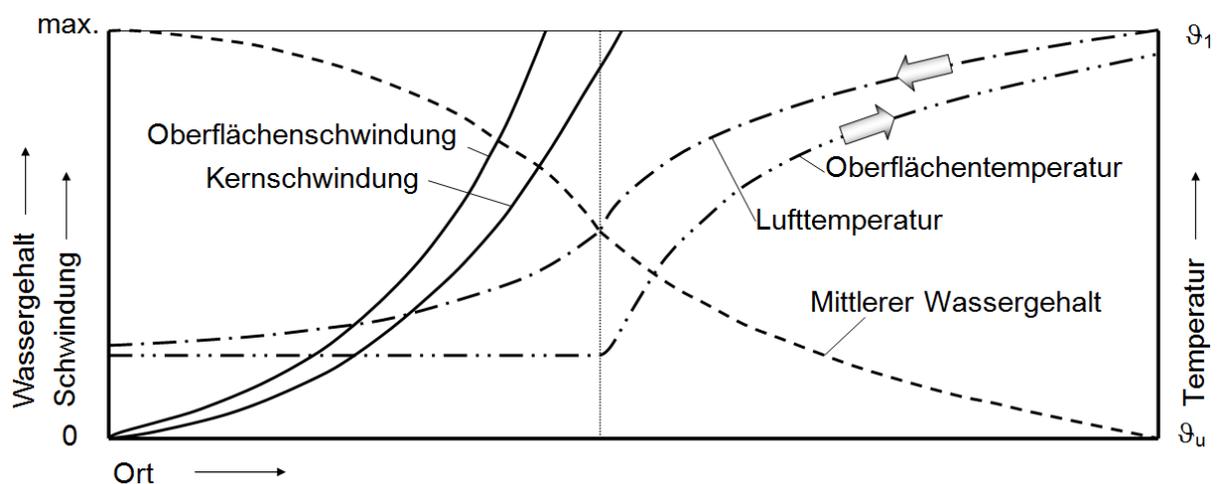


Abb. 28: Örtliche Verläufe der Temperatur und Schwindung, sowie der Wasserbeladung bei der Durchlauftrocknung

Die mit der Rohlingstrocknung verbundene Schwindung vollzieht sich -zumindest an der Oberfläche- vollständig im ersten Trocknungsabschnitt. Daher nimmt die Schwindungsgeschwindigkeit entsprechend der Trocknungsgeschwindigkeit während der Trocknung sehr stark zu. Die sich über die Trocknerlänge einstellenden Schwindungsgradienten sind zu Beginn der Trocknung sehr gering und wachsen bis zum Ende der Oberflächenschwindung beständig an.

Da die Wasserabgabe der Rohlinge über deren Oberflächen stattfindet, kommt es im Inneren zu Feuchte- und Schwindgradienten, deren mechanische Spannungen zu Verkrümmungen und Rissbildungen führen können. Insbesondere dieses, aber auch die im zweiten Trocknungsabschnitt ablaufende Rohlingserwärmung, begrenzen die von den Rohlingen tolerierbaren Trocknungsgeschwindigkeiten.

Diese von der Produktart vorgegebene Randbedingung führt dazu, dass beispielsweise die Erhöhung der Zulufttemperatur so weit durch die Verminderung des Zuluftmengenstromes kompensiert werden muss, dass die Trocknungsgeschwindigkeit, also auch die Gesamttrocknungszeit unverändert bleibt.

3.2 Mathematisches Modell des Kammertrockners

Jede Berechnung des Prozessverlaufes oder von Teilen des Prozessverlaufes in verfahrenstechnischen Anlagen beruht auf mathematischen Modellen. Hier interessieren besonders solche Modelle, die Berechnungen von Wärme- und Stoffübergang, von Temperaturfeldern und des Energiebedarfs gestatten.

Neben umfangreichen Rechenprogrammen zur Beschreibung des Prozessverlaufes sind mathematisch vereinfachte Modelle entwickelt worden, die leicht anwendbar sind, also eine rasche, überschlägige Berechnung des Verfahrensablaufes ermöglichen, ohne große Vernachlässigungen zu enthalten. Die Übertragbarkeit der Rechenergebnisse zwischen unterschiedlichen Anlagentypen wird durch Einführung von dimensionslosen Ähnlichkeitsparametern ermöglicht, die aus der zunächst großen Anzahl von Einflussgrößen die wesentlichen erfassen und auf ein Minimum reduzieren [52]. Besonders geeignet zur Beschreibung von konvektiven Trocknungsvorgängen ist das sogenannte Rührkesselmodell. Dieses entspricht bei Kammertrocknern recht genau den tatsächlichen Verhältnissen. Die ebenfalls in der keramischen Industrie oft benutzten Durchlauftrockner lassen sich mathematisch als Rührkesselkaskade nachbilden. Der häufig in wärmetechnischen Prozessen zur Modellierung verwendete Kolbenströmer hat sich hingegen als weniger praxistauglich erwiesen [4]. Er kann nur in Sonderfällen, zum Beispiel beim Düsentrockner [4] eine sinnvolle Nachbildung des Verfahrensablaufs darstellen.

Der Kammertrockner zeichnet sich dadurch aus, dass die in ihm befindliche Kammerluft ideal durchmischt ist und dadurch die Grundbedingungen des Rührkessels erfüllt. An allen Orten innerhalb der Trockneratmosphäre herrschen also gleiche Temperaturen und Feuchtegehalte. Alle Oberflächen der Rohlinge sind in idealer Weise dem gleichen Wärme- und Stoffübergang ausgesetzt. Die in den Kammertrockner gelangende Zuluft vermischt sich sofort im Moment des Einströmens mit der Innenluft. Der Abluftzustand des Kammertrockners gleicht dem Zustand der Trockneratmosphäre. Somit erfüllt ein Kammertrockner in idealer Weise die typischen Eigenschaften eines Rührkessels.

Abb. 29 zeigt die schematische Darstellung eines Rührkessels. In den Kammertrockner hinein strömt ein erwärmter Zuluftmassenstrom \dot{M}_L mit der Wasserbeladung x_1 und der Temperatur ϑ_1 . Sein Enthalpiestrom beträgt \dot{H}_1 . Die spezifische Enthalpie der Zuluft beträgt $h_{1+x_1,1}$.

Die Zuluft vermischt sich mit der in der Trockenkammer befindlichen Luft, die zum Zeitpunkt t die Temperatur $\vartheta_2(t)$ und die Wasserbeladung $x_2(t)$ sowie eine spezifische

Enthalpie von $h_{1+x,2}(t)$ besitzt. Die Kammerluft überträgt den Wärmestrom $\dot{Q}(t)$ an die zu trocknenden Rohlinge, die die Oberflächentemperatur $\vartheta_O(t)$ haben. Die Rohlinge geben den Wassermassenstrom $\dot{M}_D(t)$ mit dem Enthalpiestrom $\dot{H}_D(t)$ an die Rührkesselatmosphäre ab. Im ersten Trocknungsabschnitt stimmen die Oberflächentemperatur und die Kerntemperatur ϑ_K der Rohlinge mit der Kühlgrenztemperatur ϑ_{KG} überein. Im zweiten Trocknungsabschnitt gilt dieses nicht, hier liegt die Oberflächentemperatur zwischen der Kerntemperatur und der Lufttemperatur.

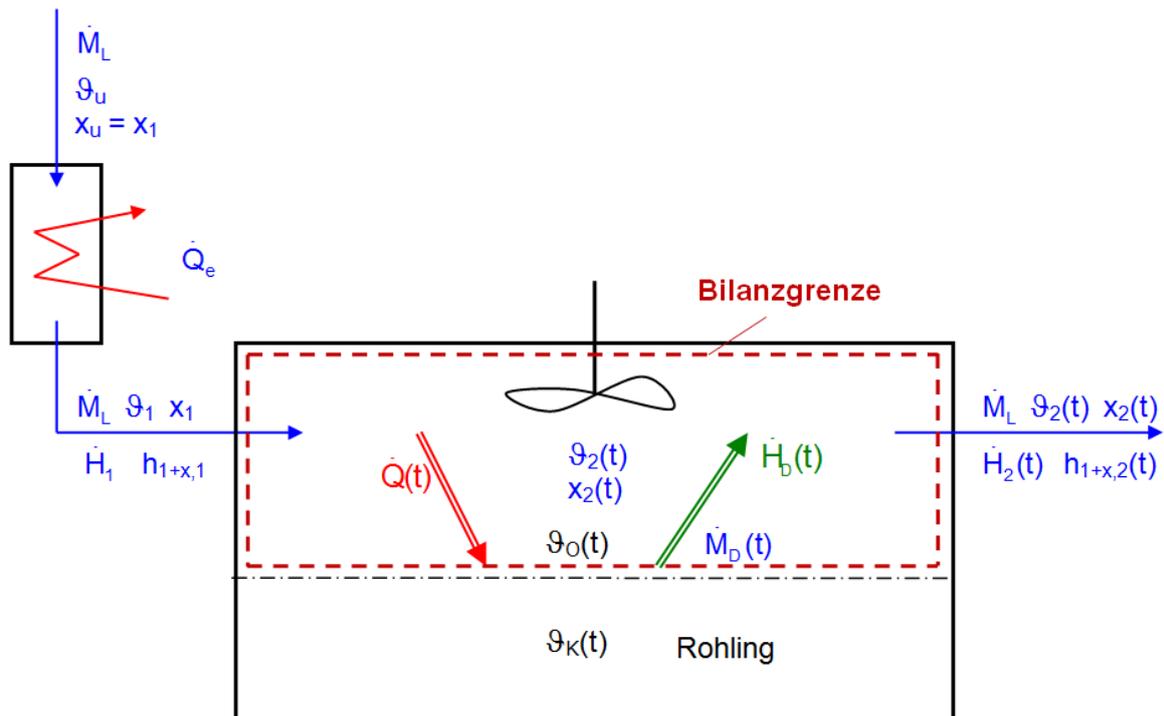


Abb. 29: Schematische Darstellung eines Kammertrockners in einem Rührkesselmodell

Im zweiten Trocknungsabschnitt erwärmt sich die im Kammertrockner enthaltene Luft. Es gilt die Energiebilanz für die den Kammertrockner durchströmende Luft:

$$\dot{H}_1 - \dot{H}_2(t) + \dot{H}_D(t) = \dot{Q}(t) \quad (3.1)$$

Der in den Rührkessel eintretende Enthalpiestrom \dot{H}_1 ist die Summe der in der Zuluft enthaltenen Enthalpien von trockener Luft und Wasserdampf. Es gilt:

$$\dot{H}_1 = \dot{M}_L \cdot [c_{pm,L} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_1 + r_0)] \quad (3.2)$$

Hierin sind $c_{pm,L}$ die mittlere spezifische Wärmekapazität von trockener Luft und $c_{pm,D}$ diejenige von Wasserdampf sowie r_0 die spezifische Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 0°C.

Aus dem Bilanzraum tritt der Enthalpiestrom der Abluft aus:

$$\dot{H}_2(t) = \dot{M}_L \cdot \left[c_{pm,L} \cdot \vartheta_2(t) + x_2(t) \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_2(t) + r_0) \right] \quad (3.3)$$

Aus den Rohlingen entweicht der Wasserdampfmassenstrom $\dot{M}_D(t)$, der Träger des in die Luft übergehenden Enthalpiestroms $\dot{H}_D(t)$ ist. Die Enthalpie des von der Rohlingsoberfläche mit deren Temperatur $\vartheta_O(t)$ in den Bilanzraum eintretenden Massenstroms an verdunstendem Wasser ist:

$$\dot{H}_D(t) = \dot{M}_D(t) \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_O(t) + r_0) \quad (3.4)$$

Durch diesen Dampfstrom erhöht sich die Wasserbeladung der den Bilanzraum durchströmenden Luft von x_1 auf $x_2(t)$. Damit gilt für die Stoffbilanz:

$$\dot{M}_D(t) = \dot{M}_L \cdot (x_2(t) - x_1) \quad (3.5)$$

Der von der Luft an die Rohlingsoberfläche übergehende Wärmestrom $\dot{Q}(t)$ ist gleich dem Produkt der Temperaturdifferenz $\vartheta_2(t) - \vartheta_O(t)$ mit dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α und der zum Wärme- und Stoffaustausch dienenden Oberfläche A des Rohlingsbesatzes.

$$\dot{Q}(t) = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_2(t) - \vartheta_O(t)) \quad (3.6)$$

Aus den Gleichungen (3.1)-(3.6) erhält man:

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_{pm,L}} \cdot \left[(c_{pm,L} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot c_{pm,D} \cdot \vartheta_1 + x_1 \cdot r_0) - (c_{pm,L} \cdot \vartheta_2(t) + x_2(t) \cdot c_{pm,D} \cdot \vartheta_2(t) + x_2(t) \cdot r_0) \right] & (3.7) \\ + \frac{1}{c_{pm,L}} \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_O(t) + r_0) \cdot (x_2(t) - x_1) &= \frac{\alpha \cdot A}{\dot{M}_L \cdot c_{pm,L}} \cdot (\vartheta_2(t) - \vartheta_O(t)) \end{aligned}$$

Die in der oben aufgestellten Gleichung auftretenden Gruppen von Einflussgrößen lassen sich zu dimensionslosen Kennzahlen zusammenfassen [53].

Die dimensionslose Stantonzahl:

$$St = \frac{\alpha \cdot A}{\dot{M}_L \cdot c_{pm,L}} \quad (3.8)$$

ist physikalisch das Verhältnis aus übertragenem Wärmestrom und Enthalpiestrom.

Mit der Stantonzahl lässt sich Gleichung (3.7) umformen zu:

$$\begin{aligned} \vartheta_1 \cdot \left(1 + x_1 \cdot \frac{c_{pm,D}}{c_{pm,L}} \right) - \vartheta_2(t) \cdot \left(1 + x_2(t) \cdot \frac{c_{pm,D}}{c_{pm,L}} \right) + \frac{r_0}{c_{pm,L}} \cdot (x_1 - x_2(t)) - \\ - \frac{c_{pm,D} \cdot \vartheta_O(t) + r_0}{c_{pm,L}} \cdot (x_1 - x_2(t)) = St \cdot (\vartheta_2(t) - \vartheta_O(t)) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Nach Einführung der dimensionslosen Kapazitätsverhältnisse Ω zwischen Wasserdampf und der ihn enthaltenden trockenen Luft:

$$\Omega_1 = x_1 \cdot \frac{c_{pm,D}}{c_{pm,L}} \quad (3.10)$$

und

$$\Omega_2(t) = x_2(t) \cdot \frac{c_{pm,D}}{c_{pm,L}} \quad (3.11)$$

vereinfacht sich Gleichung (3.9) zu:

$$\vartheta_1 \cdot (1 + \Omega_1) - \vartheta_2(t) \cdot (1 + \Omega_2(t)) - \vartheta_0(t) \cdot (\Omega_1 - \Omega_2(t)) = St \cdot (\vartheta_2(t) - \vartheta_0(t)) \quad (3.12)$$

Hieraus folgt für die Stantonzahl:

$$St = \frac{\vartheta_1 \cdot (1 + \Omega_1) - \vartheta_2(t) \cdot (1 + \Omega_2(t)) - \vartheta_0(t) \cdot (\Omega_1 - \Omega_2(t))}{\vartheta_2(t) - \vartheta_0(t)} \quad (3.13)$$

Durch Auflösen nach ϑ_2 erhält man:

$$\vartheta_2(t) = \frac{\vartheta_1 \cdot (1 + \Omega_1) + \vartheta_0(t) \cdot (St + \Omega_2(t) - \Omega_1)}{St + 1 + \Omega_2(t)} \quad (3.14)$$

Beidseitige Multiplikation in Gleichung (3.13) mit $\frac{\vartheta_2(t) - \vartheta_0(t)}{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)}$ führt zu:

$$St \cdot \frac{\vartheta_2(t) - \vartheta_0(t)}{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)} = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2(t) + \vartheta_1 \cdot \Omega_1 - \vartheta_2(t) \cdot \Omega_2(t) - \vartheta_0(t) \cdot \Omega_1 + \vartheta_0(t) \cdot \Omega_2(t)}{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)} \quad (3.15)$$

Hieraus lässt sich herleiten:

$$St + \Omega_2(t) \cdot \left(\frac{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)}{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)} - \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2(t)}{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)} \right) = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2(t)}{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)} + \Omega_1 \quad (3.16)$$

Auf die maximal nutzbare Temperaturdifferenz $\vartheta_1 - \vartheta_0(t)$ bezogen, lassen sich alle anderen Temperaturdifferenzen $\vartheta_1 - \vartheta$ als wirklich genutzter Anteil bezeichnen, so dass der Quotient

$$\Theta_2(t) = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2(t)}{\vartheta_1 - \vartheta_0(t)} \quad (3.17)$$

die dimensionslose Luft- bzw. Ablufttemperatur $\Theta_2(t)$ darstellt. Die dimensionslose Ablufttemperatur kann als eine Art Wirkungsgrad des Trocknungsprozesses betrachtet werden. Mit dieser dimensionslosen Ablufttemperatur $\Theta_2(t)$ vereinfacht sich Gleichung (3.16) zu:

$$(St + \Omega_2(t)) \cdot (1 - \Theta_2(t)) = \Theta_2(t) + \Omega_1 \quad (3.18)$$

und lässt sich nach $\Theta_2(t)$ auflösen:

$$\Theta_2(t) = 1 - \frac{1 + \Omega_1}{St + 1 + \Omega_2(t)} \quad (3.19)$$

Diese sehr einfache Beziehung gilt generell während der gesamten Trocknung im Rührkessel [54]. Als weitere Vereinfachung könnte man hierin sogar das Kapazitätsverhältnis Ω_1 der Zuluft mit Null annähern, da die Wasserbeladung der Zuluft sehr klein ist.

Im ersten Trocknungsabschnitt gleicht die Oberflächentemperatur ϑ_0 der Kühlgrenztemperatur ϑ_{KG} . Die Kammerluft hat dieselbe Kühlgrenze wie die Rohlinge, so dass das Kapazitätsverhältnis Ω_2 und die Kammerlufttemperatur Θ_2 eindeutig miteinander verknüpft¹ sind.

Für die Berechnung der Kammerlufttemperatur ist die Kenntnis der zur Kammerluft gehörenden Wasserbeladung notwendig. Diese muss zwischen der Zuluftwasserbeladung und derjenigen im Kühlgrenzzustand liegen. Sie wird innerhalb dieser Spanne iterativ durch Intervallhalbierung ermittelt. Hierin führt die Vorgabe einer geschätzten Wasserbeladung x_2 nach Gleichung (3.14) zur Ermittlung der Temperatur ϑ_2 . Aus dieser lässt sich durch Bilanzierung eine Wasserbeladung x_2 :

$$x_2 = \frac{c_{pm,L} \cdot \vartheta_{KG} + x_{KG} \cdot (\vartheta_{KG} \cdot c_{pm,D} + r_0) - \vartheta_2 \cdot c_{pm,L} - x_{KG} \cdot c_W \cdot \vartheta_{KG}}{\vartheta_2 \cdot c_{pm,D} + r_0 - c_W \cdot \vartheta_{KG}} \quad (3.20)$$

[55] errechnen. Die Abweichung des Ergebnisses aus Gleichung (3.19) gegenüber der Iterationsvorgabe führt zu einem verbesserten, vorzugebenden Schätzwert, der in den Beginn der Iterationsschleife einzustellen ist. Wenn die vorgegebene Wasserbeladung x_2 mit dem Ergebnis aus (3.20) hinreichend genau übereinstimmt, ist die Iteration beendet. Die Wasserbeladung x_2 sowie die Kammer- und Ablufttemperatur sind nunmehr bekannt.

Damit ist Gleichung (3.19) für den ersten Trocknungsabschnitt zwar implizit - aber eindeutig - bei Kenntnis der Stantonzahl lösbar.

$$\Theta_{2,1.TA} = 1 - \frac{1 + \Omega_1}{St + 1 + \Omega_2(\Theta_{2,1.TA})} \quad (3.21)$$

¹ Es ist bekannt, dass die sogenannte rückwärtige Verlängerung der Nebelisoothermen im h_{1+x}, x -Diagramm alle diejenigen Zustände miteinander verbindet, die den selben Kühlgrenzzustand haben. Insofern gehört es zu den Grundlagen der technischen Thermodynamik, Zustände mit gleicher Kühlgrenze rechnerisch erfassen zu können.

Für den ersten Trocknungsabschnitt ist nunmehr die dimensionlose Ablufttemperatur bestimmbar. An ihr erkennt man beispielsweise, dass sich bei zunehmender Stantonzahl die dimensionlose Ablufttemperatur dem Wert Eins annähert. Hohe Wärmeübergangskoeffizienten führen somit zu einer besonders guten energetischen Ausnutzung der dem Trocknungsprozess zugeführten Warmluft.

Für den zweiten Trocknungsabschnitt ist Gleichung (3.19) nur bei Kenntnis von $\Omega_2(t)$, also der Wasserbeladung $x_2(t)$, sowie der nun von der Kühlgrenze abweichenden Temperatur $\vartheta_0(t)$ der Rohlingsoberfläche lösbar.

Zur Bestimmung der Oberflächentemperatur $\vartheta_0(t)$ und der Wasserbeladung $x_2(t)$ wird für den zweiten Trocknungsabschnitt in die numerische Berechnung des Trocknungsvorganges [23] eingegriffen. Diese liefert nach jedem Zeitschritt die aktuelle Massenstromdichte des den Rohling verlassenden Wasserdampfes $\dot{M}_D(t)$, der sich auch als Abnahmegeschwindigkeit der auf den trockenen Rohling bezogenen Wasserbeladung y verstehen lässt. Bei Berücksichtigung von Plattengeometrie und Dichte des trockenen Rohlings gilt für den über die zwei Oberflächen A der Platte entweichenden Dampfmassenstrom:

$$2 \cdot A \cdot \dot{m}_D = M_{tr} \cdot \frac{dy}{dt} \quad (3.22)$$

Mit der Grundfläche A , der Dicke d und der Dichte ρ_{tr} gilt für die Rohlingsmasse:

$$M_{tr} = A \cdot d \cdot \rho_{tr}, \quad (3.23)$$

so dass folgt:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{2 \cdot \dot{m}_D}{d \cdot \rho_{tr}}. \quad (3.24)$$

Bei einer numerischen Lösung dieser differentiellen Zusammenhänge ist es sinnvoll, mit diskreten Zeit- und Ortschritten zu arbeiten. Zu Beginn eines neuen Zeitschrittes dient diese Geschwindigkeit als Basis für das in Gleichung (3.14) einzusetzende $x_2(t)$ bzw. Gleichung (3.11).

Da der aus zwei Oberflächen der Platte entweichende Dampfmassenstrom

$$\dot{M}_D = 2 \cdot A \cdot \dot{m}_D \quad (3.25)$$

zu der in Gleichung (3.5) beschriebenen Erhöhung der Luftwasserbeladung führt, gilt mit Gleichung (3.23):

$$\dot{M}_L \cdot (x_1 - x_2(t)) = M_{tr} \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (3.26)$$

Durch Auflösen nach $x_2(t)$ erhält man:

$$x_2(t) = x_1 + \frac{M_{tr}}{M_L} \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (3.27)$$

Bezeichnet man den auf die trockene Rohlingsmasse bezogenen, spezifischen Luftmassenstrom mit

$$\dot{m}_L^\otimes = \frac{\dot{M}_L}{M_{tr}}, \quad (3.28)$$

so gilt:

$$x_2(t) = x_1 + \frac{1}{\dot{m}_L^\otimes} \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (3.29)$$

Für die nun zur Lösung von Gleichung (3.19) noch fehlende Bezugstemperatur $\vartheta_O(t)$ wird ebenfalls das Ergebnis des vorigen Zeitschrittes eingesetzt.

Damit ist Gleichung (3.19) bzw. Gleichung (3.14) als deren dimensionsbehaftete Variante für jeden Zeitschritt einer numerischen Trocknersimulation gelöst.

3.3 Mathematisches Modell des Durchlauftrockners

Beim Durchlauftrockner steht die den Trockner durchströmende Luft zum Trockengut im Gegenstromwärme- und -stoffaustausch.

Die fertig getrockneten Rohlinge verlassen dort den Reaktor, wo warme Zuluft in den Trockner einströmt. Diese Zuluft wird auf ihrem Weg in Richtung zum Einfahrende des Gegenstromreaktors im beständigen Wärme- und Stoffaustausch von den ihr entgegen fahrenden Rohlingen zunehmend mit Wasser beladen, während sich zugleich ihre Temperatur in Richtung zur Kühlgrenze vermindert. Der Unterschied gegenüber dem Kammertrockner besteht darin, dass die Zustände der zur Trocknung dienenden Atmosphäre im Durchlauftrockner ortsabhängig sind, während sie sich im Kammertrockner mit der Zeit ändern.

Als zusätzliche Variablen werden der Massenstrom \dot{M}_s der trockenen Rohlinge, deren Temperaturen ϑ_{s1} im Eintrittszustand und ϑ_{s2} im Austrittszustand und die dazugehörigen Wasserbeladungen y_1 und y_2 eingeführt. Die Trockneratmosphäre im Gegenströmer ist an jedem Ort z über den Querschnitt ideal durchmischt. Sie durchströmt den Reaktor in einer Kolbenströmung. Der Wärme- und Stoffaustausch mit dem Rohling wird ausschließlich durch die im jeweiligen Querschnitt herrschenden Atmosphären- und Rohlingszustände bestimmt. Insofern lässt sich der Durchlauftrockner auch als kaskadierter Kammertrockner mit infinitesimal kleinen Kammerlängen betrachten.

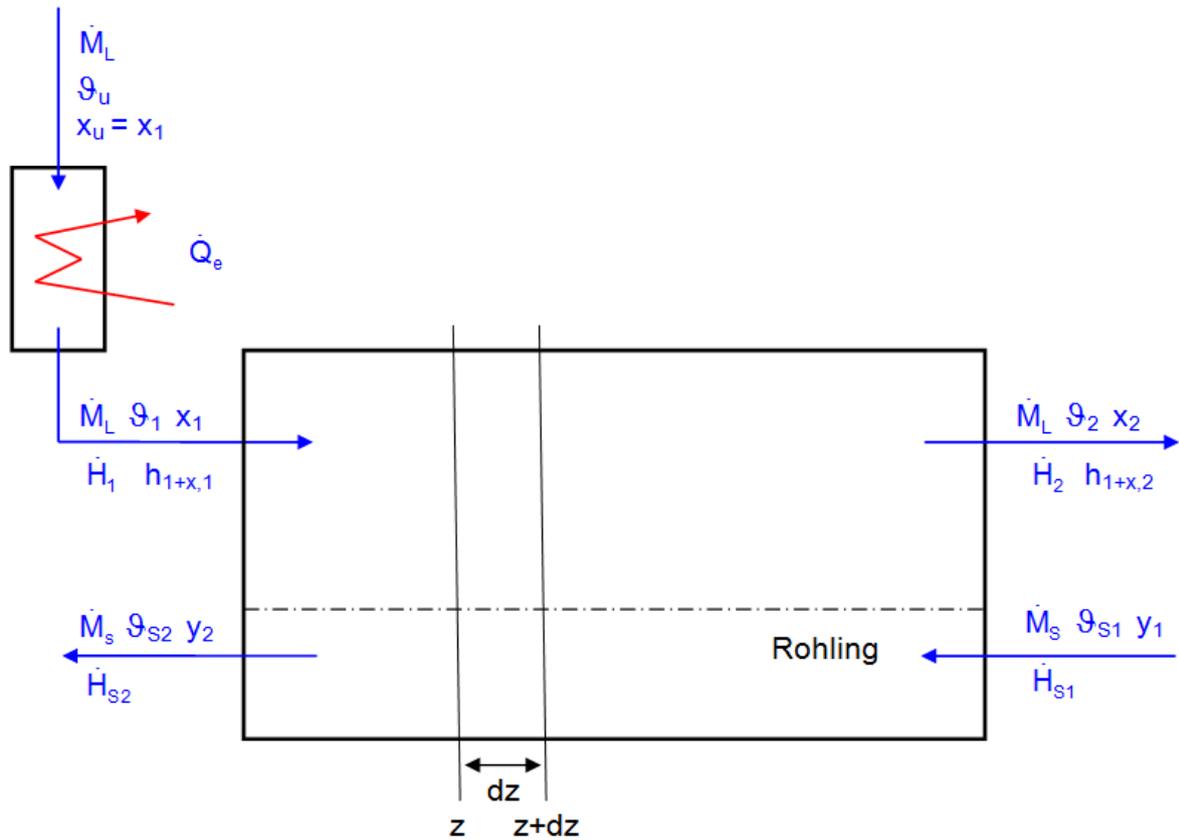


Abb. 30: Gegenstrommodell

Entsprechend Abb. 30 lautet die Energiebilanz:

$$\dot{H}_1 - \dot{H}_2 = \dot{H}_{S2} - \dot{H}_{S1} \quad (3.30)$$

Hieraus lässt sich herleiten:

$$\begin{aligned} \dot{M}_L \cdot [c_{pm,L} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) + c_{pm,D} \cdot (x_1 \cdot \vartheta_1 - x_2 \cdot \vartheta_2) + r_0 \cdot (x_1 - x_2)] \\ = \dot{M}_S \cdot [c_S \cdot (\vartheta_{S2} - \vartheta_{S1}) + c_W \cdot (y_2 \cdot \vartheta_{S2} - y_1 \cdot \vartheta_{S1})]. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Die Wasserbeladung der in den Trockner einfahrenden Rohlinge vermindert sich im selben Umfang wie sich die Wasserbeladung der Luft erhöht. Dabei gilt folgende Massenbilanz:

$$\dot{M}_L \cdot (x_2 - x_1) = \dot{M}_S \cdot (y_1 - y_2) \quad (3.32)$$

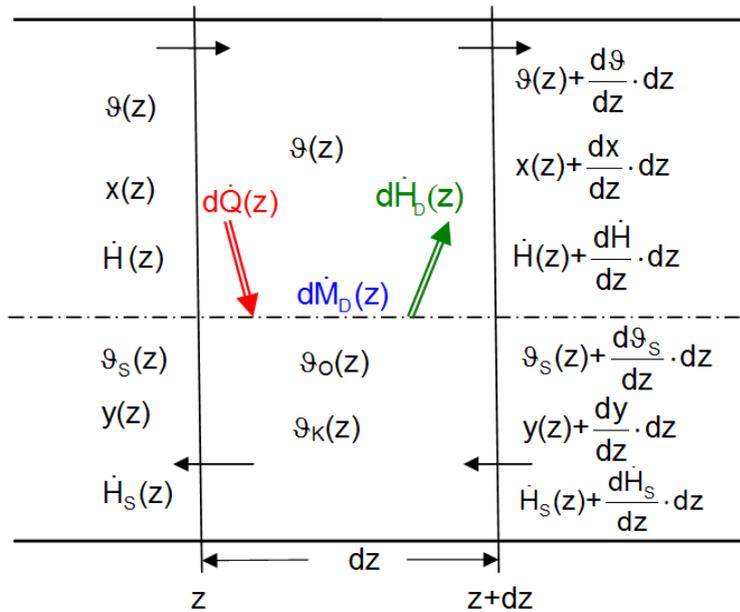


Abb. 31: Differentielles Segment des Durchlaufrockners

In einem infinitesimalen Längenelement des Gegenströmers gilt nach Abb. 31 für die Luft als Energiebilanz:

$$\frac{d\dot{H}}{dz} \cdot dz = d\dot{H}_D(z) - d\dot{Q}(z). \quad (3.33)$$

In diesem Längenelement wird der differentielle Wassermassenstrom

$$d\dot{M}_D(z) = -\dot{M}_S \cdot \frac{dy}{dz} \cdot dz = \dot{M}_L \cdot \frac{dx}{dz} \cdot dz \quad (3.34)$$

von der Rohlingsoberfläche in die Luft durch Verdunstung abgegeben. Diese Wasserdampffuhr bewirkt einen in die Luft gerichteten Enthalpiestrom von

$$d\dot{H}_D(z) = -\dot{M}_S \cdot \frac{dy}{dz} \cdot dz \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_O(z) + r_0). \quad (3.35)$$

Der von der Luft an die Rohlingsoberfläche übertragene differentielle Wärmestrom beträgt:

$$d\dot{Q}(z) = \alpha \cdot \frac{A}{L} \cdot (\vartheta(z) - \vartheta_O(z)) \cdot dz, \quad (3.36)$$

wobei A die zum Wärmeübergang geeigneten Oberfläche und L die Trocknerlänge ist.

Somit gilt für die in Gleichung (3.33) aufgestellte Bilanz:

$$\frac{d\dot{H}}{dz} \cdot dz = -\dot{M}_S \cdot \frac{dy}{dz} \cdot dz \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_O(z) + r_0) - \alpha \cdot \frac{A}{L} \cdot (\vartheta(z) - \vartheta_O(z)) \cdot dz \quad (3.37)$$

Da ferner gilt:

$$\frac{d\dot{H}}{dz} \cdot dz = \dot{M}_L \cdot \frac{dh_{1+x}}{dz} \cdot dz \quad (3.38)$$

folgt aus Gleichung (3.37):

$$\begin{aligned} \dot{M}_L \cdot \left(c_{pm,L} \cdot \frac{d\vartheta}{dz} \cdot dz + c_{pm,D} \cdot \frac{d(x \cdot \vartheta)}{dz} \cdot dz + r_0 \cdot \frac{dx}{dz} \cdot dz \right) \\ = \dot{M}_S \cdot \frac{dy}{dz} \cdot dz \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_o(z) + r_0) - \alpha \cdot \frac{A}{L} \cdot (\vartheta(z) - \vartheta_o(z)) \cdot dz. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Dabei lässt sich nach Gleichung (3.34) ersetzen:

$$\frac{dx}{dz} = -\frac{\dot{M}_S}{\dot{M}_L} \cdot \frac{dy}{dz}, \quad (3.40)$$

und es folgt:

$$\begin{aligned} \dot{M}_L \cdot \left(c_{pm,L} \cdot \frac{d\vartheta}{dz} \cdot dz - \frac{\dot{M}_S}{\dot{M}_L} \cdot c_{pm,D} \cdot \vartheta(z) \cdot \frac{dy}{dz} \cdot dz + c_{pm,D} \cdot x(z) \cdot \frac{d\vartheta}{dz} \cdot dz \right) \\ - \dot{M}_L \cdot \left(\frac{\dot{M}_S}{\dot{M}_L} \cdot r_0 \cdot \frac{dy}{dz} \cdot dz \right) = \dot{M}_S \cdot \frac{dy}{dz} \cdot dz \cdot (c_{pm,D} \cdot \vartheta_o(z) + r_0) \\ - \alpha \cdot \frac{A}{L} \cdot (\vartheta(z) - \vartheta_o(z)) \cdot dz. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Da für jedes $x(z)$ nach Gleichung (3.40) gilt:

$$x(z + dz) = x(z) - \frac{\dot{M}_S}{\dot{M}_L} \cdot dy. \quad (3.42)$$

ist der in Gleichung (3.41) enthaltene Term $x(z)$ bei gegebenem Zuluftwassergehalt für jeden Ort als bekannt voraussetzbar. Somit wird der ortsabhängige Temperaturverlauf als einzige Unbekannte aus Gleichung (3.41) numerisch ermittelt. Für die im trocknenden Rohling ablaufenden Vorgänge wird analog zur Berechnung von Kammertrocknern auf den in [22] entwickelten Algorithmus zurück gegriffen.

3.4 Ermittlung des Energiebedarfs für Kammer- und Durchlaufrockner

Die zum Trocknen erforderliche Energie wird nach Abb. 29 und Abb. 30 als Wärmestrom \dot{Q}_e zugeführt und erhöht den Umgebungsenthalpiestrom \dot{H}_U auf den Zuluftenthalpiestrom \dot{H}_1 bei gleichbleibendem Wassergehalt.

$$\dot{Q}_e = \dot{H}_1 - \dot{H}_U \quad (3.43)$$

Bezieht man den zur Aufheizung erforderlichen Wärmestrom \dot{Q}_e auf den zeitabhängig verdunstenden Wassermassenstrom $\dot{M}_D(t)$, so erhält man den momentanen spezifischen Energiebedarf e_{mom} des Trockners:

$$e_{\text{mom}} = \frac{\dot{M}_L \cdot (c_{\text{pm,L}} + x_1 \cdot c_{\text{pm,D}}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_u)}{\dot{M}_D(t)} \quad (3.44)$$

Die Zuluft wird auf den Umgebungszustand der Außenluft bezogen. Hierin wird also von dem in technischen Rechnungen üblichen Bezug auf 0°C abgewichen. Dieses geschieht deshalb, um die spezifische Zuluftenthalpie gleichzeitig als ein Maß für die zur Warmluftzeugung notwendige Energie ansehen zu können. Erläuternd wird angemerkt, dass die Zuluftenthalpie nach dieser Definition für die Freilufttrocknung gleich Null ist.

Da das Zusammenspiel der oben genannten Gleichungen zur Ermittlung der von den Rohlingen abgegebenen Wasserdampfmassestromdichte und damit nach Gleichung (3.25) der zeitabhängigen Wasserverdunstung führt, ist die Gleichung (3.44) für jeden Zeitschritt berechenbar.

Da der verdunstende Wassermassenstrom nach Ende des ersten Trocknungsabschnittes abnimmt, ist e_{mom} zeitlich nicht konstant, sondern steigt im zweiten Trocknungsabschnittes an.

Der mittlere spezifische Energiebedarf e_m lässt sich aus der insgesamt zur Zulufterwärmung aufgebrauchten Energie und dem insgesamt von den Rohlingen abgegebenen Wasser M_D berechnen:

$$e_m = \frac{\int_0^{t_{\text{ges}}} (\dot{M}_L \cdot (c_{\text{pm,L}} + x_1 \cdot c_{\text{pm,D}}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_u)) dt}{M_D} \quad (3.45)$$

Für den Fall, dass der Massenstrom, die Temperatur und die Feuchte der Zuluft während der Trocknung konstant bleiben und sich der Umgebungszustand nicht ändert, lässt sich Gleichung (3.45) überführen zu:

$$e_m = \frac{M_L}{M_D} \cdot (c_{\text{pm,L}} + x_1 \cdot c_{\text{pm,D}}) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_u), \quad (3.46)$$

wobei M_L die insgesamt zur Trocknung genutzte Zuluftmasse ist.

Gleichung (3.46) lässt erkennen, dass die spezifische Wasseraufnahme M_D / M_L der Zuluft und die Differenz zwischen Zuluft- und Umgebungstemperatur den mittleren spezifischen Energiebedarf festlegen. Welche Wassermenge von der Luft aufgenommen wird, hängt von der Kühlgrenztemperatur, vom Zuluftzustand sowie den kinetischen Bedingungen (Geschwindigkeit der Trocknung) ab.

Es ist sinnvoll, den mittleren spezifischen Energiebedarf des Trockners auf die Verdampfungsenthalpie r_0 von Wasser bei 0°C zu beziehen. Der dadurch definierte dimensionslose Trocknungsenergiebedarf E

$$E = \frac{e_m}{r_0} \quad (3.47)$$

gibt an, das Wievielfache der Verdampfungsenthalpie zur Wasserverdunstung aufgebracht werden muss. E ist somit ein wichtiger Kennwert zur energetischen Beurteilung von Trocknungsvorgängen.

3.5 Numerische Lösung

Die Berechnung der instationären Feuchteleitung wird mit dem rückwärtigen Differenzenverfahren vorgenommen [23]. Bei diesem existiert kein Stabilitätskriterium [56] nach Crank-Nicolson [57], so dass man mit großen Zeitschritten rechnen kann. Es ist dennoch nicht sinnvoll, völlig frei und unabhängig voneinander über die Größen der Orts- und Zeitschritte zu verfügen. Unangemessen große Zeitschritte führen unweigerlich zu Ungenauigkeiten in den Rechenergebnissen.

Im vorliegenden Fall dient die Ermittlung eines sogenannten „Wasserfehlers“ zur Kontrolle der erzielten Rechengenauigkeit. Er gibt an, welche Differenz zwischen der Abnahme des Rohlingswassergehaltes und der an die Trocknerluft übergehenden Wasserdampfmenge besteht. Das Ausmaß der Abweichung zwischen diesen beiden Werten ist der bei der numerischen Berechnung durch Ungenauigkeiten entstandene, kumulierte Fehler. Es ist angebracht, auf Fehler, die beispielsweise über 2 % des anfänglichen Wassergehaltes hinausgehen, durch eine Verkürzung der Zeitschrittweite zu reagieren. Auch bei Beachtung eines solchen Genauigkeitskriteriums lassen sich mit dem Rückwärtsschrittverfahren so hohe Einsparungen an Rechenzeit erzielen, dass die Nutzung rückwärtiger Differenzenquotienten, gegenüber den wesentlich bekannteren vorderen Differenzenverfahren, trotz des vergleichsweise höheren mathematischen Anspruches vorzuziehen ist.

Für eine eindimensionale, numerische Betrachtungsweise der zeit- und ortsabhängigen Feuchteleitvorgänge innerhalb des nassen Kerns werden die Indizes n für den Ort mit der Ortsschrittweite Δz eingeführt. Die Zeitschrittweite ist Δt . Zum Zeitpunkt $(t - \Delta t)$ befindet sich im Volumenelement n die Wassermenge $M_V(n)$. Zum Zeitpunkt t hat sich die Masse auf $M(n)$ verändert. Für ein Volumenelement einer differentiellen Rohlingsscheibe am Ort n kommt es nach Abb. 32 zu folgenden Austauschvorgängen mit seinen Nachbarn, sofern es sich nicht um eine Randlage handelt:

$$M(n) = M_V(n) + \dot{m}_{ij} \cdot \Delta t \cdot A - \dot{m}_{re} \cdot \Delta t \cdot A. \quad (3.48)$$

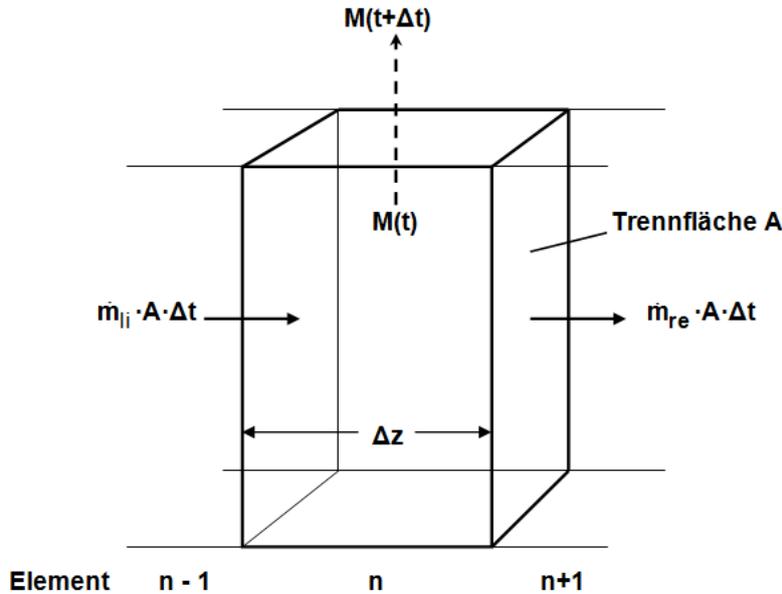


Abb. 32: Volumenelement n

Die Wassermassenstromdichte, die dem Volumenelement n vom linken Nachbar-
element $(n-1)$ zuströmt, wird hier als \dot{m}_{li} bezeichnet und diejenige, die zum rechten
Nachbarn $(n+1)$ abfließt, als \dot{m}_{re} . A ist die Querschnittsfläche der Volumenelemente.
Für die Massenstromdichte des Wassers gilt für die hier gewählte numerische Be-
rechnung:

$$\dot{m}_{re} = -\kappa_{re} \cdot \rho_{tr} \cdot \frac{y(n+1) - y(n)}{\Delta z} \quad (3.49)$$

$$\dot{m}_{li} = -\kappa_{li} \cdot \rho_{tr} \cdot \frac{y(n) - y(n-1)}{\Delta z} \quad (3.50)$$

Der Feuchteleitkoeffizient κ ist aufgrund seiner starken Feuchteabhängigkeit auf den
jeweiligen Mittelwert der Feuchtegehalte des Volumenelementes n und seines be-
trachteten Nachbarn zu beziehen. Dadurch ergeben sich in den obigen beiden Glei-
chungen gegebenenfalls für den rechtsseitigen und den linksseitigen Feuchteleitkoeffi-
zienten κ_{re} beziehungsweise κ_{li} stark voneinander abweichende Zahlenwerte. Für
den Feuchteleitkoeffizienten wird der Wert verwendet, der sich für das arithmetische
Mittel der Feuchtegehalte der jeweils miteinander im Austausch stehenden Volumen-
elemente ergibt.

Aus Gleichung (3.48) ergibt sich mit den Gleichungen (3.49) und (3.50) nach Division
durch $(A \cdot \Delta z \cdot \rho_{tr})$:

$$y_v(n) = -\kappa_{li} \cdot \frac{\Delta t}{\Delta z^2} \cdot y(n-1) + \left[1 + (\kappa_{li} + \kappa_{re}) \cdot \frac{\Delta t}{\Delta z^2} \right] \cdot y(n) - \kappa_{re} \cdot \frac{\Delta t}{\Delta z^2} \cdot y(n+1). \quad (3.51)$$

Es wird vorausgesetzt, dass es sich bei dem zu trocknenden Rohling um eine symmetrische Platte handelt, die von beiden Seiten gleich schnell abtrocknet. Die numerische Berechnung wird daher nur in einer Plattenhälfte durchgeführt. Die Feuchtegehalte des linksseitigen und des rechtsseitigen Volumenelementes stimmen auf der Seite des symmetrischen Schnittes überein. Daher kann dort kein Wasser übertreten und es gilt als zweite Randbedingung:

$$y(n_{\max})=y(n_{\max}+1). \quad (3.54)$$

Mit der oben dargestellten Anfangsbedingung sowie den beiden Randbedingungen ist es auf Basis des in Abb. 33 gezeigten Gleichungssystems möglich, den zeitlichen Verlauf der sich einstellenden örtlichen Feuchtegehalte für den ersten Trocknungsabschnitt numerisch zu berechnen. Erwartungsgemäß nimmt der Feuchtegehalt über die Plattendicke beständig ab, wobei in Randnähe selbstverständlich geringere Feuchten als im Kernbereich herrschen. Das Ende des ersten Trocknungsabschnitts ist erreicht, wenn die Wasserbeladung $y(1)$ am Rand auf Null abgefallen ist.

Im weiteren Zeitverlauf befindet sich der Rohling im zweiten Trocknungsabschnitt. In ihm zieht sich der Trockenspiegel mit der Zeit weiter in den Kernbereich zurück. Der am Spiegel verdunstende Wassermengenstrom lässt sich aus demjenigen Teil des dorthin geleiteten Wärmestroms errechnen, der nicht zur Rohlingserwärmung verbraucht wird.

Die durch Diffusion durch die trockene Außenschale bedingte Massenstromdichte gleicht derjenigen, die sich durch Verdunstung ergibt. Der Dampfdruck $p_{DS}=p_{DS}(\vartheta_K)$ ist der zur Temperatur ϑ_K gehörende Sättigungsdampfdruck und ist über die Magnusformel mit diesem verknüpft. Die Verknüpfung der Gleichungen (2.16) mit (2.22) führt zur Ermittlung der Wasserdampfmassenstromdichte beziehungsweise der Wärmestromdichte sowie der sich einstellenden Kerntemperatur und des am Trockenspiegel herrschenden Sättigungsdampfdruckes. Die wesentlichen Beziehungen sind hierzu in Abb. 20 zusammengefasst. Es ergibt sich ein Gleichungssystem aus 5 Gleichungen mit 5 Unbekannten. Der Stoffübergangswiderstand kann vernachlässigt werden [23], so dass 4 Gleichungen mit 4 Unbekannten verbleiben. Dieses System ist nicht linear und wird daher iterativ gelöst.

Die Lage des Trockenspiegels s_{tr} ist zunächst noch unbekannt. Diese wird durch die numerische Berechnung der Feuchteleitung innerhalb des noch feuchten Kerns insofern vorgegeben, als der Ort des Trockenspiegels dem Nulldurchgang der sich rechnerisch einstellenden örtlichen Feuchtegehalte entspricht. Praktisch geht man dabei so vor, dass die Wassermassenstromdichte bei Kenntnis der Lage des Trockenspiegels s_{tr} zu einem Zeitpunkt t innerhalb des zweiten Trocknungsabschnitts ausgerechnet wird. Sie ergibt sich aufgrund von Gleichung (2.22) und den damit zusammenhängenden Beziehungen. Diese Massenstromdichte dient für den nächsten Zeitschritt $(t+\Delta t)$ als Randbedingung der dann numerisch zu berechnenden Feuchteverteilung innerhalb des noch feuchten Kerns.

Im Randbereich des Kerns stellt sich nun ein neuer Nulldurchgang des Feuchtegehaltes ein, der seinerseits die neue Lage $s_{tr}(t+\Delta t)$ des Trockenspiegels bestimmt. Es werden also innerhalb des zweiten Trocknungsabschnitts abwechselnd Berechnungen innerhalb der trockenen Schale und innerhalb des feuchten Kerns vorgenommen. Die Berechnung des feuchten Kerns führt dabei jeweils zur Ermittlung der neuen Lage des Trockenspiegels, während diejenige in der trockenen Schale die neue Wassermassenstromdichte am Trockenspiegel berechnen lässt.

Bei Vorgabe des Kammerluftzustandes können also auf Basis der oben beschriebenen und in [23] näher hergeleiteten Berechnungsalgorithmen insbesondere berechnet werden:

- welche Feuchte- und Temperaturverteilungen sich innerhalb des Rohlings im Laufe der Trocknung einstellen,
- welcher Wasserdampfmassenstrom vom Rohling abgegeben wird,
- welcher Wärmestrom in den Rohling eindringt und dort zur Verdunstung, sowie im zweiten Trocknungsabschnitt zu Erwärmung erforderlich ist.

4 Energetische und trocknungskinetische Simulationsrechnungen am Kammertrockner

4.1 Simulationsprogramm

Das Rechenprogramm ZiTroKammer zur Simulation des Trocknungsvorganges in Kammertrocknern wurde mit Visual Basic 6.0 erstellt. Dieses basiert auf den im vorherigen Kapitel dargestellten mathematischen Zusammenhängen. Das Programm eignet sich besonders dazu, den Energiebedarf der Trocknung bei Variation diverser, den zeitlichen Ablauf beeinflussender Größen zu ermitteln.

Abb. 34 zeigt das Ergebnisbild einer solchen Simulationsrechnung. Die oben in der Mitte befindliche Tabelle beschreibt den Anfangszustand der Rohlinge einschließlich der Einfahrtemperatur der Rohlinge. Im darunter liegenden Block sind die für die Trocknung wichtigen Rohlingseigenschaften sowie der in der Kammer durchschnittlich herrschende effektive Wärmeübergangskoeffizienten einzugeben. Der effektive Wärmeübergangskoeffizient setzt sich aus dem konvektiven Wärmeübergang und der Strahlung zusammen und beinhaltet auch die durch die Auflageflächen in den Rohling geleitete Wärme [36, 59]. Ferner ist links über der Tabelle die Umgebungsluft beschrieben, auf deren Zustand sich alle energetischen Daten beziehen. Von deren Temperatur aus muss die Luft erwärmt werden, um auf den Zuluftzustand zu gelangen. Dabei spielt es für den Energiebedarf keine Rolle, ob diese Erwärmung beispielsweise in der Kühlzone des im Verbund zum Trockner betriebenen Tunnelofens oder durch eine Zusatzheizung geschieht. Alle diese den Rohling, den Wärmeübergang und die Umgebungsluft beschreibenden Daten sind schwarz geschrieben. Sie können, wie die weiteren schwarzen Tabellenwerte, als Eingangsgrößen der Simulationsrechnung beliebig geändert werden.

Schwarz geschrieben und daher variierbar ist auch der obere Teil der Quertabelle über den Graphiken. In diesem ist die Trocknung in bis zu maximal 9 Zeitabschnitte aufgeteilt, deren Anfangszeit in der zweiten Zeile eingetragen wird. In der dritten Zeile steht der auf die trockene Rohlingsmasse bezogene spezifische Zuluftmassenstrom, der in den Kammertrockner eingblasen wird. Dieser Wert entspricht oft der im technischen Betrieb änderbaren Zuluftklappenstellung. Ferner ist die Zulufttemperatur eingetragen. Diese kann insofern von einem einheitlich bleibenden Wert abweichen, als das Simulationsprogramm auch Situationen beherrscht, in der die eigentliche Zuluft mit Abluft anderer (weiter fortgeschrittener) Kammern intern vermengt wird. In diesem Fall weicht auch die Wasserbeladung der Trocknerzuluft von derjenigen der Umgebungsluft ab und muss in der nächsten Tabellenzeile angepasst werden.

Berechnung der Konvektionstrocknung

schwindender Rohlingsplatten im Kammertrockner

(ohne Hilfsbesatz, elektrische Energie und Wärmeverluste)

Anzahl der Ortschritte	100	Kappa-Steigung unter Grenz.	6,7
Zeitschrittweite in s	3	geschätzte Maximalzeit in	30
Berechnungen pro Kurve	600	relativer Wasserfehler in %	0,4
Außenlufttemperatur in °C	15		
relative Feuchte der Außenluft in %	60		

Zeitpunkt bzw. nachfolgender Zeitabschnitt	Anf.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Zeit in Stunden seit Beginn der Trocknung	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg trock. Rohling	0,207	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Temperatur der Trocknerzuluft in °C	200	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Wasserbeladung der Trocknerzuluft in g/kg	6,44	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg Anfangswasser	0,83	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zuluftmasse pro verdunstetem Wasser in kg/kg	19,87	-	-	-	-	-	-	-	-	-

laufende Zeit in hh : mm : ss	23:59:21
anf. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,537
off. Porosit. nach Trockn. in Vol.-%	25,9
mom. Lufttemperatur in °C	108,5
mom. rel. Luftfeuchtigkeit in %	4,88
mom. Kühlflächentemperatur in °C	46,7
mom. Oberflächentemperatur in °C	100,8
mom. Kerntemperatur in °C	95,4
mom. Wärmestromdichte in kW/m²	0,23
mom. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,34
mom. Wasserbeladung in kg/kg atro	0,000
mom. oberfl. Kap.stromung in mm/h	-
mom. Dampfgeschw. Poren in m/h	2,217
Wasserbelad. am Schw.-Ende in kg/kg	0,140
Wasserbelad. n. 1.TA in kg/kg atro	0,0952
Dauer 1. TroAbschn. in hh : mm : ss	12:37:27
Dauer Oberfl.schw. in hh : mm : ss	7:52:27
Dauer Kernschw. in hh : mm : ss	9:32:42
max. obfl. Schw.gradient in % pro mm	0,097
mit Differenz der lin. Schw. in %	1,042
Zeit max. Schw.gradient in hh:mm:ss	7:52:27
anf. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	3149,94
max. spez. Energiebedarf kJ/kg	4966,29
mittl. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	3657,80
mittl. Energie / Verdampfungsenthalpie	1,46

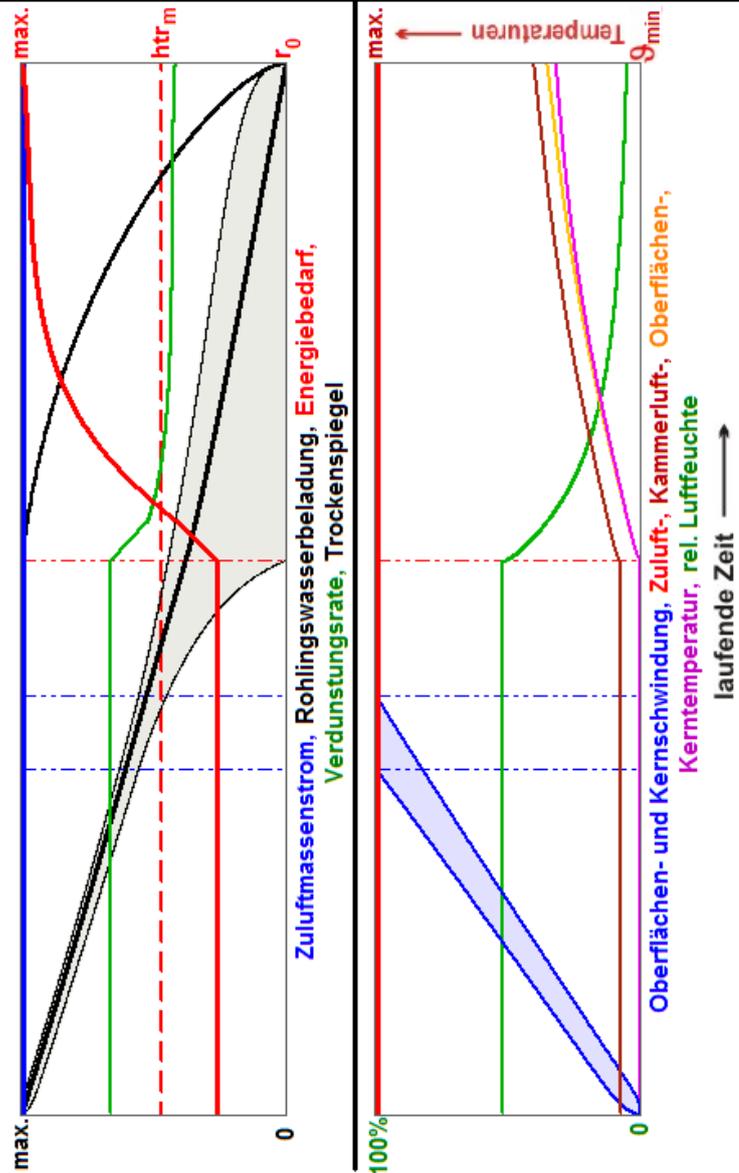


Abb. 34: Energiebedarf und Trocknungsverlauf einer ebenen Platte

Durch die Einteilung in Zeitschritte kann die Rohlingstrocknung mit über die Zeit änderbarer Geschwindigkeit durchgeführt werden. Dieses ermöglicht geringe Rohlingsbelastungen.

Bei den blau geschriebenen Größen handelt es sich um berechnete Ausgabegrößen. Die besonders interessierenden Angaben zum auf die „verdunstete Wassermenge“ bezogenen spezifischen Energiebedarf sind rot eingetragen. Zusätzlich werden die Ausgabewerte graphisch dargestellt.

Den rechten unteren Teil des Bildschirms nimmt die Graphik mit den Feuchteverlaufskurven ein. Sie zeigt die orts- und zeitabhängigen Feuchteverteilungskurven zwischen der Rohlingsoberfläche (linker Rand) und der Rohlingsmitte (rechter Rand). Ausgehend von der Anfangswasserbeladung (oberer Rand) sinkt die Wasserbeladung während der Trocknung auf Null (unterer Rand). Die Feuchteverteilungskurven werden immer in gleichen zeitlichen Abständen dargestellt. Der erste Trocknungsabschnitt ist beendet, wenn der Feuchtegehalt an der Rohlingsoberfläche auf Null abgesunken ist. Die zu diesem Zeitpunkt im Rohlingsquerschnitt herrschende Feuchteverteilung wird durch eine rote Kurve markiert. Im zweiten Trocknungsabschnitt zieht sich der Trockenspiegel von der Oberfläche in Richtung Kern zurück. Die Feuchteprofile verlaufen bei geringen Wasserbeladungen recht steil, da der Feuchteleitkoeffizient bei sinkenden Rohlingswasserbeladungen stark abnimmt. Die blauen Randmarkierungen stehen von oben beginnend bis zur horizontalen blauen Linie für die lineare Trockenschwindung, die mit der blauen Linie beendet ist. Diese nichtlineare Randskala nimmt Bezug auf die Feuchteprofile. Die dickeren blauen Randmarkierungen in der Graphik geben je ein Prozent lineare Trockenschwindung an. An die lokale Rohlingswasserbeladung (Feuchteprofile) ist die Schwindung bis zum Erreichen des Grenzwassergehaltes gekoppelt (siehe Bourry-Diagramm Abb. 15).

Die Graphiken auf der linken Seite geben den zeitlichen Verlauf der Trocknung von links nach rechts wieder. Im unteren Diagramm ist die Schwindung blau dargestellt. Die Oberflächenschwindung (obere blaue Linie) ist früher beendet als die Kernschwindung (untere blaue Linie). Das Ende der Oberflächen- und Kernschwindung ist in beiden Graphiken durch vertikale blaue Strich-Punkt-Linien markiert. Die dicke schwarze Linie im oberen Diagramm kennzeichnet die Rohlingswasserbeladung. Die untere schwarze Linie steht für die Wasserbeladung an der Oberfläche, die obere für diejenige im Kern. Wenn die untere schwarze Linie auf Null abgefallen ist, ist die Oberfläche trocken. Der erste Trocknungsabschnitt ist beendet. Dieser Zeitpunkt wird durch eine rote vertikale Strich-Punkt-Linie markiert.

Im zweiten Trocknungsabschnitt ist der sich ins Innere zurückziehende Trockenspiegel (schwarz) abgebildet. Im oberen Diagramm ist außerdem der Zuluftmassenstrom (blau) in den einzelnen Zeitschritten in Anteilen seines Maximalwertes wiedergegeben. Desweiteren zeigt diese Graphik die konstante Verdunstungsgeschwindigkeit während des ersten Trocknungsabschnittes. Dieses gilt hier, da die Zuluftzustände gleich bleiben. Im zweiten Trocknungsabschnitt sinkt die Verdunstungs-

geschwindigkeit, da nun ein Teil der Zuluftenthalpie der Rohlingserwärmung dient und innerhalb des Rohlings zunehmende Transportwiderstände den Wärme- und Stoffübergang behindert. Neben der relativen Luftfeuchte (grüne Linie) sind in der unteren Graphik die Temperaturen von Oberfläche und Kern des Rohlings sowie der Kammerluft dargestellt. Diese sind nicht wie die bisher beschriebenen Werte von 0 bis zum Maximum aufgetragen, sondern zwischen der minimalen Temperatur (Kühlgrenztemperatur zu Trocknungsbeginn) und der maximalen Zulufttemperatur. Die Temperaturen in der Kammer bleiben unter konstanten Prozessparametern im ersten Trocknungsabschnitt gleich und steigen im zweiten an.

Besonders interessant ist der im oberen Diagramm dargestellte Verlauf des momentanen spezifischen Energiebedarfs. Dieser ist im ersten Trocknungsabschnitt konstant. Im zweiten steigt der Energiebedarf. Er ist dann am größten, wenn die Verdunstungsgeschwindigkeit ihr Minimum erreicht. Der zeitliche Verlauf des spezifischen Energiebedarfs ist durch eine rote Linie zwischen der Verdampfungsenthalpie r_0 und dem maximalen Energiebedarf dargestellt. Der sich auf die Gesamtwassermenge beziehende mittlere spezifische Energiebedarf wird durch die gestrichelte, horizontale Linie wiedergegeben.

Für das Beispiel eines Vormauerziegels wird die Trocknung mit dem oben dargestellten Programm ZiTro-Kammer in zwei Varianten nachgestellt. Abb. 35 zeigt die Trocknung unter konstanten Zuluftbedingungen. In der anderen Variante wird die Trocknung in einzelne Zeitschritte unterteilt, in denen der spezifische Zuluftmassenstrom erhöht wird.

Die Feuchteverteilungskurven sind im fünfstündigen Abstand in der rechten Graphik der Abb. 35 aufgetragen. Der obere Bildrand steht für eine Anfangswasserbeladung von 0,22 kg/kg atro. Die Flächen zwischen zwei benachbarten Kurven stimmen bis zum Erreichen der roten Kurve überein, da die Trocknungsgeschwindigkeit im ersten Trocknungsabschnitt konstant ist. Bei sinkender Rohlingswasserbeladung wandert der Trockenspiegel immer schneller ins Innere, wie man am Abstand der Nulldurchgänge sieht.

Nach ungefähr 25,5 Stunden ist die Oberfläche so weit getrocknet, dass der Wasserverlust nicht mehr durch Schwindung ausgeglichen werden kann. Das Schwindungsende ist durch die horizontale blaue Linie gekennzeichnet. Nach dem oberflächlichen Schwindungsende füllen sich stetig mehr Poren mit Luft. Gleichzeitig steigt der Feuchtegradient in Oberflächennähe, da die Feuchteleitfähigkeit mit zunehmender Luftfüllung des Porenraumes sinkt. Die Schwindungsgefährdung ist beendet, wenn auch der Kern das Schwindungsende erreicht hat, also nach 31 Stunden und 4 Minuten. Erreichen die Feuchteverteilungskurven an der Oberfläche den Wert Null, so ist der erste Trocknungsabschnitt abgeschlossen. Im Beispiel ist der erste Trocknungsabschnitt nach 47 Stunden und 26 Minuten beendet.

Berechnung der Konvektionstrocknung schwindender Rohlingsplatten im Kammetrockner (ohne Hilfsbesatz, elektrische Energie und Wärmeverluste)

Anzahl der Ortschritte	150	Kappa-Steigung unter Grenzf.	6,7
Zeitschrittweite in s	5	geschätzte Maximalzeit in	30
Berechnungen pro Kurve	1800	relativer Wasserfehler in %	0,0
Außenlufttemperatur in °C	15		
relative Feuchte der Außenluft in %	60		

Anfangsdicke der Platte in mm	90
Dichte der getrockneten Masse in kg/m³	1954
Anfangswasserbeladung in kg/kg atro	0,22
Einfahrttemperatur der Rohlinge in °C	20
lineare Trockenschwindigkeit in %	4,8
Feuchteleitk. (25% atro, 25°C) in 10 ⁻⁴ (-9) m²/s	62
Wärmeleitkoeff. der trock. Platte in W/(m K)	1,0
Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse	32
effekt. Wärmeübergangskoeff. in W/(m² K)	50

Zeitpunkt bzw. nachfolgender Zeitabschnitt	Anf.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Zeit in Stunden seit Beginn der Trocknung	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg trock. Rohling	0,0268	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Temperatur der Trocknerzuluft in °C	300	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Wasserbeladung der Trocknerzuluft in g/kg	6,44	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg Anfangswasser	0,12	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zuluftmasse pro verdunstetem Wasser in kg/kg	10,99	-	-	-	-	-	-	-	-	-

laufende Zeit in hh : mm : ss	90:12:35
anf. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,233
off. Porosit. nach Trockn. in Vol.-%	27,1
mom. Lufttemperatur in °C	106,2
mom. rel. Luftfeuchtigkeit in %	9,76
mom. Kühlgrenztemperatur in °C	54,4
mom. Oberflächentemperatur in °C	103,7
mom. Kerntemperatur in °C	98,5
mom. Wärmestromdichte in kW/m²	0,12
mom. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,18
mom. Wasserbeladung in kg/kg atro	0,000
mom. oberfl. Kap.stromung in mm/h	-
mom. Dampfgeschw. Poren in m/h	1,165
Wasserbelad. am Schw.-Ende in kg/kg	0,139
Wasserbelad. n. 1.TA in kg/kg atro	0,0885
Dauer 1. TroAbschn. in hh : mm : ss	47:26:20
Dauer Oberfl.schw. in hh : mm : ss	25:32:50
Dauer Kernschw. in hh : mm : ss	31:04:25
max. obfl. Schw.gradient in % pro mm	0,043
mit Differenz der lin. Schwindigkeit in %	0,857
Zeit max. Schw.gradient in hh:mm:ss	25:32:50
anf. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	2794,39
max. spez. Energiebedarf kJ/kg	3989,04
mittl. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	3156,67
mittl. Energie / Verdampfungsenthalpie	1,26

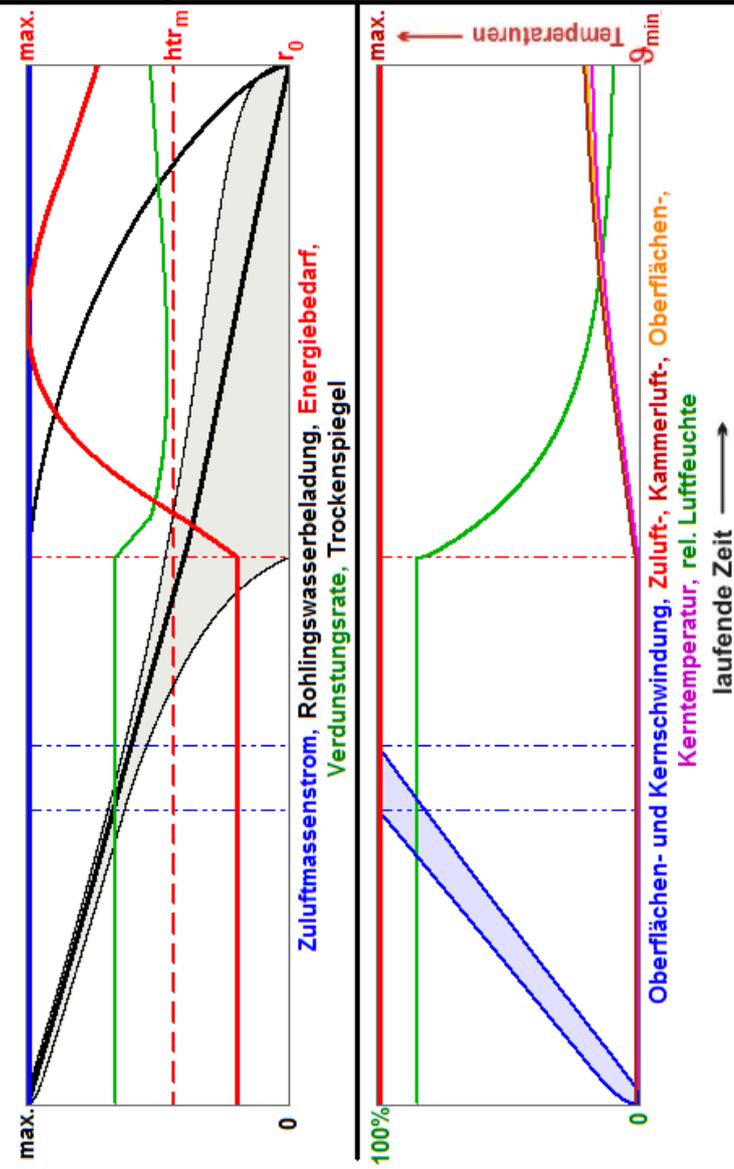


Abb. 35: Energiebedarf und Trocknungsverlauf bei Trocknung eines 90 mm dicken Rohlings bei 300 °C Zulufttemperatur

Die Wasserbeladung beträgt zu diesem Zeitpunkt 0,089 kg/kg atro. Der Trockenspiegel zieht sich nun ins Innere zurück.

Im zweiten Trocknungsabschnitt steigt die Temperatur der Kammerluft. Es bauen sich höhere Diffusionswiderstände auf. Der Rohling verlässt die Kühlgrenztemperatur, auf der er sich während des gesamten ersten Trocknungsabschnittes befand. Die von der Kammerluft an die Rohlingsoberfläche abgeführte Wärme wird nicht mehr ausschließlich zur Wasserverdunstung verwendet, sondern ein Teil der übergehenden Wärme wird zur Rohlingsaufheizung benötigt. Die Verdunstungsgeschwindigkeit geht entsprechend zurück. Aufgrund steigender Wärme- und Stofftransportwiderstände innerhalb des zweiten Trocknungsabschnittes nimmt die Wärmeauskopplung aus der Kammerluft ab. Dieses hat zur Folge, dass die Kammerlufttemperatur in Richtung zur Zulufttemperatur ansteigt, was wiederum die Temperaturdifferenz gegenüber der Rohlingsoberfläche vergrößert. Der ansteigende Transportwiderstand wird durch eine höhere Temperaturdifferenz teilweise kompensiert. Der in den Rohling eindringende Wärmestrom und somit auch die Verdunstungsrate sinken nur in vergleichsweise geringem Umfang ab. Somit ergeben sich bei konstanter Zulufttemperatur deutlich andere Verhältnisse als bei den in [23] konstant bleibenden Zuständen der die Rohlinge umgebenden Luft.

Die Trocknung bei gleichbleibender Zulufttemperatur führt also zu vergleichsweise nur geringen Einbrüchen in der Trocknungsgeschwindigkeit. Der hohe Anstieg des Transportwiderstandes hat also keinesfalls einen entsprechend massiven Rückgang der Verdunstungsrate zur Folge, sondern er regelt sich durch die Kammerlufttemperatur im weiten Umfang selbst. Gegen Ende des zweiten Trocknungsabschnittes wird die Rohlingserwärmung langsamer, so dass wieder ein größerer Teil des an die Rohlinge übertragenen Wärmestroms der Wasserverdunstung dient. Der spezifische Energiebedarf nimmt daher wieder ab. Der Anteil der Wärme, der für die Rohlingserwärmung benötigt wird, sinkt gegen Ende des zweiten Trocknungsabschnittes, so dass die Verdunstungsrate steigt. Da die Geschwindigkeit der Rohlingserwärmung im Laufe des zweiten Trocknungsabschnittes wieder zurückgeht, vermindert sich der zur Aufheizung dienende Anteil des in den Rohling gelangenden Wärmestroms. Die Verdunstungsgeschwindigkeit kann in diesem Ausmaß wieder ansteigen, und der spezifische Energiebedarf geht zurück. Der spezifische Energiebedarf nimmt mit sinkender Verdunstungsrate zu; dessen Maximum ist bei der geringsten Verdunstungsgeschwindigkeit erreicht.

Mit dem Simulationsprogramm ist es möglich, die betrieblichen Trocknungsverlaufskurven in bis zu neun Zeitschritten nachzustellen. Für die Zeitschritte sind unterschiedliche Zuluftzustände mit Temperaturen, Massenströmen und Wasserbeladungen einstellbar. In Ziegelwerken wird oft bei konstanter Zulufttemperatur und Wasserbeladung der spezifische Zuluftmassenstrom zunächst niedrig gehalten, um am Anfang der Trocknung geringere Schwindungsgradienten zu erzielen.

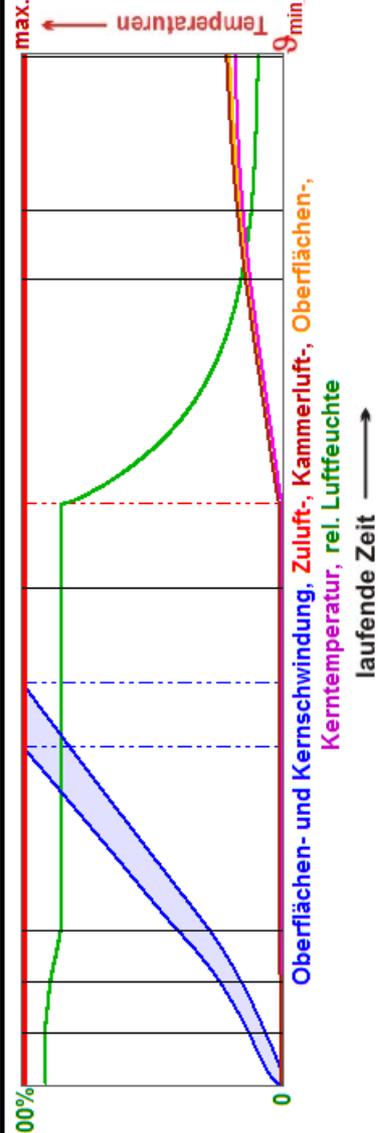
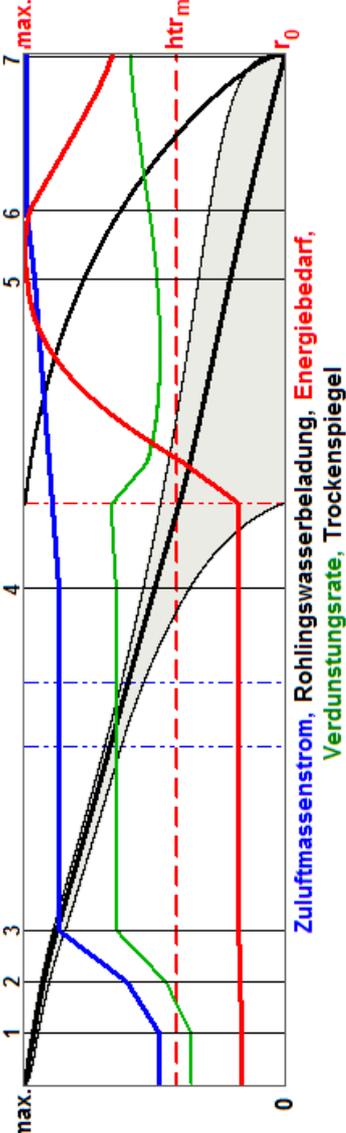
Berechnung der Konvektionstrocknung schwindender Rohlingsplatten im Kammetrockner
(ohne Hilfsbesatz, elektrische Energie und Wärmeverluste)

Anzahl der Ortschaftre 150 Kappa-Steigung unter Grenzf. 6,7
 Zeitschrittweite in s 5 geschätzte Maximalzeit in 30
 Berechnungen pro Kurve 1800 relativer Wasserfehler in % 0,0
 Außenlufttemperatur in °C 15
 relative Feuchte der Außenluft in % 60

Anfangsdicke der Platte in mm 90
 Dichte der getrockneten Masse in kg/m³ 1954
 Anfangswasserbeladung in kg/kg atro 0,22
 Einfahrttemperatur der Rohlinge in °C 20

lineare Trockenschwindigkeit in % 4,8
 Feuchteleit. (25% atro, 25°C) in 10⁻¹(-9) m²/s 62
 Wärmeleitkoeff. der trock. Platte in W/(m K) 1,0
 Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse 32
 effekt. Wärmeübergangskoeff. in W/(m² K) 50

Zeitpunkt bzw. nachfolgender Zeitabschnitt	Anf.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Zeit in Stunden seit Beginn der Trocknung	0	4,5	9	13,5	43,5	70,5	76,5	90	-	-
Zulufmassenstr. in kg/h pro kg trock. Rohling	0,015	0,015	0,019	0,027	0,027	0,03	0,031	0,031	-	-
Temperatur der Trocknerzuluft in °C	300	300	300	300	300	300	300	300	-	-
Wasserbeladung der Trocknerzuluft in g/kg	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	-	-
Zulufmassenstr. in kg/h pro kg Anfangswasser	0,07	0,07	0,09	0,12	0,12	0,14	0,14	0,14	-	-
Zulufmasse pro verdunstetem Wasser in kg/kg	9,02	9,09	9,27	9,80	12,07	13,96	12,81	12,68	-	-



laufende Zeit in hh : mm : ss 90:17:15
 anf. Verdunstungsrate in kg/(m² h) 0,131
 off. Porosit. nach Trockn. in Vol.-% 27,1
 mom. Lufttemperatur in °C 107,8
 mom. rel. Luftfeuchtigkeit in % 9,23
 mom. Kühlgrenztemperatur in °C 54,5
 mom. Oberflächentemperatur in °C 104,9
 mom. Kerntemperatur in °C 98,9
 mom. Wärmestromdichte in kW/m² 0,14
 mom. Verdunstungsrate in kg/(m² h) 0,21
 mom. Wasserbeladung in kg/kg atro 0,000
 mom. oberfl. Kap.stromung in mm/h -
 mom. Dampfgeschw. Poren in m/h 1,360
 Wasserbelad. am Schw.-Ende in kg/kg 0,139
 Wasserbelad. n. 1.TA in kg/kg atro 0,0893
 Dauer 1. TroAbschn. in hh : mm : ss 50:56:50
 Dauer Oberfl.schw. in hh : mm : ss 29:36:15
 Dauer Kernschw. in hh : mm : ss 35:07:45
 max. obfl. Schw.gradient in % pro mm 0,043
 mit Differenz der lin. Schwindung in % 0,862
 Zeit max. Schw.gradient in hh:mm:ss 29:36:15

anf. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O 2777,87
 max. spez. Energiebedarf kJ/kg 4156,78
 mittl. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O 3194,25
 mittl. Energie / Verdampfungsenthalpie 1,28

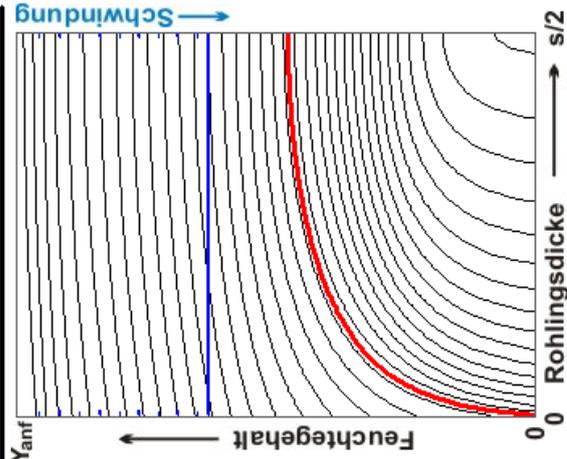


Abb. 36: Energiebedarf und Trocknungsverlauf bei stufenweiser Trocknung eines 90 mm dicken Rohlings bei 300 °C Zulufttemperatur

Im Laufe der Zeit wird der Zulufmassenstrom zur Leistungssteigerung erhöht.

Die Abb. 36 zeigt die Trocknung in 7 Zeitschritten mit Haltezeiten. Die Zeitschritte sind durch die dünnen senkrechten schwarzen Linien zu erkennen. Der anfangs verhältnismäßig kleine spezifische Zuluftmassenstrom bewirkt eine geringe Verdunstungsrate und kleine Schwindungsgradienten. Durch diese anfangs langsame Trocknung dauert der erste Trocknungsabschnitt etwa 3,5 Stunden länger als unter den in Abb. 35 vorhandenen Bedingungen. Die Wasserbeladung am Ende des ersten Trocknungsabschnittes ist im Gegensatz zu der zuvor dargestellten Variante etwas höher. Da die Gesamttrocknung in beiden Fällen in rund 90 Stunden abgeschlossen sein soll, muss der spezifische Zuluftmassenstrom unter sonst konstanten Bedingungen erhöht werden. In diesem Beispielfall haben die Zuluftbedingungen nur einen geringen Einfluss auf den Energiebedarf.

4.2 Auswirkungen von Parametervariationen auf den energetischen und kinetischen Trocknungsverlauf

Die vorgestellte stufenweise Rohlingstrocknung ist praxisnah an dem individuellen Fall der Trocknung von Ziegelrohlingen mit hoher Anfangsempfindlichkeit orientiert. Sie entspricht der in einem zur Herstellung von Vormauerziegeln betriebenen Werk.

Um allgemeingültige Vergleiche aufzustellen, ist es jedoch sinnvoll, die Randbedingungen der Trocknung einfacher zu gestalten. Aus der nachfolgenden Tabelle werden die wichtigsten Parameter variiert und in Unterkapiteln deren Einfluss auf den Trocknungsprozess simuliert.

Generell sind folgende Parameter sind für die Trocknung von Bedeutung:

Umgebungsbedingte Parameter

- Umgebungsluft ϑ_U in °C
- relative Feuchte φ_U der Umgebungstemperatur in %

Prozessbedingte Parameter

- Zulufttemperatur ϑ_1 in °C
- spezifischer Zuluftmassenstrom \dot{m}^{\otimes} in kg/(h · kg_{tr})
- Wärmeübergangskoeffizient α in W/(m² · K)
- Wasserbeladung der Trocknerzuluft in g/kg

Materialbedingte Parameter

- Anfangsdicke d der Platte in mm
- Rohdichte ρ der getrockneten Masse in kg/m³
- Anfangswasserbeladung y_{anf} in kg/kg atro
- lineare Trockenschwindung ξ in %
- Feuchteleitkoeffizient κ in 10⁻⁹ m²/s (25kg/kg atro, 25°C)
- Diffusionswiderstandszahl μ

4.2.1 Zulufttemperatur und -massenstrom

Der Einfluss der Zulufttemperatur auf den spezifischen Energiebedarf ist in Abb. 37 für die Trocknung von 50 mm dicken Rohlingen dargestellt. Parameter sind die Gesamttrocknungszeit (blaue Linien), der maximale Schwindungsgradient (schwarze Linien) und der Zuluftmassenstrom (rote Linien). Man erkennt, dass der Energiebedarf mit Erhöhung der Zulufttemperatur abnimmt. Dieses gilt sowohl dann, wenn man den Zuluftmassenstrom unter Anpassung der Gesamttrocknungszeit konstant hält, als auch wenn die zur Trocknung erforderliche Gesamttrocknungszeit durch Anpassung des Zuluftmassenstroms bei Veränderung der Zulufttemperatur unverändert bleibt.

Generell gilt, dass niedrige Zuluftmassenströme zu einem relativ geringen Trocknungsenergiebedarf führen. Der durch Verringerung des Zuluftmassenstromes gesenkte Energiebedarf macht es allerdings erforderlich, sehr lange Trocknungszeiten für die Rohlinge in Kauf zu nehmen. Der Trocknungsprozess wird mit steigendem Zuluftmassenstrom ineffizienter, dieses erhöht den Energiebedarf, ändert aber den an den Rohling übergehenden Wärmestrom nur geringfügig. Die Erhöhung des spezifischen Zuluftmassenstroms führt zu höheren Kammerlufttemperaturen (trotz gleichbleibender Kühlgrenztemperatur im ersten Trocknungsabschnitt).

Aus Abb. 37 ist ersichtlich, dass die Trocknung bei einer Zulufttemperatur von 200°C 15 Stunden dauert, wenn man während der gesamten Trocknungszeit den spezifischen, auf die Trockenmasse bezogenen Zuluftmassenstrom von ca. 0,35 kg/(h·kg_{tr}) in den Trockner einbläst. Der dann erforderliche Energiebedarf kann mit ca. 4250 kJ/kg_w aus dem Diagramm abgelesen werden. Möchte man hingegen dieselbe Trocknung innerhalb von ebenfalls 15 Stunden bei einer Zulufttemperatur von 400°C durchführen, so benötigt man nur einen Zuluftmassenstrom von ca. 0,15 kg/(h·kg_{tr}). Der sich hieraus ergebende Energiebedarf beläuft sich auf 3500 kJ/kg_w. Dieses Beispiel zeigt, dass die Erhöhung der Zulufttemperatur von 200 °C auf 400 °C zu einer Senkung des spezifischen Energiebedarfes um knapp 20 % führt. Noch niedrigere Zulufttemperaturen als 200°C würden, wie Abb. 37 zeigt, zu einer sehr starken Zunahme des Energiebedarfes führen.

Erwähnenswert ist, dass verkürzte Trocknungszeiten stets mit einer Erhöhung der Schwindungsgradienten einhergehen. Für das gewählte Beispiel wird die Trocknungszeit mit 15 Stunden konstant gehalten. Daher kann die durch Schwindungsgradienten verursachte Belastung der Rohlinge bei einer Zulufttemperatur von 400 °C keinesfalls größer als bei 200 °C sein.

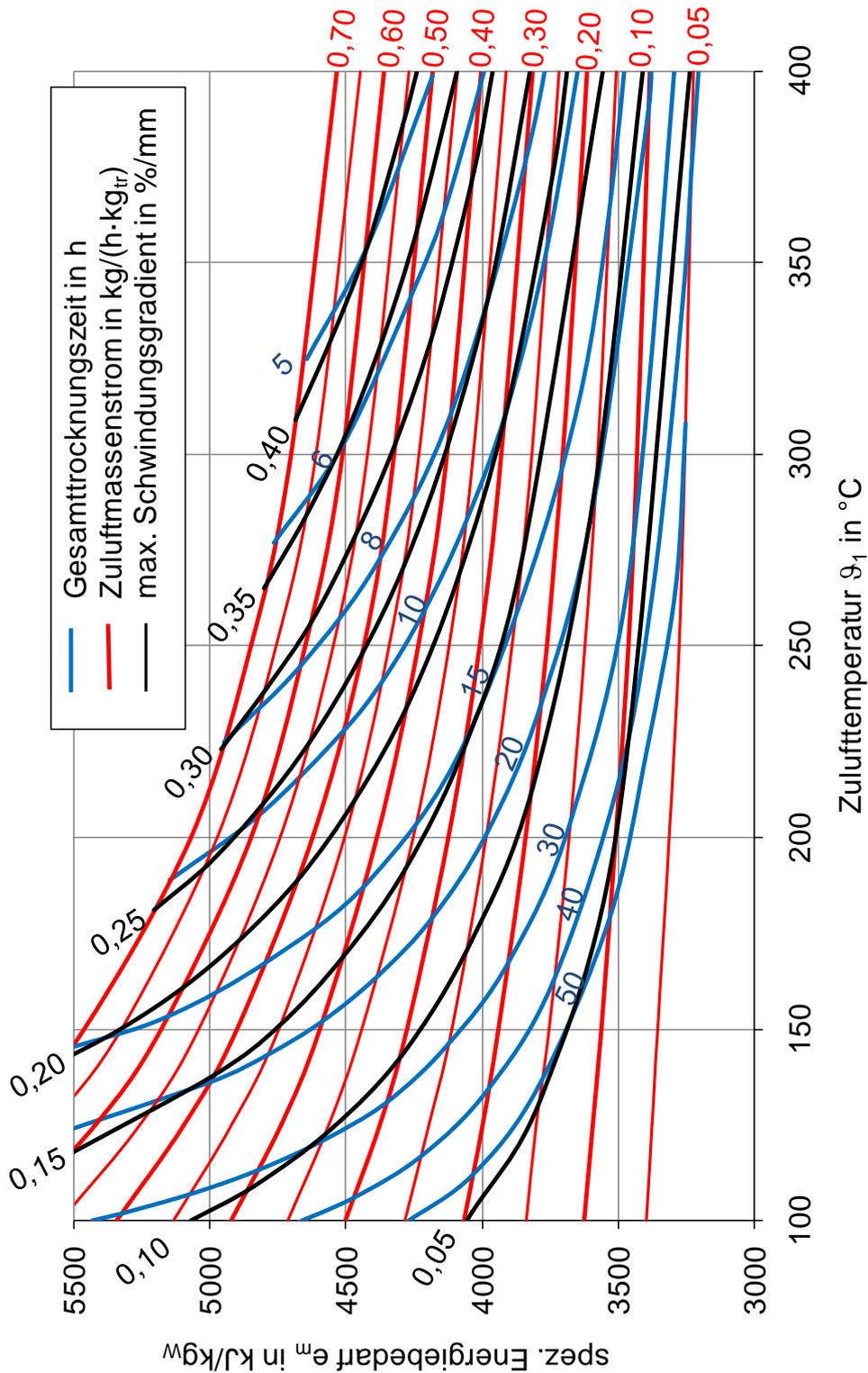


Abb. 37: Spezifischer Energiebedarf für die Trocknung einer 50 mm dicken Platte; Trockenrohddichte $\rho = 1850 \text{ kg/m}^3$, Anfangswasserbeladung $y = 0,25 \text{ kg}_w/\text{kg}_{tr}$, lin. Trockenschwindigkeit $\xi = 6 \%$, Feuchteleitfähigkeit $\kappa_{25,25} = 70 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$, Wasserdampfdiffusionswiderstand $\mu = 15$, Wärmeübergangskoeffizient $\alpha = 30 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$, Umgebungstemperatur $\vartheta_u = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ und relative Umgebungsfeuchte $\varphi_u = 60 \%$.

Eine höhere Zulufttemperatur bewirkt einen Temperaturanstieg der Kammerluft und damit auch des Rohlings. Hierdurch steigt der Feuchteleitkoeffizient an und der Schwindungsgradient geht zurück. Die Kurven zeigen die starken Auswirkungen der Zulufttemperatur auf den Energiebedarf der Trocknung. Es fällt auf, dass der Kurvenverlauf bei zunehmender Zulufttemperatur abflacht. Dieses macht es wirtschaftlich uninteressant, die Zulufttemperatur über 500 °C zu wählen, da der konstruktive Aufwand gegenüber den zu erwartenden Energieeinsparungen in den Vordergrund rückt. In vielen Ziegeleien wird Verbund- oder Mischluft zum Trocknen eingesetzt, deren Temperatur sogar unter 200°C liegt. Nur in wenigen Fällen werden 250°C überschritten. Die Erhöhung der Zulufttemperatur von 200 auf 250°C macht in dem in Abb. 37 gewählten einfachen Fall bereits eine Verminderung des spezifischen (auf die verdunstende Wassermenge bezogenen) Energiebedarfs um 270 kJ/kg_w aus. Die weitere Erhöhung auf 300°C lässt den Bedarf nochmals um 250 kJ/kg_w fallen.

Die Begründung dafür, warum es zu der extremen Abhängigkeit des spezifischen Energiebedarfes von der Zulufttemperatur kommt, ist in Abb. 38 dargestellt. Diese Abbildung zeigt ein modifiziertes Mollier-Diagramm für feuchte Luft, bei der ein rechtwinkliges Koordinatensystem aus Temperaturen und der Wasserbeladung von trockener Luft aufgetragen ist. Die Abbildung zeigt links die aus dem Mollier-Diagramm bekannte „rückwärtige Verlängerung der Nebelisoothermen“, die den Zuluftzustand 1 von 200 °C bei einer mit der Umgebungsluft U identischen Feuchtebeladung von 6,4 g/kg ($\vartheta_U = 15 \text{ °C}$ und $\phi_U = 60 \%$) schneidet. Die Linie 1-KG erreicht den Sättigungszustand KG bei einer Kühlgrenztemperatur von 46,6 °C und einer Wasserbeladung von 72 g/kg.

Innerhalb des ersten Trocknungsabschnittes gleicht der Rohlingszustand dem Kühlgrenzzustand KG, während sich der Zustand 2,a der den Rohling umgebenden Kammerluft auf der Linie 1-KG befindet. Die Temperaturdifferenz zwischen dieser Luft und der Kühlgrenze multipliziert mit dem Wärmeübergangskoeffizienten gleicht der an den Rohling übergehenden Wärmestromdichte. Dieses ist durch die Verdampfungsenthalpie r von Wasser mit der verdunstenden Wassermassenstromdichte verknüpft. Der Rohling verharrt im Kühlgrenzzustand und die Luft im Zustand 2,a.

Während des zweiten Trocknungsabschnittes dient die an den Rohling übergehende Wärme nicht nur zur Verdunstung von Wasser, sondern sie wird zugleich teilweise zu der im zweiten Trocknungsabschnitt stattfindenden Rohlingserwärmung benötigt. Ein Teil der in den Rohling übergehenden Wärme findet sich daher nicht als Enthalpie von Wasserdampf in der Kammerluft wieder, so dass die Wasserbeladung der Kammerluft in diesem Zeitabschnitt nach links von der Linie 1-KG abweicht. Der Rohlingszustand folgt dieser Veränderung des Luftzustandes. Im weiteren Verlauf des zweiten Trocknungsabschnittes vermindert sich der zur Rohlingserwärmung notwendige Anteil der Wärmestromdichte, so dass wieder ein größerer Teil der übergehenden Wärme für Verdunstungsvorgänge genutzt wird. Der Luftzustand, gefolgt vom Zustand des trocknenden Rohlings, nähert sich wieder der Linie 1-KG an. Der

fortschreitende Aufheizvorgang führt dazu, dass der Luftzustand 2,e am Ende der Trocknung eine sehr viel höhere Temperatur als zu Trocknungsbeginn 2,a einnimmt. Am Trocknungsende wird nur noch die Distanz u von dem insgesamt zur Erwärmung der Luft aufgebrauchten Wärmestrom, nämlich der Distanz $U-1$, ausgenutzt. Man erkennt, dass diese Ausnutzung nur rund 50 % des aufgebrauchten Wärmestroms umfasst. Der Rest der dem Trockner zugeführten Energie wird ungenutzt an die Umgebung abgegeben.

Rechts im Diagramm befindet sich die zum erläuterten Beispiel analoge Darstellung für eine Zulufttemperatur von 400 °C. Man erkennt, dass in diesem Fall die am Ende der Trocknung noch ausnutzbare Distanz y (bezogen auf die zur Zulufterwärmung notwendige Energie $U-1$) bei etwa 75 % liegt. Die prozentuale Ausnutzung der durch Erwärmung bereitgestellten Zuluftenthalpie ist also am Ende der Trocknung bei 400 °C um etwa 50 % höher als bei einer Zulufttemperatur von 200 °C.

Für den die gesamte Trocknung erfassenden Energiebedarf ist der Unterschied geringer, wie in Abb. 37 dargestellt. Er beträgt trotzdem noch 20 %.

Am Anfang der Trocknung, also im ersten Trocknungsabschnitt, wird die Luft in der Temperaturdifferenz 1-2,a ausgenutzt. Das sind im Beispiel für 200 °C rund 76 %. Innerhalb des zweiten Trocknungsabschnittes nimmt die ausgenutzte Temperaturspanne kontinuierlich ab. Am Trocknungsende werden nur noch 50 % der aufgebrauchten Energie für die Wasserverdunstung genutzt. Erhitzt man jedoch die Zuluft auf 400 °C, so liegt die anfängliche Zuluftausnutzung bei 83 % und sinkt wie oben beschrieben auf 75 % ab. Die nicht zur Wasserverdunstung genutzten Anteile der Energie sind Verluste des Prozesses.

In Abb. 38 wird weiterhin gezeigt, dass die Temperatur und Feuchtigkeit der Umgebungsluft ebenfalls sehr großen Einfluss auf den Energiebedarf haben. Bei einer hochsommerlichen Umgebungstemperatur von beispielsweise 25 °C verschiebt sich der Zustand U nach oben, so dass weniger Energie zur Erwärmung auf den Zustand 1 aufzuwenden ist. Hierdurch kommt es zu einem um 5,4 % niedrigeren Energiebedarf. Im Gegensatz dazu führt eine winterliche Umgebungstemperatur von -10 °C zu einem 10,8 % höherem Energiebedarf. Dies entspricht den Erfahrungen der keramischen Industrie zum Jahresrhythmus des zur Trocknung notwendigen Energiebedarfes.

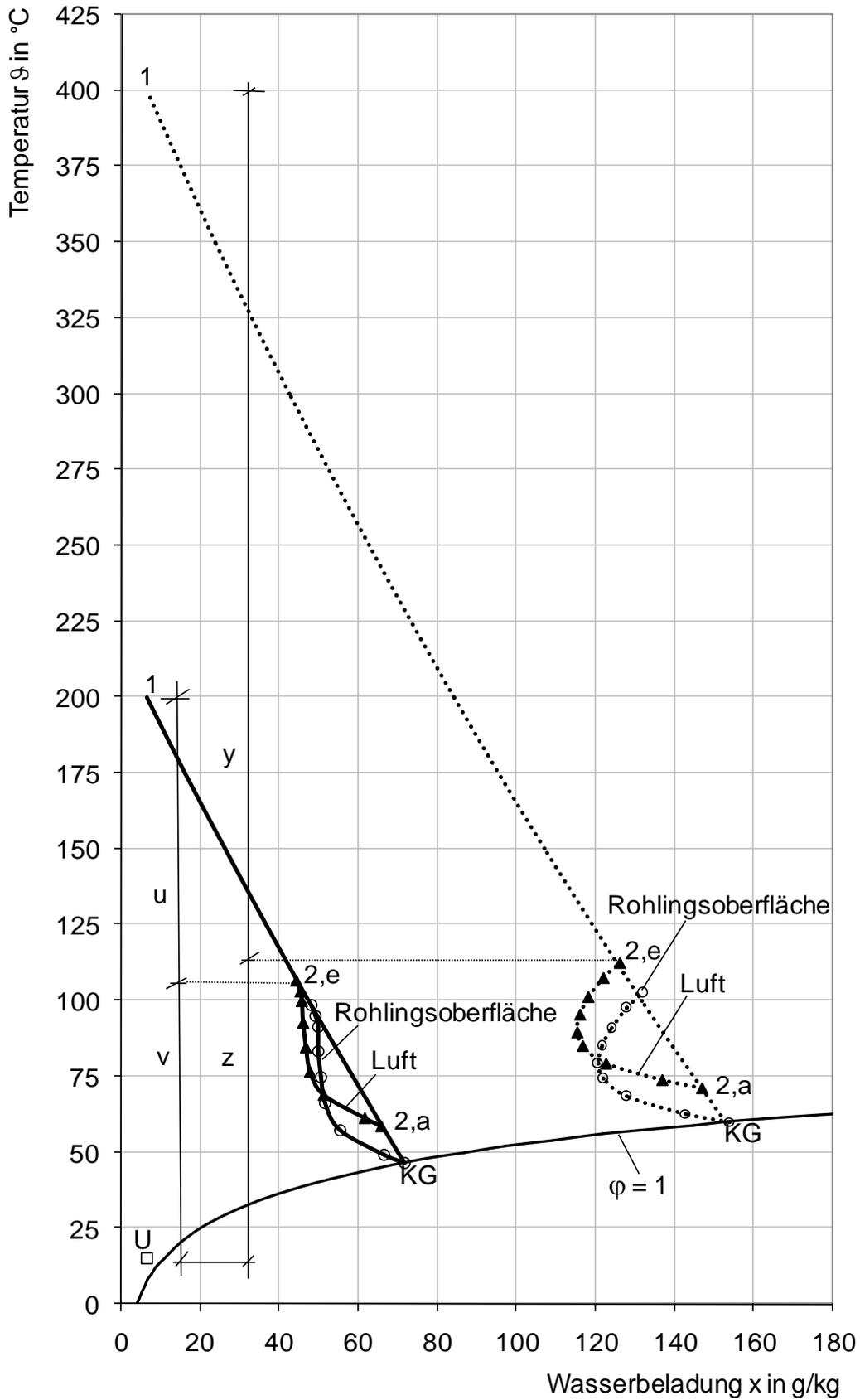


Abb. 38: Zeitliche Verläufe der Kammerluftzustände und der Rohlinge [36]

4.2.2 Umgebungslufttemperatur

Der Einfluss der Umgebungslufttemperatur auf den spezifischen Energiebedarf kann Abb. 39 entnommen werden. Man erkennt, dass niedrigere Umgebungslufttemperaturen zu einem höheren Energiebedarf führen. Das gilt für alle Zulufttemperaturen. Kalte Umgebungsluft muss stärker als warme erwärmt werden, um gleiche Zulufttemperaturen zur Verfügung zu stellen. Da ungesättigte Umgebungsluft ebenfalls Rohlingswasser unter Abkühlung aufnehmen kann, ist es grundsätzlich nicht erforderlich erwärmte Luft zur Konvektionstrocknung zu verwenden. Bekannt ist, dass Trocknungsprozesse in früherer Zeit stets als Freilufttrocknung durchgeführt wurden. Hierzu war selbstverständlich keine Zufuhr von thermischer Energie erforderlich. Der thermische Energiebedarf war demnach gleich Null. Moderne Trockereibetriebe arbeiten hingegen mit erwärmter Zuluft, die -in günstigen Fällen- allein durch Abwärme des Brennofens bereitgestellt wird. Die regelungstechnisch schwer zu erfassende und die Ziegelrohlinge wetterabhängig unterschiedlich beanspruchende Freilufttrocknung ist daher nicht Gegenstand der hier vorgestellten Untersuchungen.

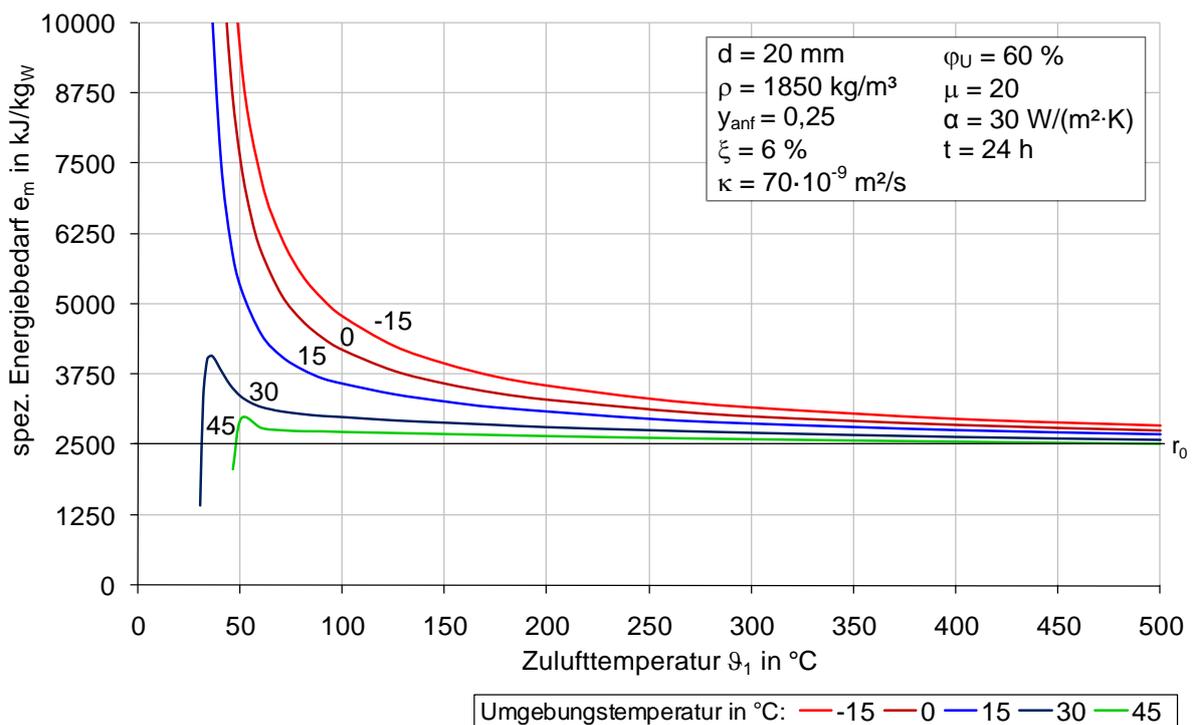


Abb. 39: Einfluss der Zulufttemperatur auf den spezifischen Energiebedarf bei unterschiedlichen Umgebungslufttemperaturen und konstanter Trocknungszeit

Insgesamt zeigt sich, dass der Energiebedarf im Sommer bei hohen Umgebungstemperaturen niedriger ist. Freilufttrocknung ist für die Trocknung der 20 mm dicken Platte in 24 Stunden nicht möglich, da die zunehmenden Diffusionswege den Wärme- und Stoffaustausch im zweiten Trocknungsabschnitt zu stark verlangsamen.

Für einen konstant gehaltenen Zuluftmassenstrom -die Gesamttrocknungszeit spielt keine Rolle- ändert sich Abb. 39 zu den in Abb. 40 dargestellten Zusammenhängen.

Die Trocknungszeit nimmt mit steigender Zulufttemperatur ab. In Abb. 40 ist zu erkennen, dass bei der Freilufttrocknung definitionsgemäß der spezifische Energiebedarf gleich Null ist. Bei der Freilufttrocknung gleichen sich die Temperaturen der Umgebungsluft und der Zuluft. Bei zunehmender Zulufttemperatur geht der Energiebedarf zunächst durch ein Maximum, dessen Lage von der Umgebungslufttemperatur abhängt. Das Maximum ist bei niedrigen Umgebungslufttemperaturen besonders ausgeprägt.

Bei weiter zunehmender Zulufttemperatur geht der Energiebedarf weiter zurück und nähert sich der Verdampfungsenthalpie von Wasser an. Dabei ist der Energiebedarf bei niedriger Umgebungslufttemperatur stets deutlich höher als bei hohen Umgebungstemperaturen. Der Einfluss der Umgebungstemperatur ist bei den in der Ziegelbranche üblichen Zulufttemperaturen im Bereich von 150 °C sehr hoch und führt zu wetterbedingten Unterschieden von mehr als 20 % im Jahresverlauf.

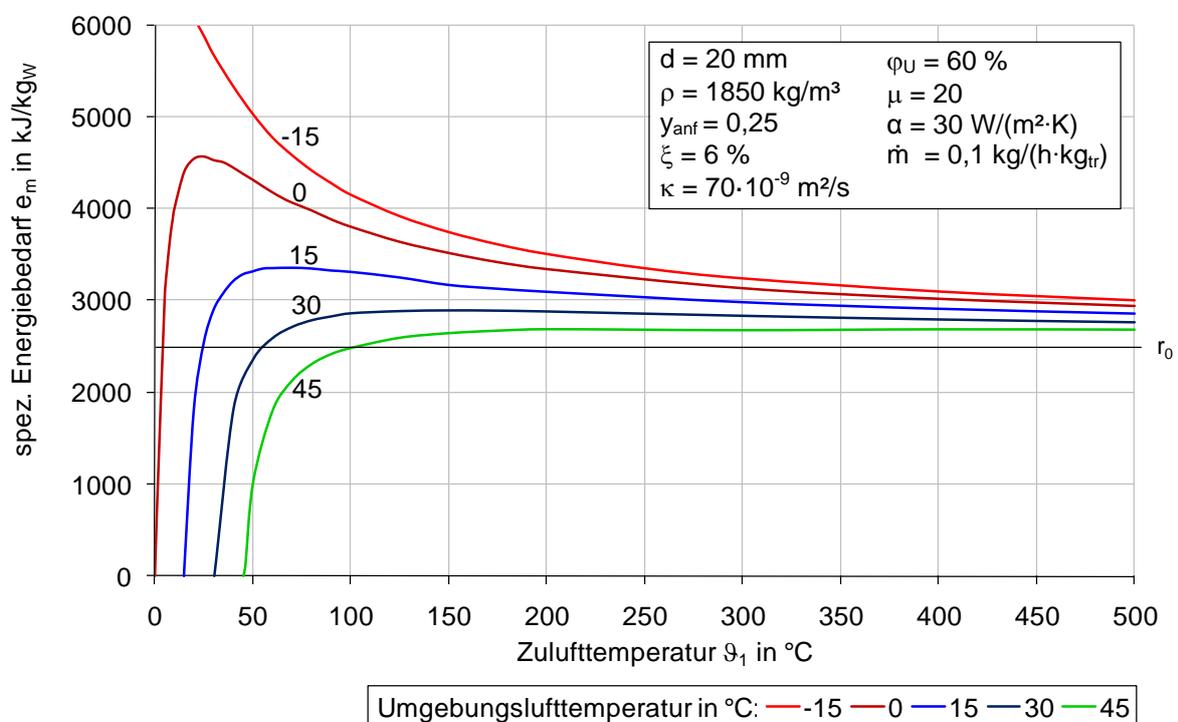


Abb. 40: Einfluss der Zulufttemperatur auf den spezifischen Energiebedarf bei unterschiedlichen Umgebungslufttemperaturen und konstantem spezifischen Zuluftmassenstrom

Die in Abb. 24 dargestellten Grenzwerte für den spezifischen Energiebedarf bei unendlich gutem Wärmeübergang zeigen Ähnlichkeiten mit dem Verlauf der Kurvenzüge. Die Werte aus [4] liegen unterhalb derjenigen, die mit dem Simulationsprogramm ZiTroKammer ermittelt werden. Die Differenzen zwischen beiden Darstellungen sind schon deshalb zu erwarten, da 1985 der Trocknungsvorgang noch nicht berechenbar war und ein unendlich guter Wärmeübergang angenommen wurde.

4.2.3 Gutdicke

In Abb. 41 wird die Zulufttemperatur in einem Diagramm, in dem der spezifische Energiebedarf über der Gutdicke aufgetragen ist, variiert. Dabei ist festzustellen, dass die Erhöhung der Zulufttemperatur zur Senkung des spezifischen Energiebedarfs führt. Außerdem steigt der Energiebedarf mit zunehmender Gutdicke, da die Dauer des zweiten Trocknungsabschnittes überproportional wächst. Der zweite Trocknungsabschnitt ist deshalb besonders energieintensiv, weil sich in ihm der Rohling erwärmt und der Abluftzustand weit oberhalb der Kühlgrenze liegt.

Da bei großen Rohlingsdicken der zweite Trocknungsabschnitt besonders lange dauert, ist der ungenutzte Abluftanteil über entsprechend lange Zeiträume existent und bedingt auf diese Weise den stark ansteigenden Energiebedarf. Dieses gilt insbesondere dann, wenn die Temperatur der Trocknerabluft relativ nahe an der Zulufttemperatur liegt. Das ist dann der Fall, wenn die Zulufttemperatur niedrig ist und die Ablufttemperatur ihr deshalb sehr nahe kommt.

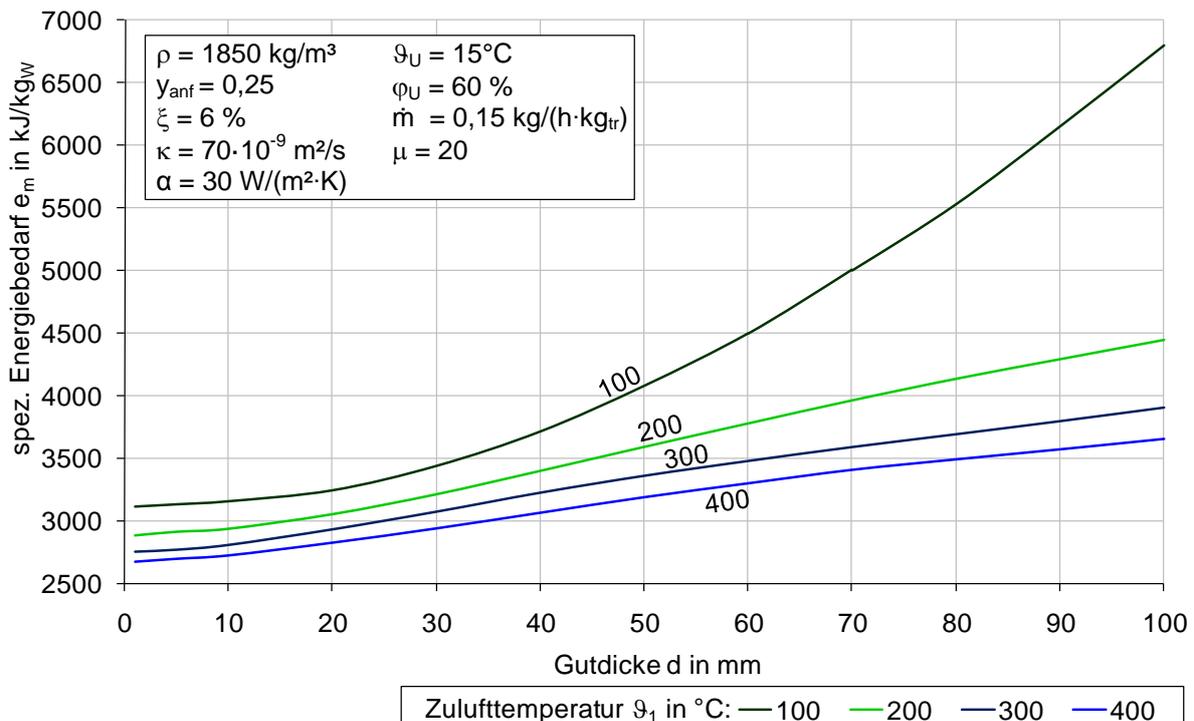


Abb. 41: Spezifischer Energiebedarf in Abhängigkeit von der Gutdicke bei Variation der Zulufttemperatur

Den Zusammenhang zwischen der Gesamttrocknungszeit und der Gutdicke zeigt Abb. 42, die zur Interpretation von Abb. 41 herangezogen werden kann.

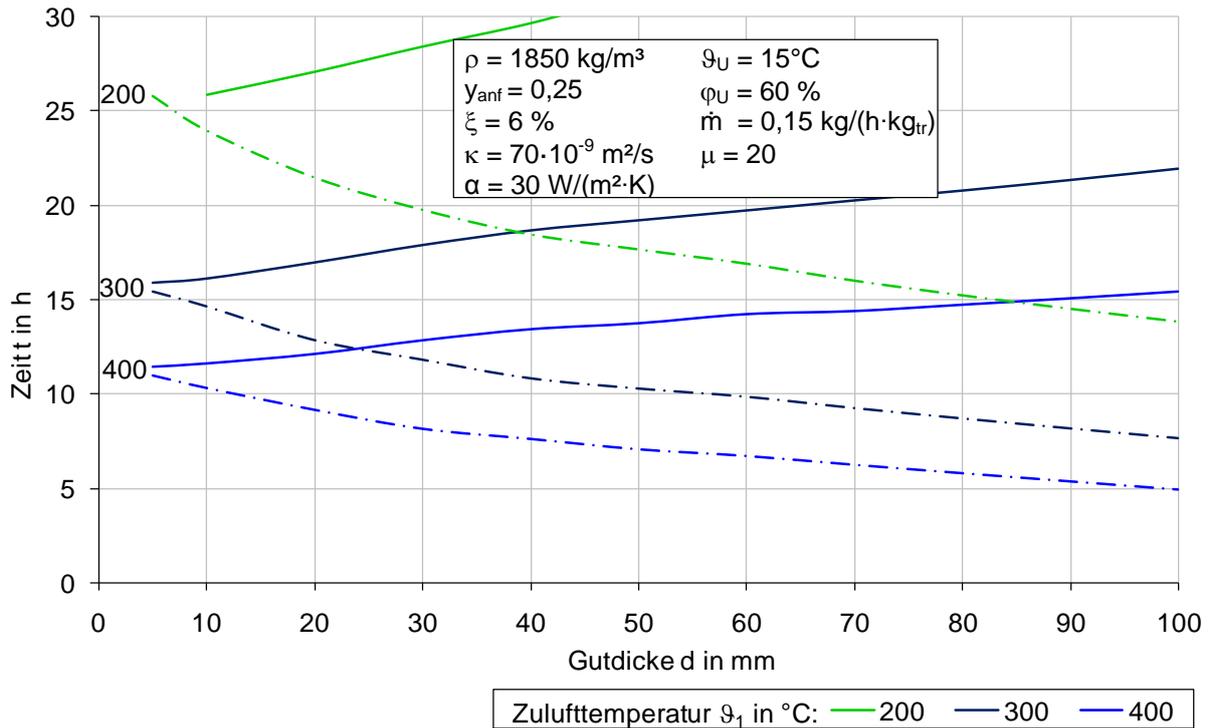


Abb. 42: Gesamttrocknungszeit (durchgezogene Linien) und Dauer des ersten Trocknungsabschnittes (Strich-Punkt-Linien) über der Gutdicke bei Variation der Zulufttemperatur

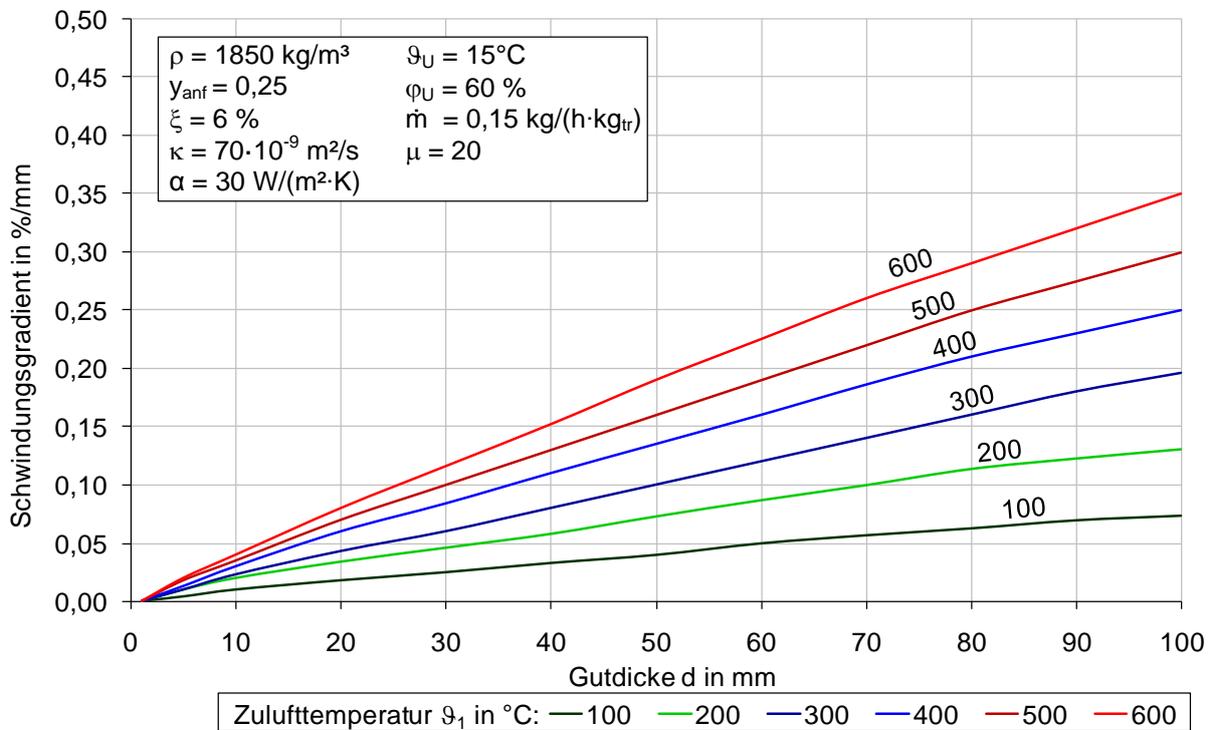


Abb. 43: Maximaler oberflächlicher Schwindungsgradient in Abhängigkeit von der Gutdicke bei unterschiedlichen Zulufttemperaturen

Die sich bei der Trocknung einstellenden Schwindungsgradienten erreichen dann das Maximum, wenn die Schwindung an der Oberfläche endet. Die maximalen Schwindungsgradienten sind in Abb. 43 aufgetragen. Demnach steigen die maximalen Schwindungsgradienten bei konstantem spezifischen Zuluftmassenstrom mit Erhöhung der Zulufttemperatur. Sie werden ausschließlich durch die Verhältnisse im ersten Trocknungsabschnitt bestimmt. Die maximalen Schwindungsgradienten steigen in erster Näherung proportional mit der Gutdicke und der Zulufttemperatur.

4.2.4 Wasserdampfdiffusion

Mit Hilfe des Programms ZiTroKammer wird eine einfache Trocknung einer 30 mm dicken Platte aus Ziegelton berechnet. Für diese Berechnung wird ein Ziegelton mit üblichen Eigenschaften zugrunde gelegt, der bei 25°C und einer Wasserbeladung von 25% atro einen Feuchteleitkoeffizienten von $\kappa = 20 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$ aufweist. Die Temperatur der Kammerzuluft beträgt durchgängig 200°C, der spezifische Zuluftmassenstrom beträgt stets 0,15 kg/h pro kg trockener Rohlingsmasse.

Man erkennt, dass der erste Trocknungsabschnitt nach gut 16 Stunden beendet ist. Danach steigen die Kammerlufttemperatur und die Rohlingstemperatur an. Die Verdunstungsgeschwindigkeit geht etwas zurück. Ein stärkerer Rückgang kommt deshalb nicht zustande, weil sich die Differenz zwischen Kammerluft- und Rohlingsoberflächentemperatur auch im zweiten Trocknungsabschnitt nicht wesentlich verändert.

Der Zeitbedarf der Trocknung beträgt nahezu 29 Stunden. Der spezifische Energiebedarf gleicht dem 1,39-fachen der Verdampfungsenthalpie von Wasser.

Die Wasserdampfdiffusionswiderstandszahl wird vom Wert $\mu = 20$ unter sonst gleichbleibenden Bedingungen auf 15 abgesenkt und auf 25 heraufgesetzt, um damit das gesamte Spektrum der in der Ziegelindustrie üblichen Werte [60] zu erfassen und in ihrem Einfluss auf den Trocknungsvorgang bewerten zu können.

Hierbei stellen sich folgende tabellarische Ergebnisse heraus:

Wasserdampfdiffusionswiderstandszahl μ	Trocknungszeit t in hh:mm	dimensionsloser Trocknungsenergiebedarf E
15	28:30	1,38
20	28:52	1,39
25	29:12	1,41

Das festgestellte Spektrum an Wasserdampfdiffusionswiderstandszahlen hat also einen in technischem Maßstab vernachlässigbaren Einfluss auf das Trocknungsverhalten von Ziegelrohlingen. Dieses gilt sowohl für die Trocknungsdauer als auch für den zur Trocknung erforderlichen Energiebedarf.

Es ist daher möglich, bei technisch derzeit üblichen Rohstoffzusammensetzungen stets eine Widerstandszahl von $\mu = 20$ anzunehmen. Abweichungen von ± 5 gegenüber diesem Standardwert haben keinen nennenswerten Einfluss auf Trocknungsverlauf und Energiebedarf. Größere Abweichungen sind derzeit nicht bekannt.

4.2.5 Feuchteleitfähigkeit

Unterschiedliche Ziegeltonen weisen voneinander in teils erheblichem Umfang abweichende Feuchteleitkoeffizienten auf. Auch Magerungsmittel führen zu einer höheren Feuchteleitfähigkeit. Diese durchsetzen die Rohlingsmasse als splittrige, relativ große Einschlüsse mit vergleichsweise glatten Oberflächen, an denen entlang sich Wasser relativ widerstandsarm bewegen kann. Hierdurch ergibt sich im Allgemeinen eine Reduzierung der Schwindrissgefährdung, sofern die Zugabe von Magerungsmitteln nicht zu einem Verlust der Bindigkeit führt [61]. Die Auswirkungen der höheren Feuchteleitfähigkeit auf den spezifischen Energiebedarf werden anhand der nachstehenden Simulationsergebnisse dargestellt.

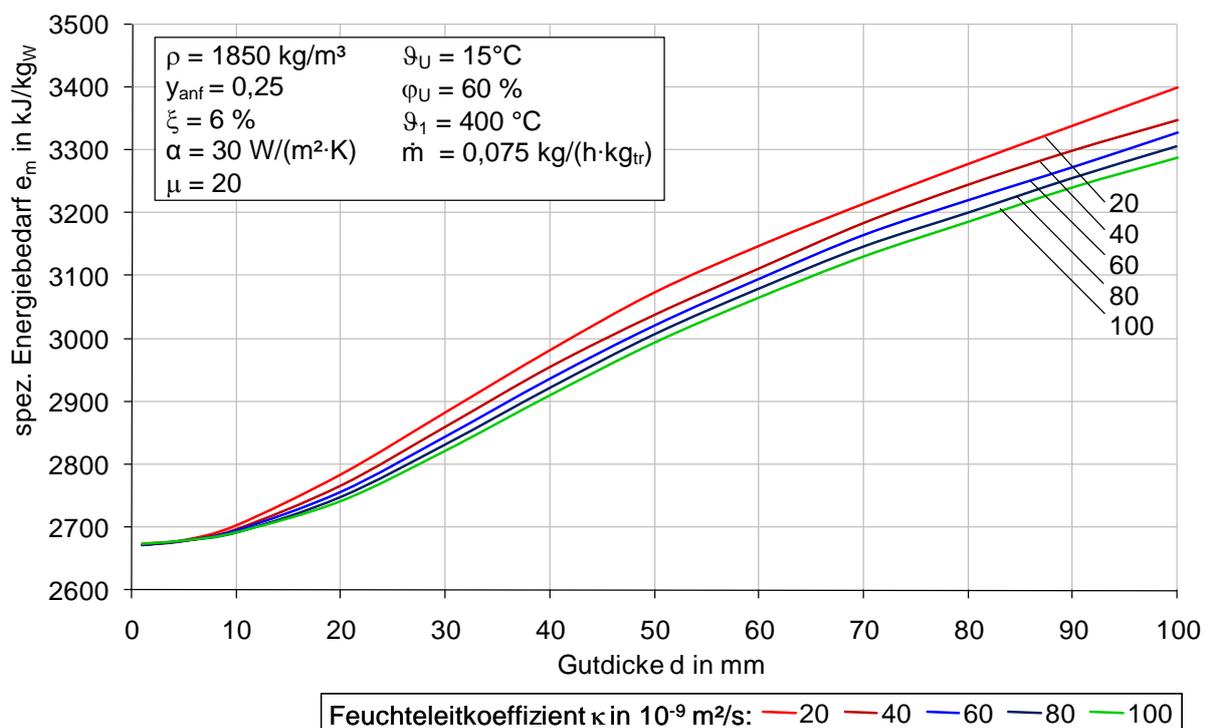


Abb. 44: Spezifischer Energiebedarf über der Gutdicke bei Variation des Feuchteleitkoeffizienten

Im Rahmen der Berechnungen variiert der Feuchteleitkoeffizient zwischen 20 und $100 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$. Diese Werte geben den Feuchteleitkoeffizienten bei $0,25 \text{ kg/kg}$ atro Wasserbeladung und 25°C Rohlingstemperatur wieder. Die Abbildungen zeigen den Einfluss der Variation des Feuchteleitkoeffizienten bei 400°C Zulufttemperatur und einem Zuluftmassenstrom von $0,075 \text{ kg}/(\text{h}\cdot\text{kg}_{\text{tr}})$.

Der Anstieg der Feuchteleitfähigkeit bewirkt im trocknenden Rohling eine stärkere Vergleichmäßigung der örtlichen Feuchteunterschiede. Dadurch verlaufen die sich einstellenden Feuchtegradienten flacher. Die verdunstete Wassermenge wird im ersten Trocknungsabschnitt größer. Der Knickpunkt zwischen erstem und zweitem Trocknungsabschnitt verschiebt sich in Richtung geringerer Wassergehalte. Dadurch nimmt insgesamt der Trocknungszeitbedarf ab, da die Trocknung gleicher Wassermengen im ersten Trocknungsabschnitt schneller verläuft als im zweiten Trocknungsabschnitt.

Selbstverständlich sind die mittleren Wassergehalte in dicken Gütern größer, wenn die Oberfläche getrocknet und damit der erste Trocknungsabschnitt beendet ist. Dieses erklärt den Anstieg des spezifischen Energiebedarfs mit steigender Gutdicke. Hierzu wird ergänzt, dass bei sehr kleinen Gutdicken von über den Querschnitt ausgeglichenen Feuchteprofilen ausgegangen werden kann. In diesem Bereich sind sowohl die Feuchteleitfähigkeit als auch die Gutdicke unerheblich für den Energiebedarf.

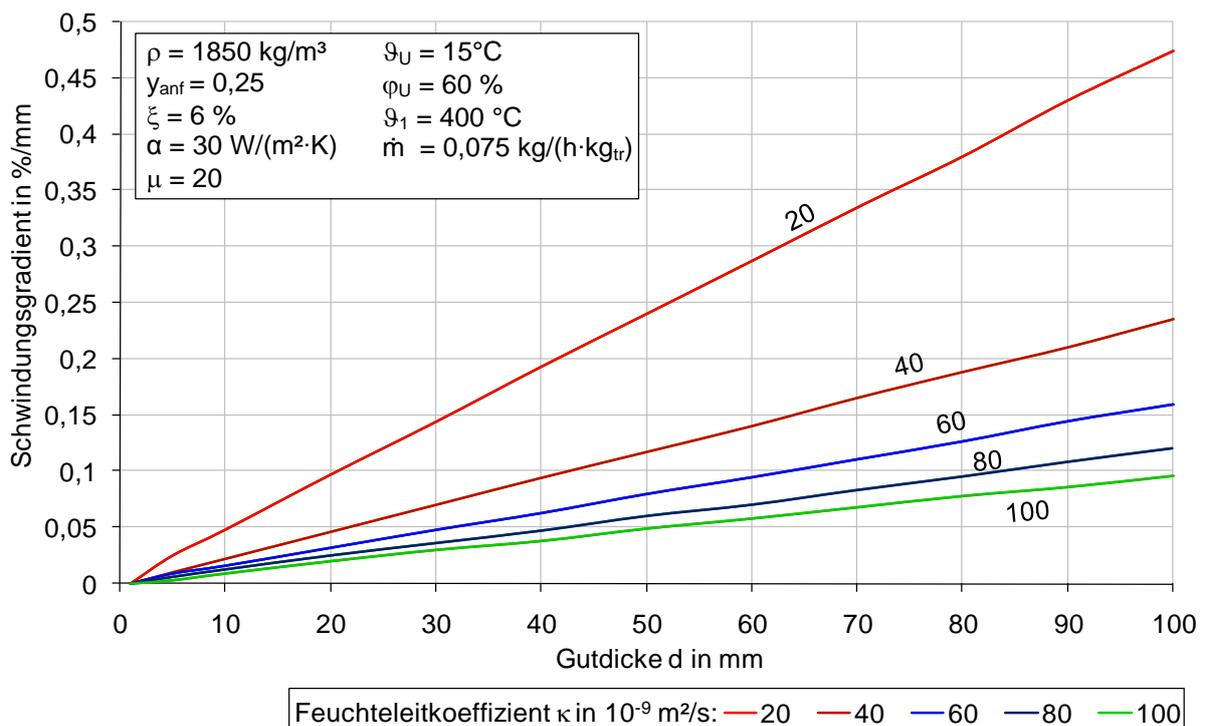


Abb. 45: Maximaler oberflächlicher Schwindungsgradient in Abhängigkeit von der Gutdicke bei Variation der Feuchteleitfähigkeit

Ähnlich wie Abb. 43 zeigt die Abb. 45 die Auswirkung der Gutdicke auf den Schwindungsgradienten. Ergänzend ist in Abb. 45 der Feuchteleitkoeffizient als Parameter enthalten. Man erkennt, dass der Schwindungsgradient bei ansteigenden Feuchteleitkoeffizienten wesentlich schwächer mit der Gutdicke zunimmt. Der Schwindungsgradient wird unter sonst gleichbleibenden Bedingungen durch den Quotienten aus der Gutdicke und der Feuchteleitfähigkeit geprägt.

4.2.6 Trockenrohddichte

Verändert man die Trockenrohddichte anstelle des Feuchteleitkoeffizienten (Abb. 44), entsteht Abb. 46. Sie zeigt, dass der spezifische Energiebedarf mit zunehmender Trockenrohddichte ansteigt. Die Ursache hierfür ist, dass nunmehr über gleiche spezifische Oberflächen größere Massen innerhalb des zweiten Trocknungsabschnittes aufgeheizt werden müssen, wodurch der spezifische Energiebedarf steigt.

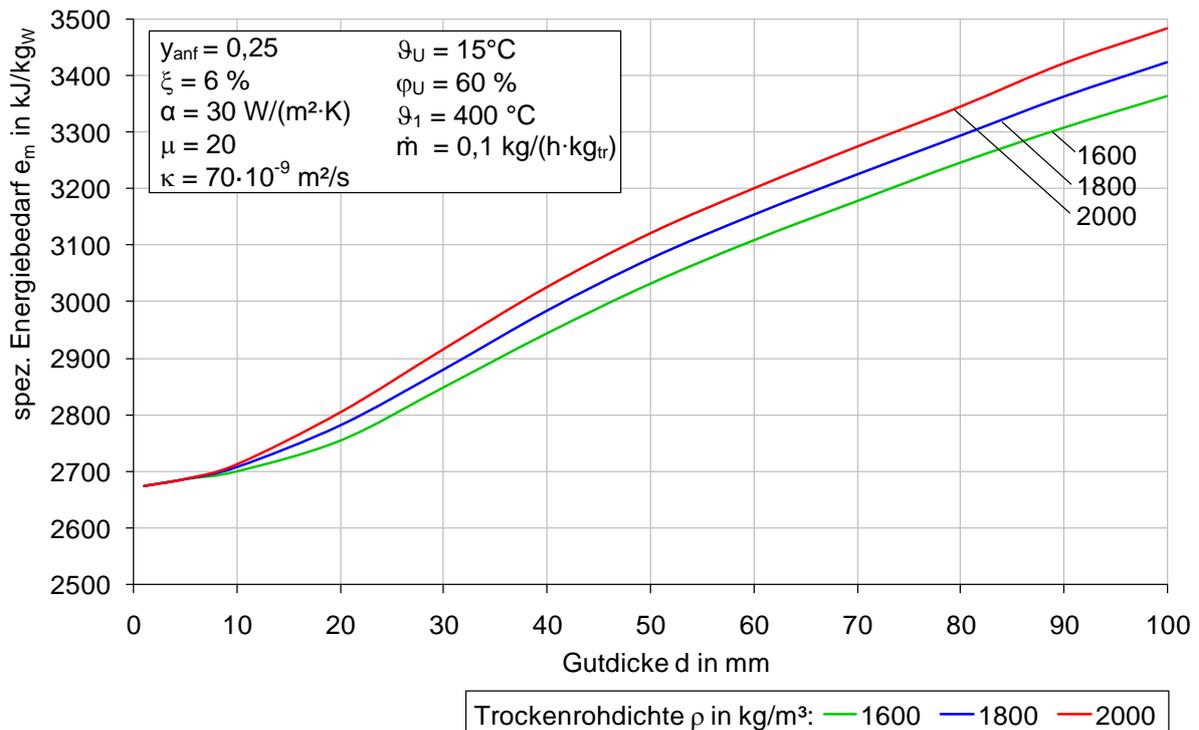


Abb. 46: Spezifischer Energiebedarf in Abhängigkeit von der Gutdicke bei Variation der Trockenrohddichte

4.2.7 Wärmeübergangskoeffizient

Mit verbessertem Wärmeübergang nimmt der Trocknungsenergiebedarf geringfügig ab, wenn die Gesamttrocknungszeit dabei konstant gehalten wird. Dieses wird erreicht, indem man den spezifischen Zuluftmassenstrom anpasst. Der erhöhte Wärmeübergangskoeffizient führt im ersten Trocknungsabschnitt nach Gleichung

$$\dot{m} \cdot r = \alpha \cdot \Delta\vartheta \quad (4.1)$$

zu einer höheren Trocknungsgeschwindigkeit.

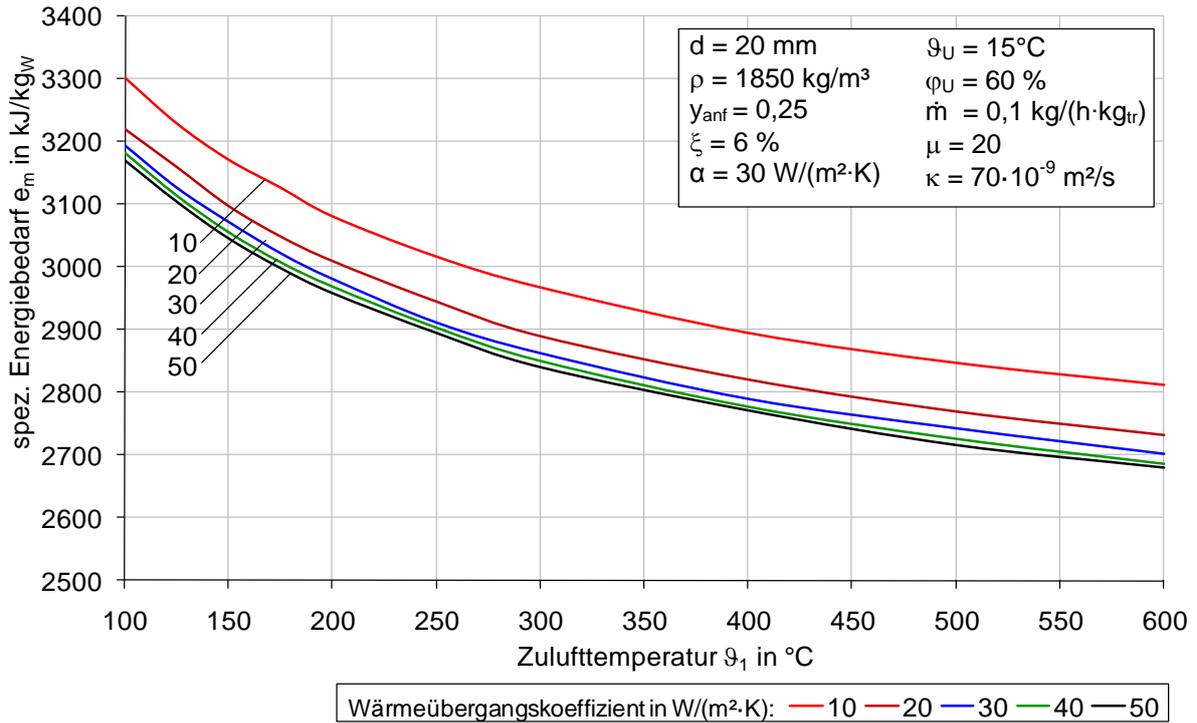


Abb. 47: Spezifischer Energiebedarf in Abhängigkeit von der Zulufttemperatur für verschiedene Wärmeübergangskoeffizienten

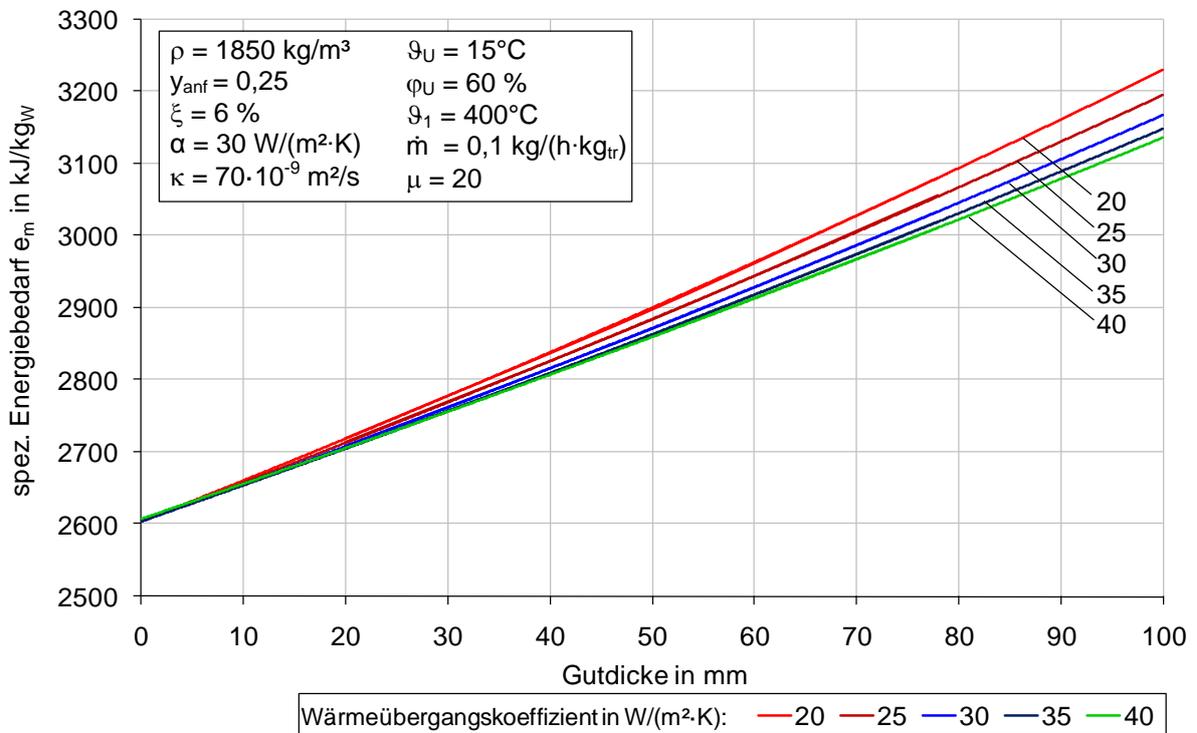


Abb. 48: Einfluss der Gutdicke auf den mittleren spezifischen Energiebedarf bei diversen Wärmeübergangskoeffizienten

Im zweiten Trocknungsabschnitt wird der Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten jedoch dadurch vermindert, dass die Trocknungsgeschwindigkeit dann vorwiegend von der Länge der Diffusionswege abhängig ist.

Abb. 47 zeigt, dass der Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten auf den spezifischen Energiebedarf nur dann eine Rolle spielt, wenn der Wärmeübergangskoeffizient sehr klein ist und dadurch für die Transportwiderstände eine wesentliche Rolle spielt. Bestrebungen, den Energiebedarf durch stetiges Erhöhen des Wärmeübergangskoeffizienten immer weiter zu vermindern, schlagen jedoch fehl. Dieses liegt daran, dass der verbesserte Wärmeübergangskoeffizient zu einer Verkürzung des ersten Trocknungsabschnittes führt. Die im zweiten Trocknungsabschnitt auszutreibende Wassermenge nimmt zu und die anfängliche Erhöhung der Trocknungsgeschwindigkeit wird durch die größeren, im zweiten Trocknungsabschnitt zu verdampfenden Wassermengen kompensiert.

Wie Abb. 48 zeigt, ist bei dünnen Platten wie Dachziegeln und Stegen der Hintermauerziegel der Einfluss des Wärmeübergangskoeffizienten im Rahmen der technischen Variationsbreite ohnehin unbedeutend.

4.2.8 Wärmeleitfähigkeit

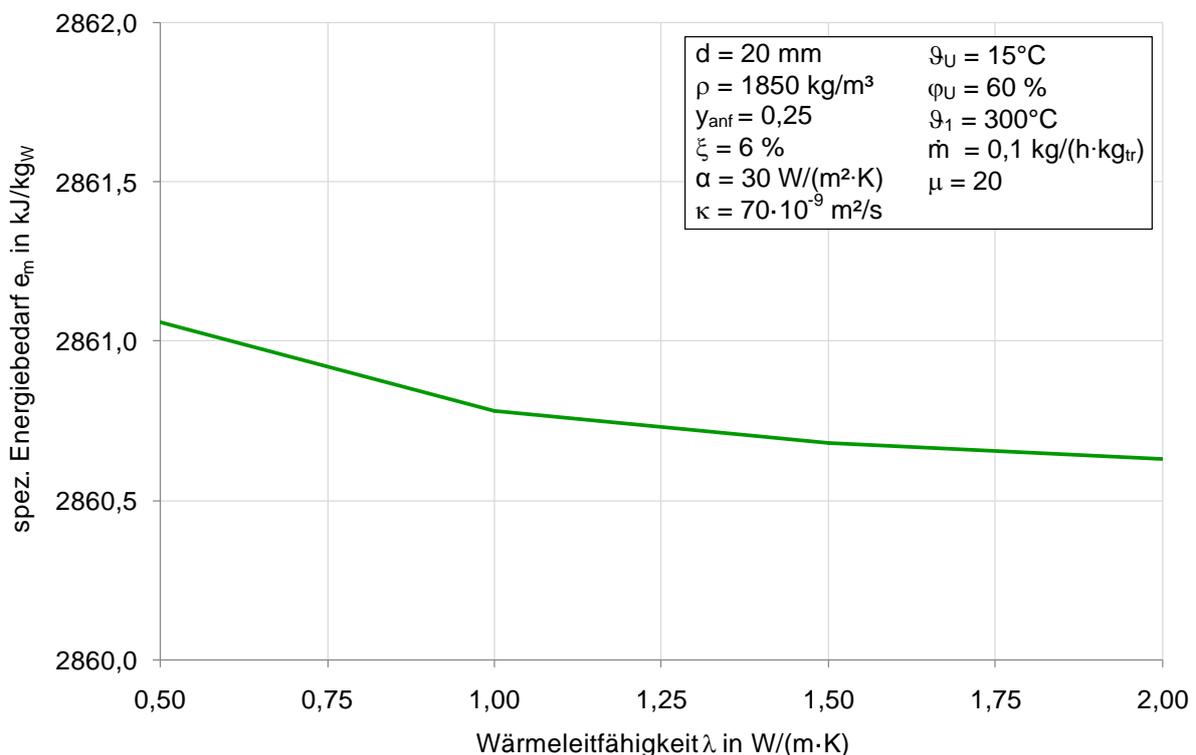


Abb. 49: Einfluss der Wärmeleitfähigkeit auf den mittleren spezifischen Energiebedarf

Wie Abb. 49 zeigt, ist der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit innerhalb der trockenen Rohlingsmasse vernachlässigbar. Der mittlere spezifische Energiebedarf sinkt bei Vervielfachung der Wärmeleitfähigkeit rechnerisch nur um 0,69 kJ/kg_w. Ausarbeitung-

gen zum Einfluss der unterschiedlichen Transport- und Stoffwiderstände zeigen, dass der Wärmeleitwiderstand nahezu unbedeutend ist [23]. Zur Begründung wird darauf hingewiesen, dass die Wärmeleitung nur für den Wärmetransport zwischen Oberfläche und Trockenspiegel von Bedeutung ist.

4.2.9 Anfangswasserbeladung

Abb. 50 zeigt den Einfluss der Anfangswasserbeladung auf den mittleren spezifischen Energiebedarf. Je höher der Rohling zur Formgebung mit Anmachwasser beaufschlagt wird, umso höher ist seine Anfangswasserbeladung. Anwachsene Anfangswasserbeladungen führen dazu, dass der erste Trocknungsabschnitt eine im Vergleich zur Gesamttrocknung größere Bedeutung gewinnt. In ihm ist der spezifische Energiebedarf niedriger als im zweiten Trocknungsabschnitt. Der spezifische Energiebedarf der Trocknung nimmt also mit steigender Wasserbeladung ab. Der absolute Energiebedarf nimmt hingegen mit steigender Anfangswasserbeladung zu.

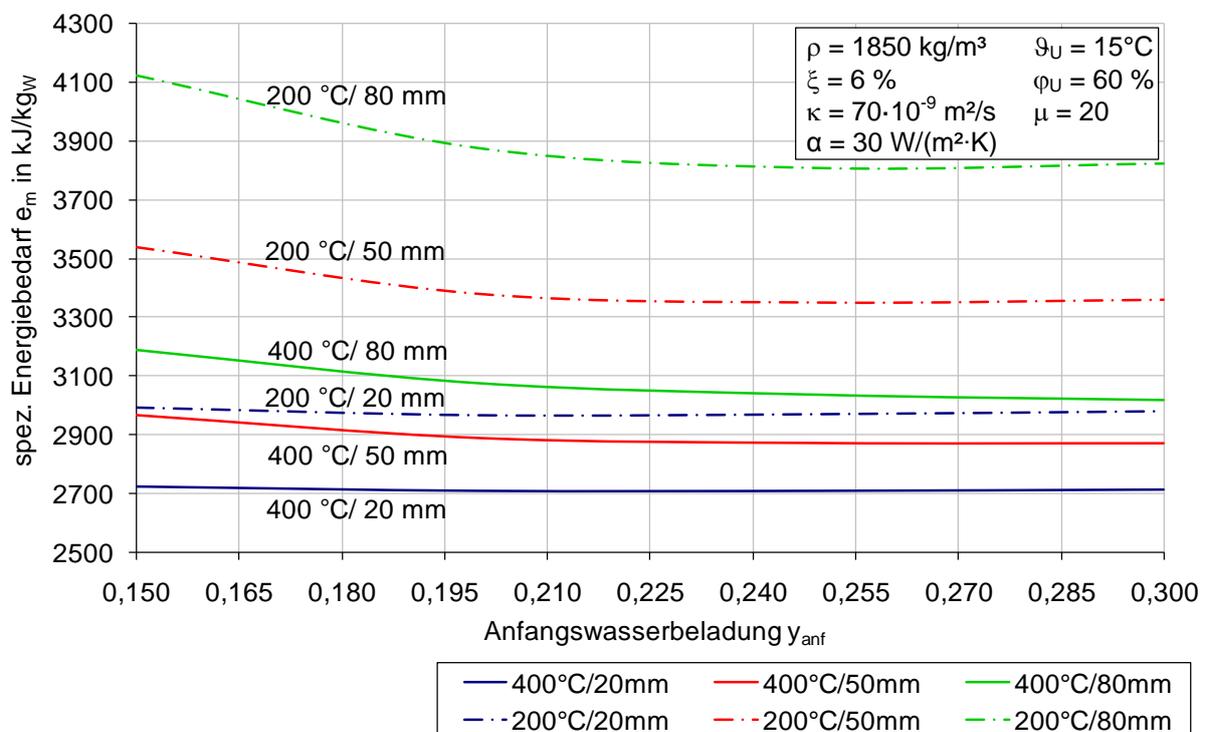


Abb. 50: Einfluss der Anfangswasserbeladung auf den mittleren spezifischen Energiebedarf in Abhängigkeit von der Zulufttemperatur und Rohlingsdicke

4.2.10 Lineare Trockenschwindung

Höhere Anfangswasserbeladungen führen -wenn man nicht einen anders zusammengesetzten Ton verwendet- zu größeren linearen Trockenschwindungen. Die Gleichung

$$\xi = 1 - \left(1 - \psi_0 + y \cdot \frac{\rho_0}{\rho_W} \right)^{1/3} \quad (4.2)$$

zeigt den Zusammenhang zwischen der Trockenschwindigkeit und der Wasserbeladung [23], so dass die anschließende Abb. 51 sich auch auf den Zusammenhang zwischen mittlerem spezifischem Energiebedarf und Anfangswasserbeladung zurückführen lässt.

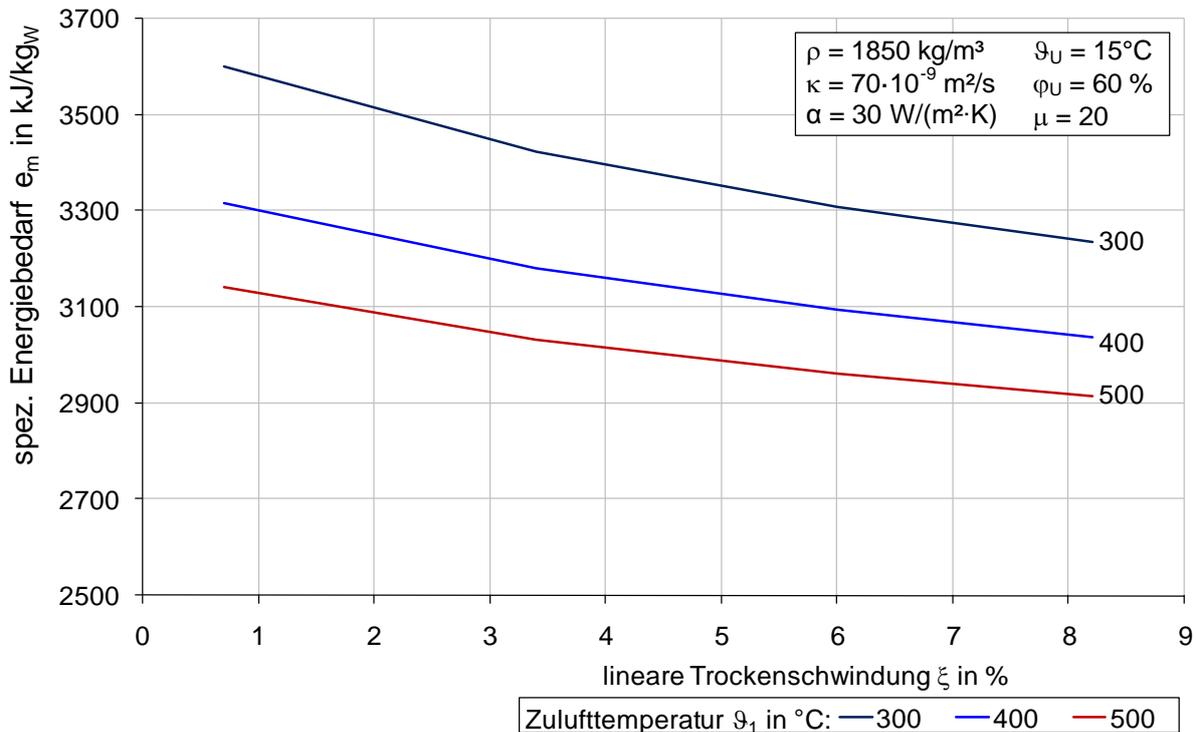


Abb. 51: Spezifischer Energiebedarf in Abhängigkeit von der linearen Trockenschwindigkeit mit angepasster Anfangswasserbeladung bei 3 verschiedenen Zulufttemperaturen

4.3 Vergleich der mathematischen Simulation mit Betriebsmessungen für den Kammertrockner

Zur Überprüfung der Simulationsergebnisse auf Betriebstauglichkeit wurden Messungen in Ziegeleien durchgeführt. Dazu wurden in industriellen Trocknern Leistungs- und Bilanzdaten aufgenommen, d.h. die Luftzustände in den Trockenkammern, die Trocknerleistung, die Temperatur und der Feuchtegehalt von Trocknerzu- und abluft sowie deren zeitliche Veränderung. Die Messungen betrafen ein Vormauerziegelwerk und ein Dachziegelwerk.

4.3.1 Messung Vormauerziegelwerk

Die Abb. 52 zeigt den schematischen Aufbau der Trocknungskammer und ihrer Zubehöraggregate. In der Kammer befinden sich zwei Gleise mit jeweils sechs

Trocknerwagen. Zwischen Ihnen sorgen drei Ventilatoren mit rotierenden Schlitzdüsen für einen hinreichend gleichmäßig umströmten Besatz. Zwischen den Drehlüftern ist jeweils ein Deckenbrenner montiert. Die Trocknerzuluft kommt aus dem Energieverbund aus der Kühlzone des Tunnelofens. Sowohl die Menge als auch die Temperatur der Verbundluft sind zeitlich nicht konstant, da ein dem Tunnelofen vorgeschalteter Vorwärmer gegenüber dem Trockner vorrangig mit Kühlluft bedient wird. Für einen konstanten Zuluftstrom sorgt die Öffnung einer Pendelklappe, durch die Frischluft in den Zuluftmengenstrom gelangt.

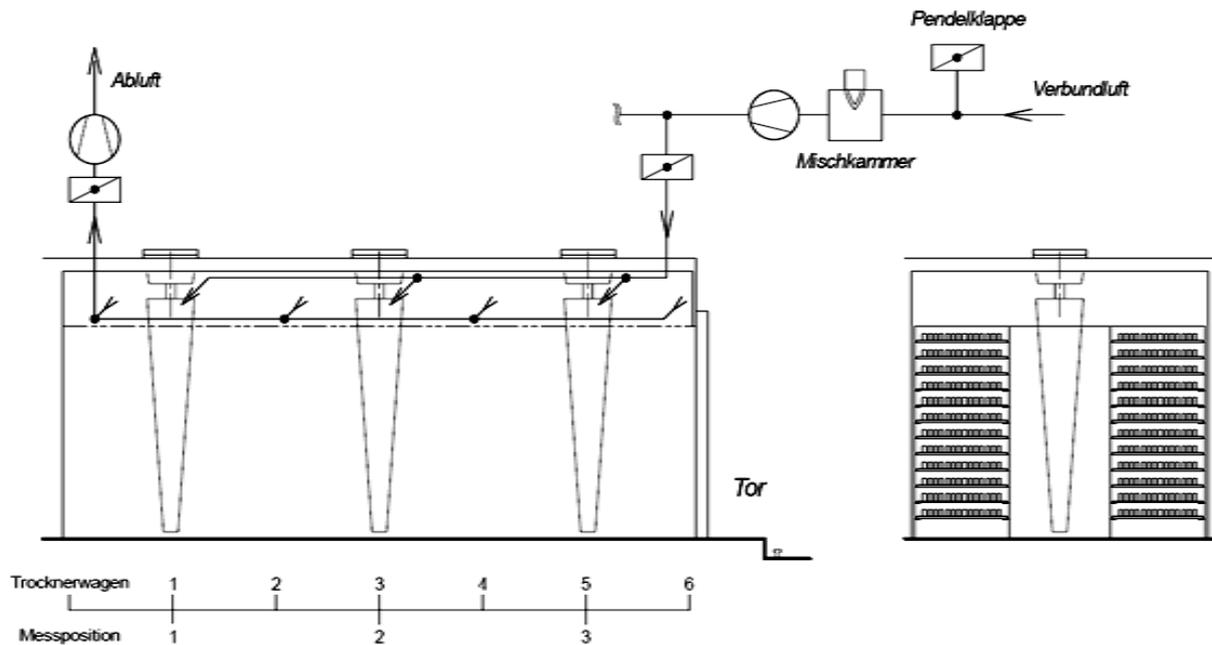


Abb. 52: Schema der Trocknungskammer einschließlich der baulichen Anschlüsse

Eine nachfolgende Mischkammer enthält einen Brenner, mit dem für eine konstante Zulufttemperatur gesorgt wird. Der Gesamt mengenstrom der aus der Mischkammer abgesaugten Luft wird über eine Sammelleitung auf 16 Kammern aufgeteilt. Der der Einzelkammer zuströmende Anteil wird über die Abluftabsaugung der jeweiligen Kammer sowie über die Einlass- und Abluftklappe geregelt.

Um eine gegenseitige Beeinflussung der Trocknungskammern sowie Wärmeverluste weitgehend zu vermeiden, sind die Trocknerwände durch Schaumstoffe isoliert. Unvermeidbare Undichtigkeiten an Türen und Gleisen der Kammern führen -je nach Druckverhältnissen- zu Ausblasungen und Ansaugungen aus der Umgebung. Die metallische Hängedecke und die Betonböden sind Wärmesenken, an denen es zur Kondenswasserbildung kommen kann.

Zur Analyse der sich in den Kammern einstellenden Luft- und Rohlingszustände wurden die Trocknerwagen mit Messsonden bestückt, die sich teils im Luftraum zwischen den Rohlingen und teils innerhalb der Rohlinge befanden und zur Erfassung der Kammerluft- und der Rohlingstemperatur, sowie der Luftfeuchte und

Schwindung dienen. Abb. 53 zeigt die einzelnen Messpositionen innerhalb der Kammer.

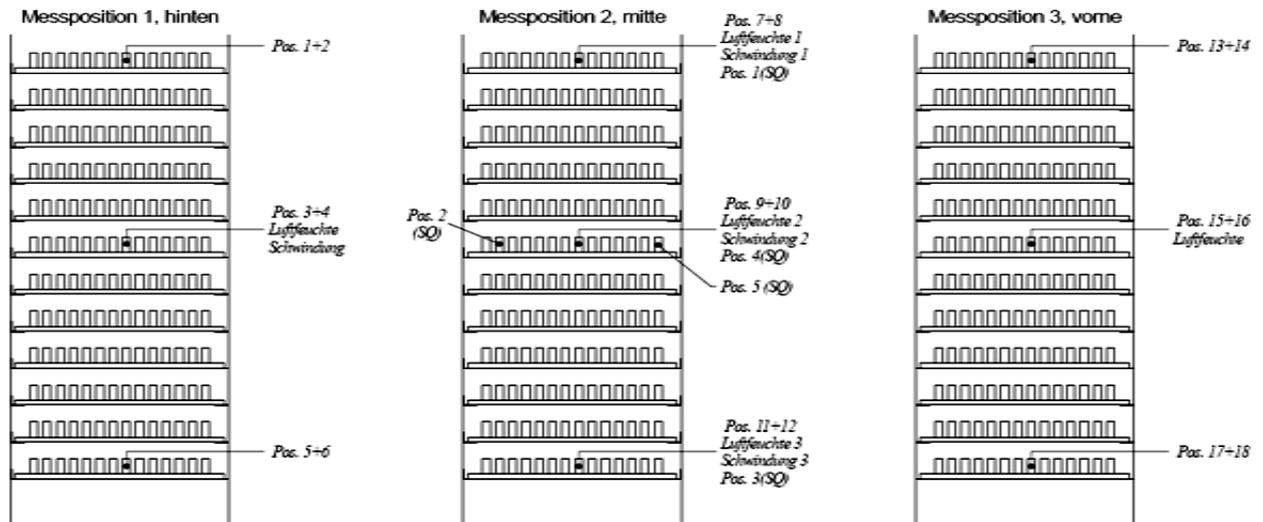


Abb. 53: Messpositionen in der Kammer

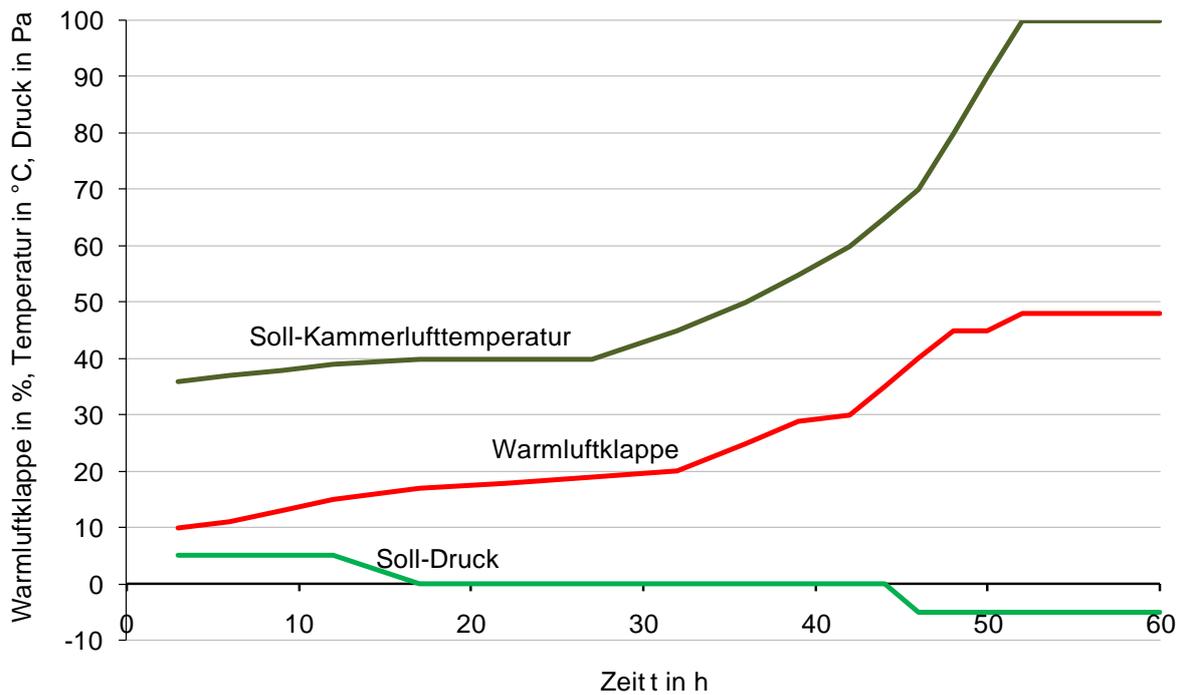


Abb. 54: Trockenverlaufskurve mit den Sollwerten der Trocknung in 60 Stunden

Die Trocknung von Ziegelrohlingen im niederländischen Waalformat (214·101·51 mm³) wurde in der Ziegelei anhand der in Abb. 54 dargestellten Trockenverlaufskurve in 60 Stunden durchgeführt.

Die Trocknungskammer befindet sich zu Beginn der Trocknung im Überdruck und am Ende im Unterdruck gegenüber der Umgebungsluft. In den ersten 15 Stunden nach Trocknungsbeginn dient ausschließlich die aus der Mischkammer stammende Zuluft

zur energetischen Versorgung der Kammer. Danach sind die Zusatzbrenner -dem Sollkurvenverlauf entsprechend- in Betrieb und takten zwischen „Volllast“ und „Aus“. Abb. 54 zeigt die vom Ziegelwerk vorgegebenen Sollverläufe der Kammertemperatur, des Kammerdruckes und einer durch die Zuluftklappenstellung definierten Zuluftmenge.

Die vom Ofen kommende Verbundluft unterliegt nach Abb. 55 starken Temperaturschwankungen, die sich in ihrem Verlauf nur teilweise durch eine Störung und die Schubrhythmen des Tunnelofens erklären lassen.

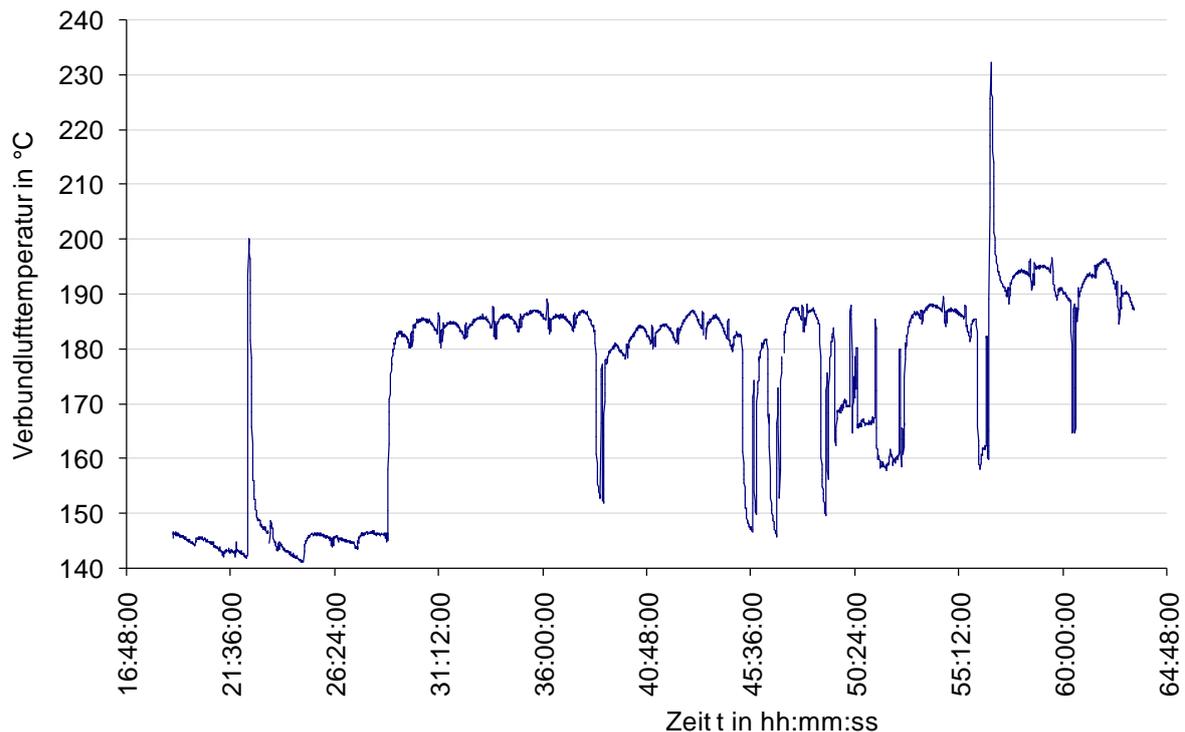


Abb. 55: Temperaturverlauf der Verbundluft

Die Peaks (nach 21,6 h und 57 h) sind elektrische Störungen der Aufzeichnung. Die Temperaturschwankung zwischen 140 und 195 °C entspricht der betrieblichen Wirklichkeit im untersuchten Ziegelwerk.

Die Kurve der Trocknerzuluft zeigt einen anderen Verlauf, der, wie in Abb. 56 zu sehen ist, deutlich schwankt (schwarze Linie). Die Regelcharakteristik des in der Mischkammer eingebauten Brenners ist nicht auf die tatsächlichen Verhältnisse abgestimmt, so dass es zum Überschwingen in beide Richtungen aus dem Regelbereich kommt. Gleicht man die Schwingungen rechnerisch aus, so stellt man fest, dass die Zulufttemperatur während der Trocknung von 164 °C auf 157 °C sinkt.

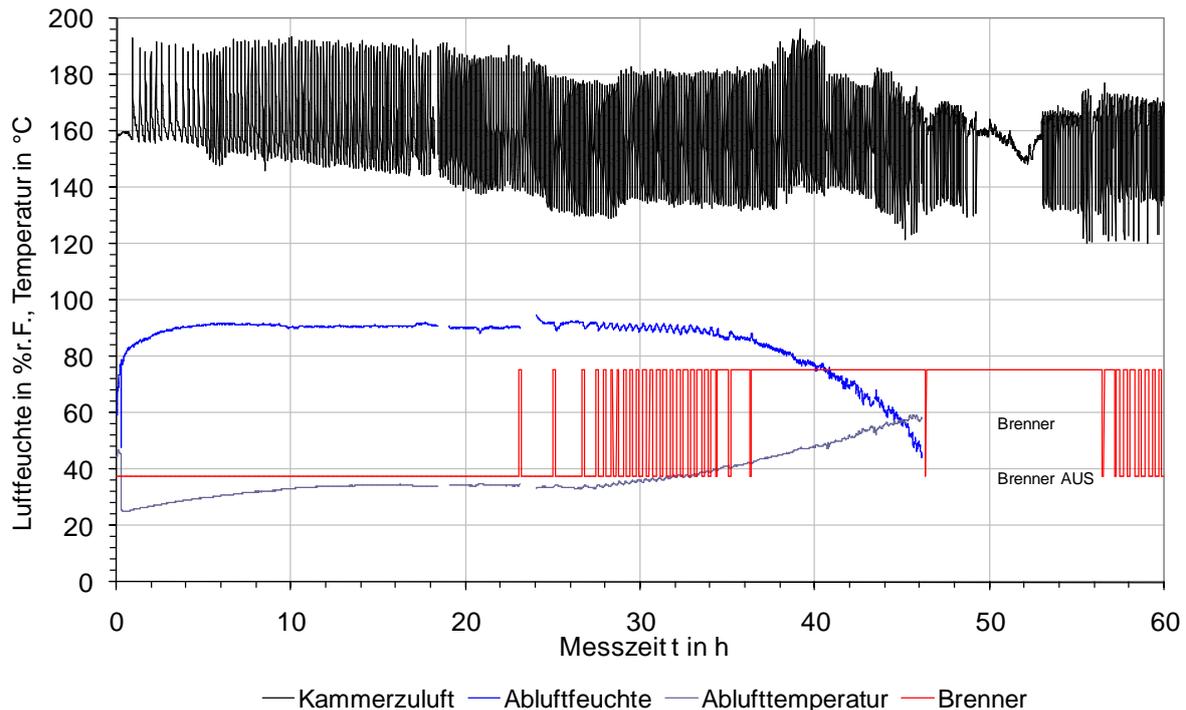


Abb. 56: Temperaturverlauf der Zuluftluft und Abluft, relative Feuchte der Abluft, sowie der Brennerbetrieb

In selbem Diagramm sind die Ein- und Ausschaltzeiten der internen Kammerbeheizung als rote Linie dargestellt. In den ersten 23 Stunden ist die Innenbeheizung stets ausgeschaltet. Dann beginnen die Taktzyklen, die zunächst kurze Einschaltzeiten zeigen. Nach 35 Stunden überwiegen die Einschaltzeiten und nach 38 Stunden ist der Brenner stets in Betrieb. Erst gegen Ende der Trocknung beginnt wieder das Takten. Die relative Ablufffeuchte, in Abb. 56 als blaue Linie dargestellt, beträgt im ersten Trocknungsabschnitt konstant 90 % und fällt auf 40 % am Ende der Trocknung ab. Nach etwa 10 Stunden hat die Ablufftemperatur etwa 35 °C, diese bleibt 28 Stunden ungefähr konstant und steigt am Trocknungsende auf 60 °C an.

Beispielhaft für die vorhandenen Messwerte zeigt Abb. 57 die Luft- und Rohlingstemperatur, die Strömungsgeschwindigkeit in der Kammer, die Rohlingsschwindung und die relative Feuchte in der Mitte des mittleren Trocknerwagens. Das Strömungsmessgerät war einer rhythmischen Spannungseinkopplung ausgesetzt, die zu Störanzeigen der Strömungsgeschwindigkeiten (grüne Linie) von 5 m/s führten. Tatsächlich bleiben die Strömungsgeschwindigkeiten, wenn man von den Störungen absieht, bei maximal 1,5 m/s.

Der Trocknungsbeginn zeichnet sich durch einen recht langsamen Anstieg der Luft- und Rohlingstemperatur auf die zwischen 12 und 36 Stunden etwa konstante Rohlingsoberflächentemperatur aus. Vor Erreichen der Oberflächentemperatur von ungefähr 35 °C findet keine nennenswerte Trocknung statt. Die Trocknungsgeschwindigkeit ist in den ersten 35 Stunden recht gering. Nach 44 bis 47 Stunden Trocknungs-

zeit ist die Trocknungsgeschwindigkeit am größten. Das fällt in diesem Fall mit dem Schwindungsende zusammen. Dort sind die Schwindungsgradienten am größten. Nach 45 Stunden sacken die Temperaturen ein. Zu diesem Zeitpunkt wird die Kammer unter Unterdruck gesetzt und eindringende Falschluff macht sich im Temperaturabfall bemerkbar.

Die Messwerte geben den Istzustand der Ziegelei wieder. Der langsame Trocknungsbeginn, die Falschluffeinblasung sowie die stark schwankenden Temperaturen der Zuluft sind optimierungsbedürftig.

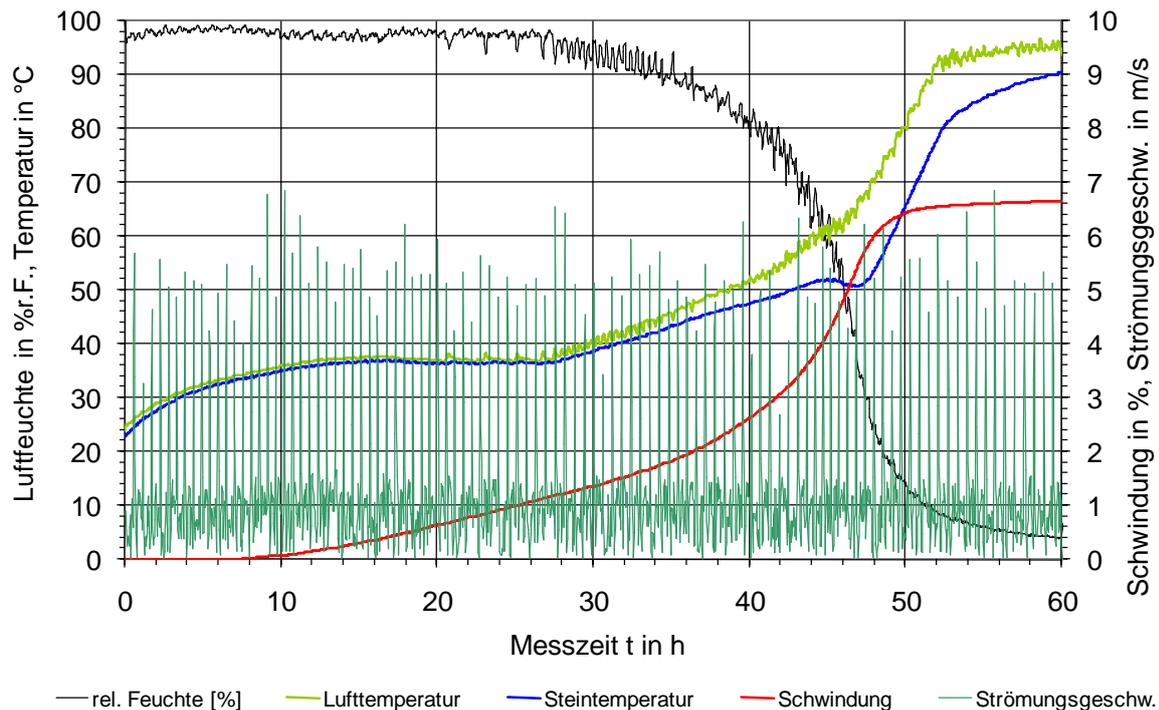


Abb. 57: Verlauf der trockenungsrelevanten Messwerte in der Mitte der Trocknungskammer

Durch Handmessungen wurde die Strömungsgeschwindigkeit der Zuluft zu fünf unterschiedlichen Zeitpunkten der Trocknung gemessen. Diese Messwerte sind als Zuluftmengenstrom bzw. spezifischer Zuluftmassenstrom in Abb. 58 eingetragen. Die eingetragenen Punkte dienen dazu, um aus den in Abb. 54 gezeigten Warmluftklappenstellungen auf den Zuluftmassenstrom schließen zu können.

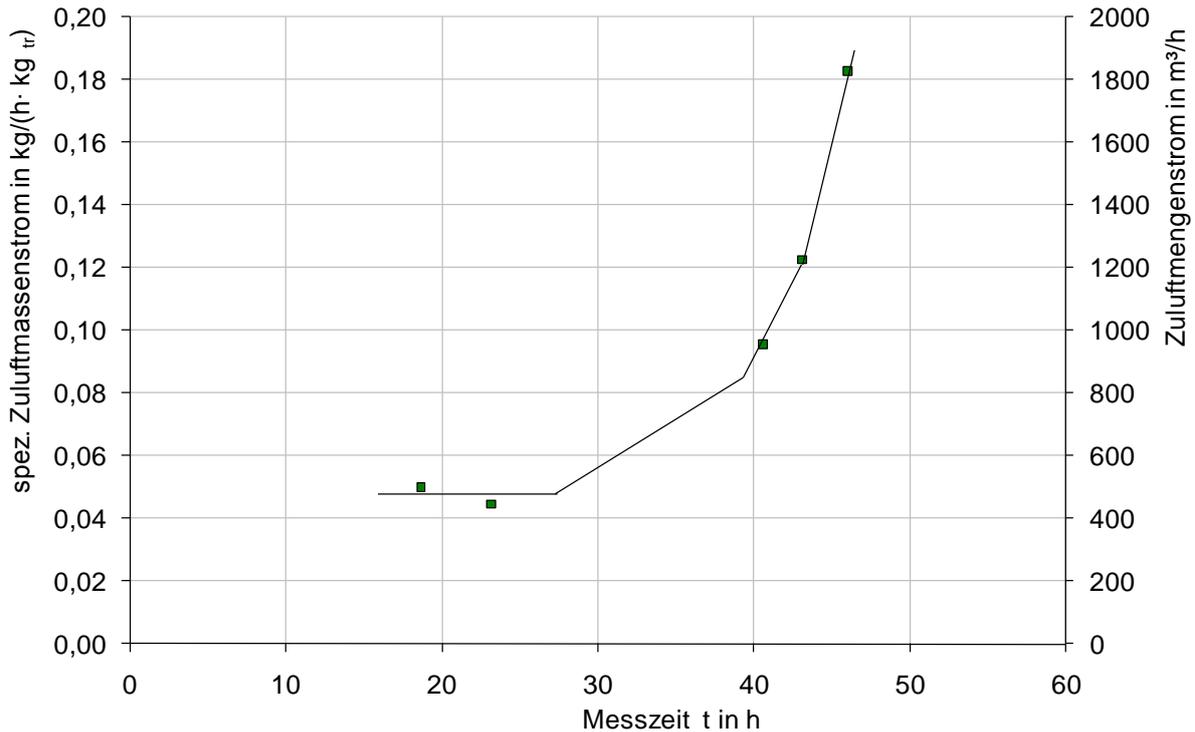


Abb. 58: Zeitlicher Verlauf der Zuluft

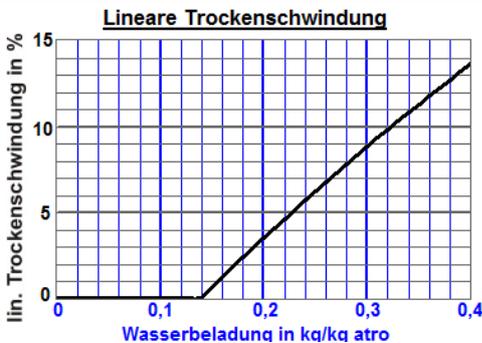
Berechnung von Trocknungskenndaten

Eingabedaten: Nochmal!

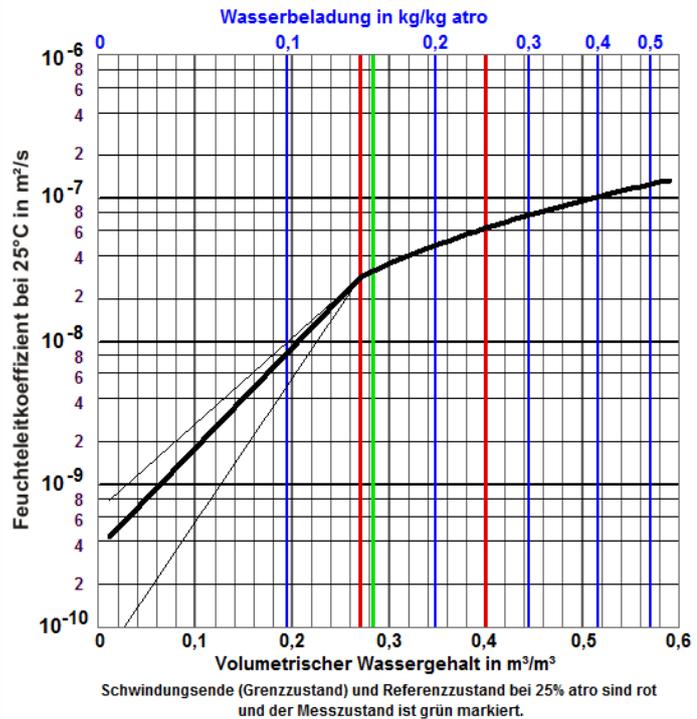
Bezeichnung	Ziegelwerk W
Dichte der getrockneten Masse in kg/m³	1945
Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse	32
Anfangswasserbeladung in kg/kg atro	0,26
Lineare Trockenschwindung in %	6,8
Feuchteleitkoeffizient in 10 ^{^(-9)} m²/s bei Messtemperatur in °C	45
und Wasserbeladung in kg/kg atro	0,148
Kappa-Steigung unter Grenzfeuchte (6...10)	7

Rechenergebnisse:

Vol. Anfangswassergehalt in m³/m³	0,409
Grenzwasserbeladung in kg/kg atro	0,139
Vol. Grenzwassergehalt in m³/m³	0,270
Vol. Wassergeh. für 0,25 kg/kg atro in m³/m³	0,400
Feuchteleitkoeffizient (25,25) in 10 ^{^(-9)} m²/s	62,0
Grenz-Feuchteleitkoeffizient in 10 ^{^(-9)} m²/s	28,4



Abhängigkeit des Feuchteleitkoeffizienten vom Wassergehalt



Für Temperaturen 25°C < θ < 100°C gilt: $\frac{\kappa(\theta)}{\kappa(25^\circ\text{C})} = 1 + 0,0225 \cdot \left(\frac{\theta}{^\circ\text{C}} - 25\right)$

Abb. 59: Trocknungsrelevante Rohlingeigenschaften

Die trocknungstechnischen Daten werden, wie in [61] beschrieben, ermittelt. Um die Simulation dieser Messung durchführen zu können, ist die Kenntnis der Stoffdaten notwendig. Ihre Größen sind in Abb. 59 zusammengefasst.

Abb. 60 zeigt das Ergebnis einer auf den betrieblich gemessenen Prozessdaten basierenden Simulationsrechnung. Auffällig ist hier der relative hohe Schwindungsgradient am Schwindungsende, der durch eine stetige Zunahme der Trocknungsgeschwindigkeit verursacht wird. Das Ergebnis deckt sich mit den betrieblichen Beobachtungen, nach denen etwa 46 Stunden nach Beginn der Trocknung gelegentliche Rissbildungen festzustellen sind. Desweiteren fällt auf, dass der erste Trocknungsabschnitt auf Grund der sehr langsamen Anfangstrocknungsgeschwindigkeit etwa fünfmal so lang ist wie der zweite Trocknungsabschnitt. Die berechneten Verläufe der Trocknung und der Schwindung stimmen mit den Messwerten überein.

Damit ist der Trocknungsenergiebedarf trotz der ungünstig niedrigen Zulufttemperatur mit 3625 kJ/kg_W relativ gering und liegt unterhalb des Bedarfs der meisten vergleichbaren Betriebe. Dass er überhaupt diese Höhe erreicht, ist darauf zurückzuführen, dass die Rohlingstemperatur im zweiten Trocknungsabschnitt -und damit auch die Kammerlufttemperatur- auf nahezu 100°C ansteigt und somit in ihrem Wasserdampfaufnahmevermögen nur in einem sehr geringen Ausmaß ausgenutzt wird. Für das am Ende der Trocknung verdunstete Wasser ist ein spezifischer Energiebedarf von 5547 kJ/kg_W erforderlich.

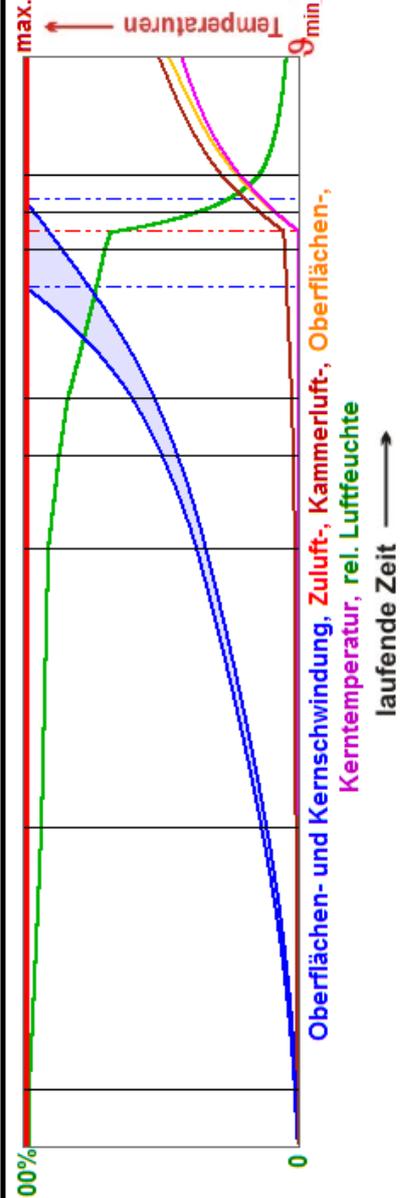
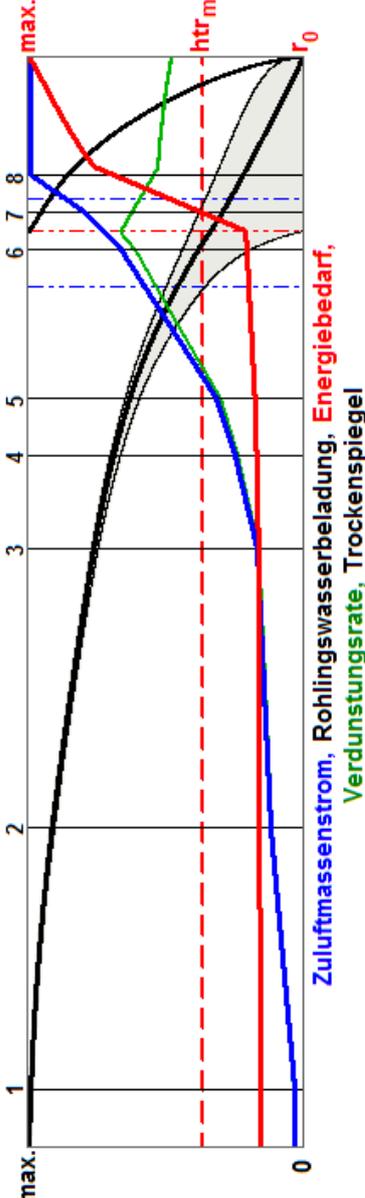
Die rechnerische Simulation der hier vorgestellten Anlage zur Trocknung von Vormauerziegeln ist insbesondere dazu geeignet, dem betroffenen Ziegler Handlungsvorschläge zur Verminderung des Energiebedarfs sowie zur Verminderung des Produktionsausschusses zu geben. Letztere betrifft insbesondere die am Schwindungsende auftretende Rissbildung.

Generell gilt für die simulierte Anlage jedoch, dass diese eine Reihe von wärmetechnischen sowie regeltechnischen Unzulänglichkeiten besitzt, die sich in dem beschriebenen regelungstechnischen Chaos und starken Falschlufteinblasungen zeigen. Es ist daher nicht verwunderlich, dass der Vergleich zwischen dem im Werk gemessenen und dem im Simulationsprogramm ermittelten Energieverbräuche eine relativ hohe Abweichung von 19 % aufweist. Es wurde deshalb ein weiterer Vergleich zwischen sich im Ziegelwerk einstellenden Verhältnissen und Ergebnissen der Trocknersimulation in einem regeltechnisch sorgfältig betriebenen Werk durchgeführt.

Berechnung der Konvektionstrocknung schwindender Rohlingsplatten im Kammetrockner (ohne Hilfsbesatz, elektrische Energie und Wärmeverluste)

Anzahl der Ortschaftritte	270	Kappa-Steigung unter Grenzf.	6,7
Zeitschrittweite in s	2,5	geschätzte Maximalzeit in	60
Berechnungen pro Kurve	4800	relativer Wasserfehler in %	0,5
Außenlufttemperatur in °C	15		
relative Feuchte der Außenluft in %	60		

Zeitpunkt bzw. nachfolgender Zeitabschnitt	Anf.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Zeit in Stunden seit Beginn der Trocknung	0	3	17	32	37	40	48	50	52	60
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg trock. Rohling	0,01	0,01	0,035	0,05	0,075	0,095	0,2	0,24	0,3	0,3
Temperatur der Trocknerzuluft in °C	160	160	160	160	160	160	160	160	160	160
Wasserbeladung der Trocknerzuluft in g/kg	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg Anfangswasser	0,05	0,05	0,16	0,23	0,34	0,43	0,91	1,09	1,36	1,36
Zuluftmasse pro verdunstetem Wasser in kg/kg	18,45	18,55	19,02	19,60	20,04	21,41	23,00	32,24	39,44	-



laufende Zeit in hh : mm : ss	58:20:23
anf. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,024
off. Porosit. nach Trockn. in Vol.-%	15,4
mom. Lufttemperatur in °C	102,9
mom. rel. Luftfeuchtigkeit in %	4,50
mom. Kühlgrenztemperatur in °C	43,2
mom. Oberflächentemperatur in °C	98,4
mom. Kerntemperatur in °C	92,5
mom. Wärmestromdichte in kW/m²	0,23
mom. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,36
mom. Wasserbeladung in kg/kg atro	0,000
mom. oberfl. Kap-strömung in mm/h	-
mom. Dampfgeschw. Poren in m/h	3,936
Wasserbelad. am Schw.-Ende in kg/kg	0,079
Wasserbelad. n. 1.TA in kg/kg atro	0,0746
Dauer 1. TroAbschn. in hh : mm : ss	48:59:25
Dauer Oberfl.schw. in hh : mm : ss	46:01:35
Dauer Kernschwindung hh : mm : ss	50:41:10
max. obfl. Schw.gradient in % pro mm	0,219
mit Differenz der lin. Schwindung in %	1,835
Zeit max. Schw.gradient in hh:mm:ss	46:01:35
anf. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	2965,65
max. spez. Energiebedarf kJ/kg	5547,21
mittl. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	3625,28
mittl. Energie /Verdampfungsenthalpie	1,45

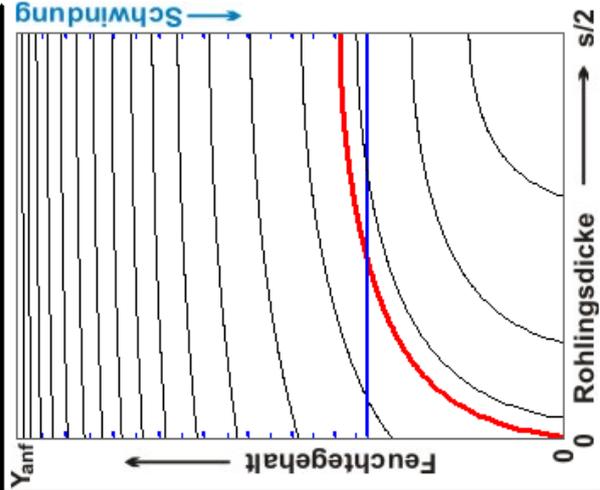


Abb. 60: Simulationsrechnung der Rohlingstrocknung in 60 Stunden

4.3.2 Messung im Dachziegelwerk

Anhand eines Kammertrockners wurde eine Serie von Messungen in einem Dachziegelwerk durchgeführt. Ein Längs- und Querschnitt der Trocknungskammer ist in Abb. 61 dargestellt. Je ein Drehlüfter bläst die fünf hintereinander stehenden Trocknerwagen an. Die Verbundluft (1) aus dem Tunnelofen wird mit einem Teil der Abluft vermischt und gelangt mit dieser in eine Mischkammer. In dieser kann eine Zulufterwärmung mit einem Brenner vorgenommen werden. Die Zuluft verlässt die Mischkammer mit der in Position 2 messbaren Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit und wird von einem Ventilator in die Trocknungskammer gefördert. Hier wird sie der Trockneratmosphäre über die fünf Drehlüfter zugemischt. An den beiden Trocknerenden kann Abluft entnommen werden. Diese wird ganz oder teilweise -wie oben beschrieben- der Verbundluft wieder zugeführt. Der den Prozess verlassende Anteil wird über die Messposition 4 in die Umgebung abgeblasen.

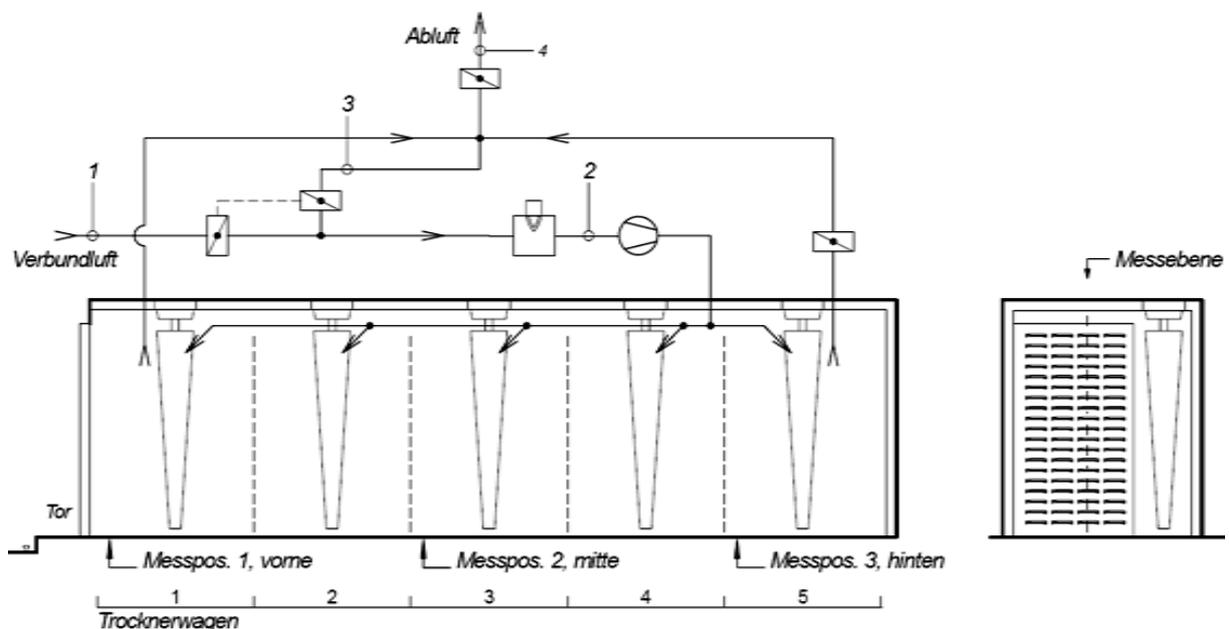


Abb. 61: Schema der Trocknungskammer mit Angabe der Messpositionen

Auf dem ersten, dritten und fünften Trocknerwagen wurde je in der zweiten Reihe der zweite Dachziegel mit Thermoelementen bestückt. Die jeweilige Höhen der Messpositionen sind der Abb. 62 zu entnehmen.

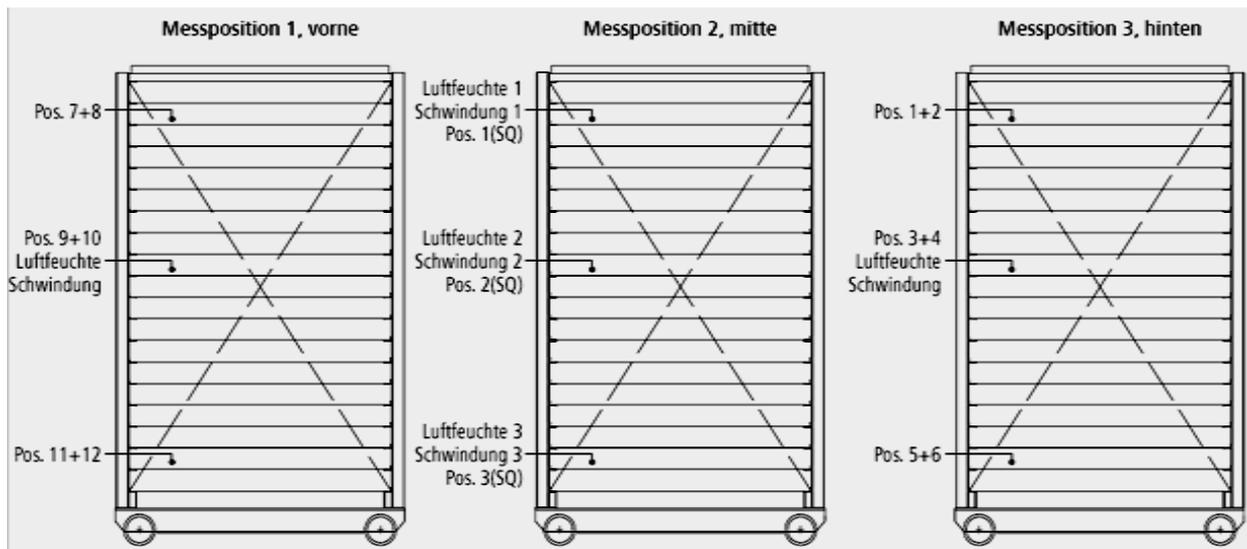


Abb. 62: Trocknerwagen mit den Messpositionen

Die Soll-Trockenverlaufskurve wird vom Betreiber vorgegeben. Er hat sie aufgrund eigener Versuche so eingestellt, dass die Rohlinge fehlerfrei den Trockner verlassen. Die Solltemperatur und die Warmluftklappenstellung sind in Abb. 63 über der Zeit aufgetragen. Erreicht wird die Kammerlufttemperatur durch die Öffnung der Warmluftklappen sowie durch die Erhöhung der Zulufttemperatur von 140 auf 230 °C.

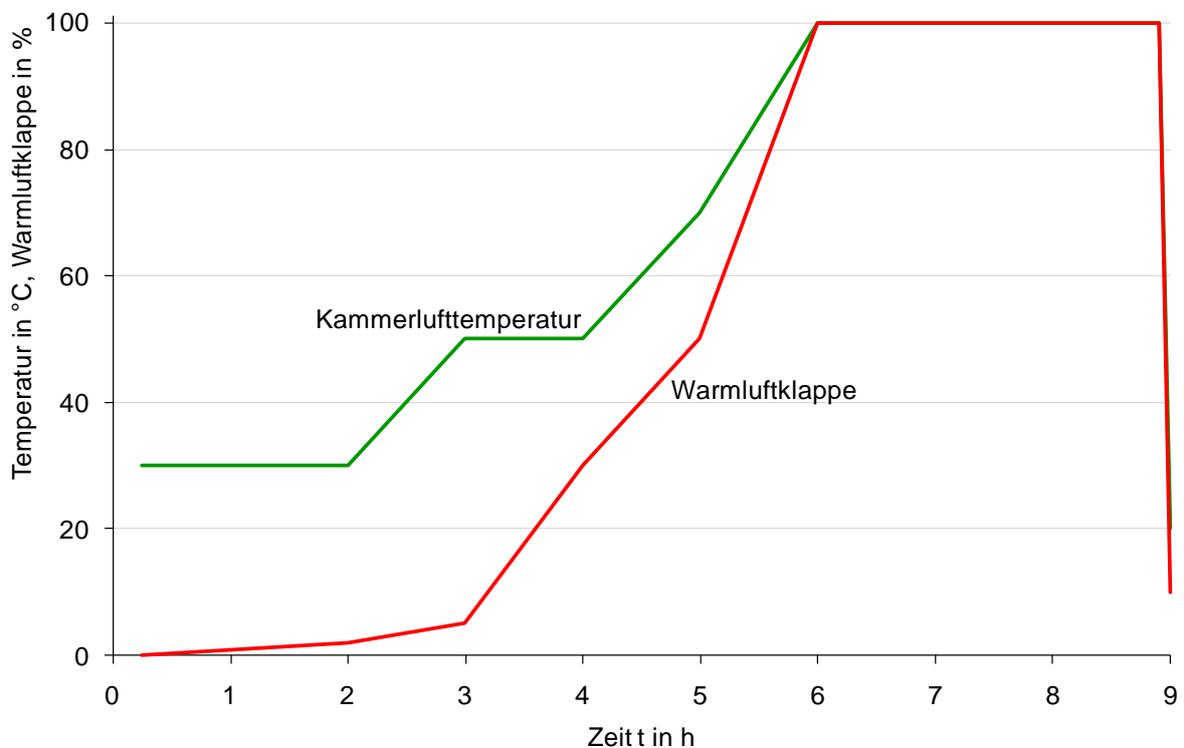


Abb. 63: Sollkurven der Dachziegeltrocknung in neun Stunden

Der Brenner in der Mischkammer war während der beiden vom Institut für Ziegelforschung durchgeführten Messungen außer Betrieb. Der Zuluftzustand ergibt sich

daher aus der Vermischung der Verbundluft mit dem rückvermischten Anteil der Kammerabluft.

Die erste Messung wurde mit einer Verbundlufttemperatur von 180 °C durchgeführt. Abb. 64 zeigt, dass die Verbundlufttemperatur über neun Stunden Trocknungszeit relativ konstant ist. Allerdings ist die Klappe der Verbundluftzufuhr am Anfang nahezu verschlossen, so dass die Zulufttemperatur hinter der Mischkammer zu Beginn der Trocknung nur zwischen 40 und 50°C liegt. Selbstverständlich ist innerhalb dieses Zeitraums auch die Abluftklappe nahezu verschlossen. Im Laufe der Trocknung öffnet sich die Verbundluftklappe, gleichzeitig verschließt sich (durch eine mechanische Verbindung) die Klappe mit der Kammerumluft und es öffnet sich die Abluftklappe. Nach 5,75 Stunden erreicht die Zuluft 180 °C. Innerhalb der ersten 3,5 Stunden, während die Abluftklappe geschlossen ist, sind die Anzeigen des Abluftzustandes in Abb. 64 irrelevant. Nach diesem Zeitraum wird eine Abluftfeuchte von nahezu 100 % angezeigt. Ursache hierfür ist, dass zuvor ausschließlich für eine kammerinterne Zirkulation gesorgt wurde, so dass sich die Kammerluft mit Wasser angereichert hat.

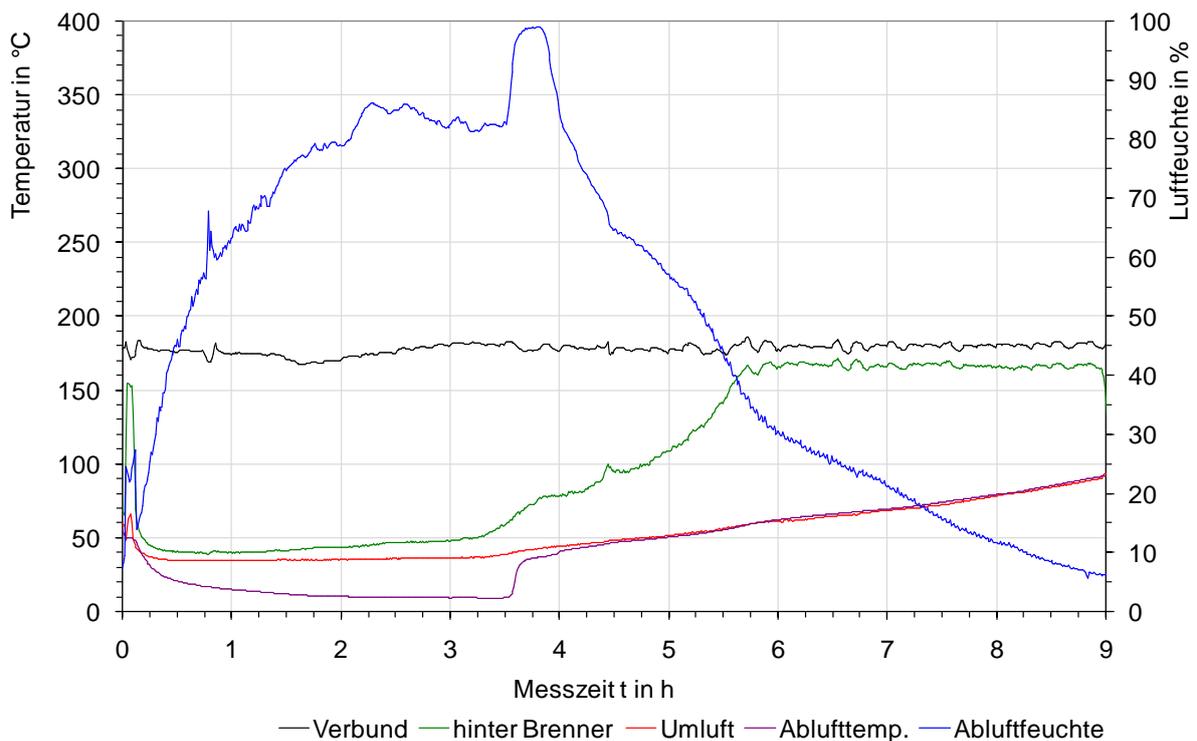


Abb. 64: Diverse Temperaturen und die Abluftfeuchte bei 180 °C Verbundlufttemperatur

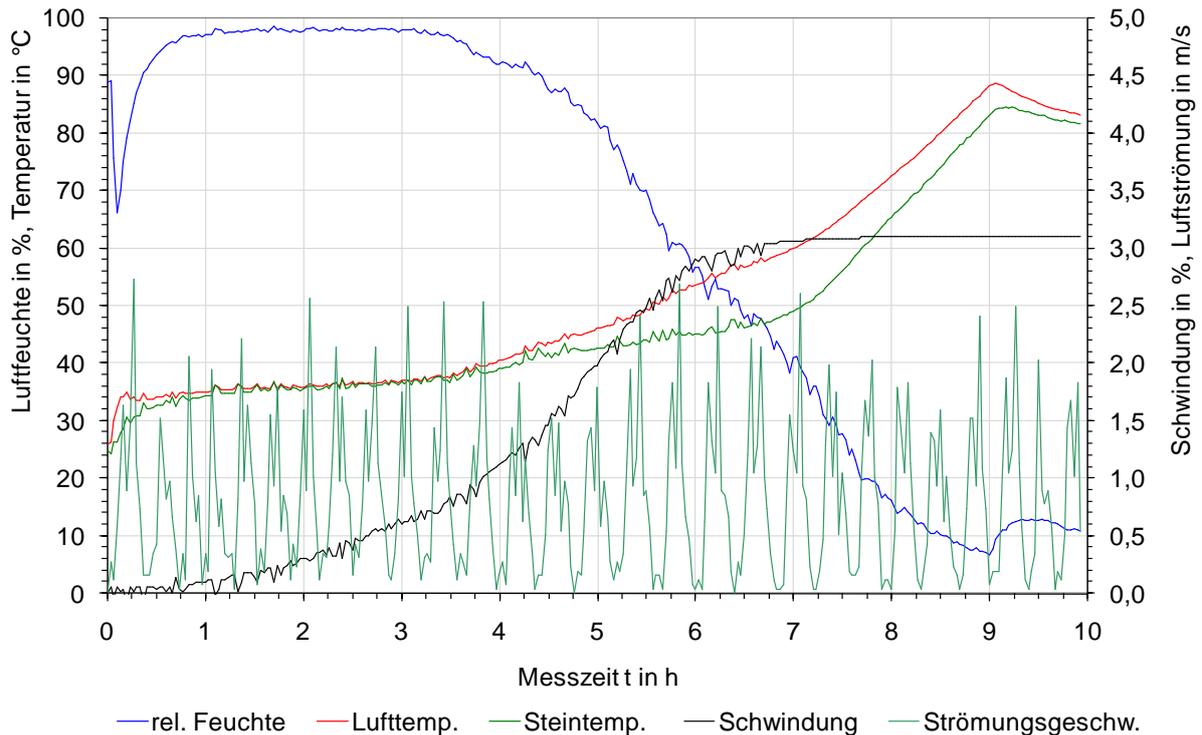


Abb. 65: Messdaten aus der Kammermitte bei 180 °C

Nach der Öffnung der Verbundluft- und der Abluftklappe geht die relative Abluftfeuchte zurück. Die hinter der Mischkammer gemessene Zulufttemperatur steigt bei zunehmender Klappenöffnung an und erreicht nach knapp 6 Stunden nahezu die Temperatur der Verbundluft.

Messdaten aus dem Inneren der Trocknungskammer sind in der Abb. 65 dargestellt. In der Mitte der Kammer nähert sich der Kammerluftzustand sehr schnell seiner Kühlgrenze. Auch die Rohlingstemperatur gleicht in diesem Zeitraum der Kühlgrenztemperatur. Ein Wärme- und Stoffaustausch findet hierbei nur in sehr geringem Umfang statt. Der Schwindungsfortschritt ist langsam. Die Trocknung verläuft sehr „schonend“ und wird lediglich durch die Restdurchlässigkeit „geschlossener“ Klappen ermöglicht.

3,5 Stunden nach Trocknungsbeginn werden die Verbund- und Abluftklappe geöffnet, die Intensität der Trocknung nimmt zu. Die Lufttemperatur weicht von der Kühlgrenze nunmehr zunehmend ab. Die relative Abluftfeuchte nimmt ab und zeigt damit an, dass die Aufnahmekapazität der Luft in geringer werdendem Umfang genutzt wird. Nach gut sechs Stunden nähert sich die Schwindung ihrem Endstadium, die Feststoffpartikel sind nun dichtest möglich aneinander gerückt. Die Schwindungsgefährdung ist beendet. Der weitere Verlauf der Rohlingstemperatur lässt erkennen, dass nach gut sieben Stunden alle Rohlingsoberflächen abgetrocknet sind und sich die Rohlinge daher im zweiten Trocknungsabschnitt befinden. Die Trocknung wird nach ca. neun Stunden durch ein Abschalten der Kammerbelüftung beendet.

Die zweite Messung wurde mit einer Verbundlufttemperatur von 240 °C durchgeführt. Dazu wurde die 180 °C heiße Verbundluft mit einem Flächenbrenner erhitzt. Die Sollkurven wurden nicht verändert. In Abb. 66 ist zu erkennen, dass zunächst die Verbundluft von 150 °C auf 240 °C erhöht wurde. Diese Temperatur befindet sich weit oberhalb der im Normalbetrieb einstellbaren Grenzen, daher traten nach etwa sieben Stunden regelungstechnische Probleme auf, die zu Zwangsabschaltungen führten, so dass die 240 °C Zulufttemperatur nicht konstant über die Zeit eingehalten werden konnte. Die Erläuterungen der ersten Messung zu den Vorgängen während der ersten 3,5 Stunden lassen sich auf die ersten 3,75 Stunden der zweiten Messung übertragen.

Die Temperaturen des Rohlings und der Luft, die in der Mitte der Kammer gemessen wurden, sind in Abb. 67 abgebildet. Am Trocknungsanfang liegt die Lufttemperatur auch dieser Messreihe bei 35 °C, steigt aber im Verlauf der Trocknung auf 100-105 °C an. Analog zur Trocknung mit 180 °C Verbundlufttemperatur ist die Temperaturdifferenz zwischen Kammerlufttemperatur und Rohlingstemperatur am Schwundende (nach 6 Stunden) am größten.

Die nachfolgende Abb. 68 zeigt die aus den gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten berechneten Zuluftmengenströme in m³/h und den spezifischen Zuluftmassenstrom.

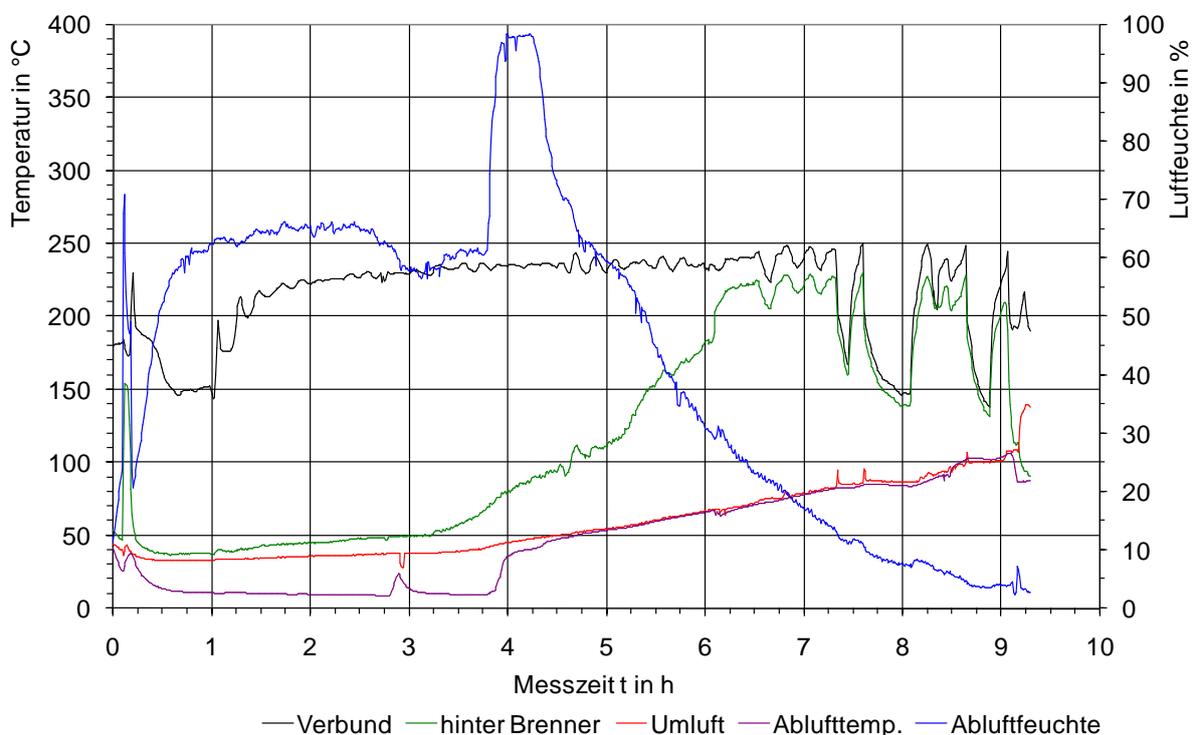


Abb. 66: Lufttemperaturen und Abluftfeuchte

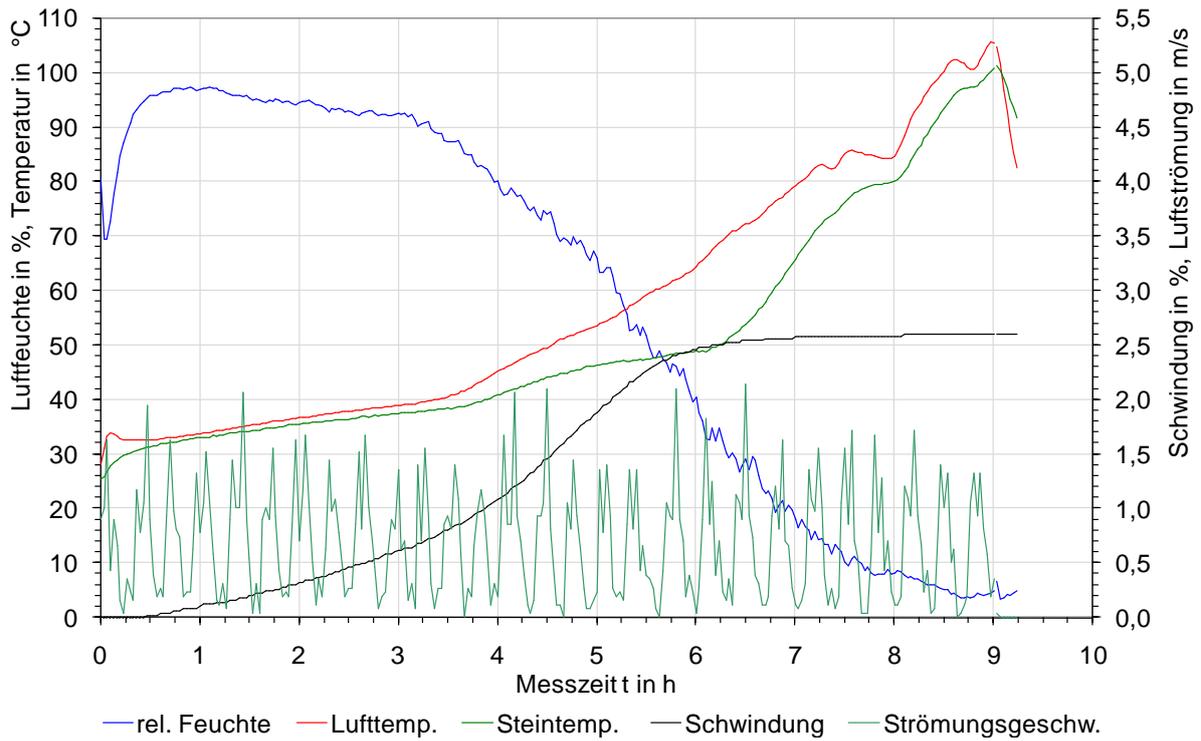


Abb. 67: In der Mitte der Kammer gemessene Werte

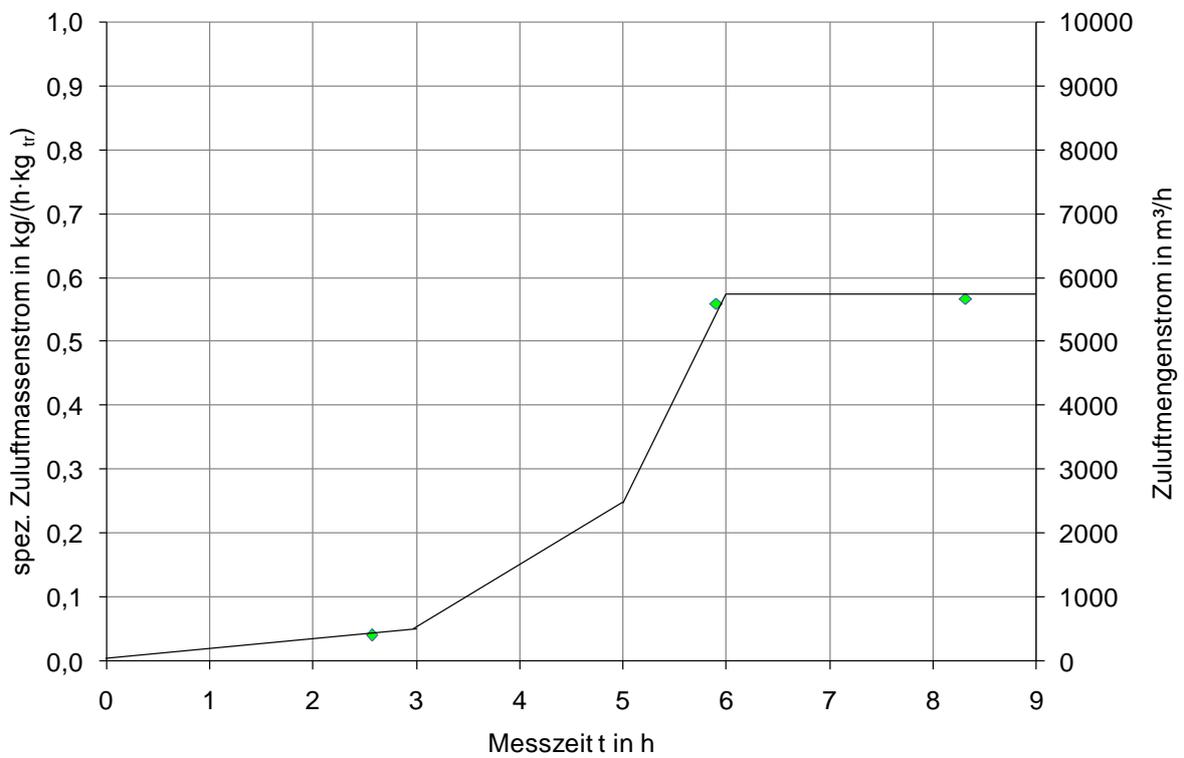


Abb. 68: Spezifischen Zuluftmassenstrom und Volumenstrom bei 240 °C Verbundlufttemperatur

Berechnung von Trocknungskenndaten

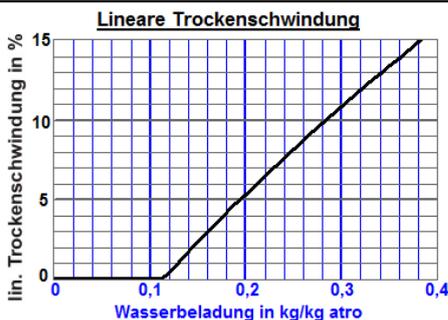
Eingabedaten:

Nochmal!

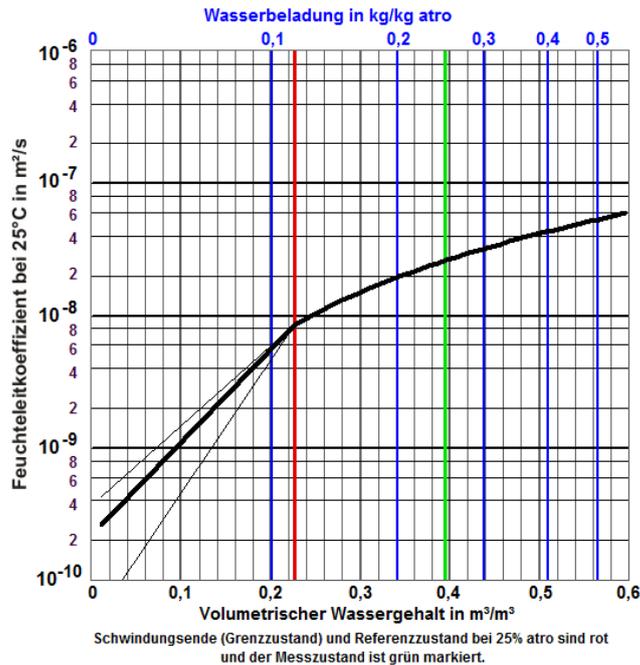
Bezeichnung	Ziegelwerk J
Dichte der getrockneten Masse in kg/m ³	2012
Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse	25
Anfangswasserbeladung in kg/kg atro	0,167
Lineare Trockenschwindigkeit in %	3,4
Feuchteleitkoeffizient in 10 ⁻⁽⁹⁾ m ² /s bei Messtemperatur in °C und Wasserbeladung in kg/kg atro	0,25
Kappa-Steigung unter Grenzfeuchte (6...10)	7

Rechenergebnisse:

Vol. Anfangswassergehalt in m ³ /m ³	0,303
Grenzwasserbeladung in kg/kg atro	0,113
Vol. Grenzwassergehalt in m ³ /m ³	0,227
Vol. Wassergeh. für 0,25 kg/kg atro in m ³ /m ³	0,394
Feuchteleitkoeffizient (25,25) in 10 ⁻⁽⁹⁾ m ² /s	26,0
Grenz-Feuchteleitkoeffizient in 10 ⁻⁽⁹⁾ m ² /s	8,6



Abhängigkeit des Feuchteleitkoeffizienten vom Wassergehalt



Für Temperaturen 25°C < θ < 100°C gilt: $\frac{\kappa(\theta)}{\kappa(25^\circ\text{C})} = 1 + 0,0225 \cdot \left(\frac{\theta}{^\circ\text{C}} - 25\right)$

Abb. 69: Trocknungsrelevante Stoffdaten

Auf Basis der experimentell bestimmten Stoffdaten wurde das in Abb. 69 dargestellte Datenblatt errechnet, das für die Dachziegelmasse die trockenungsrelevanten Stoffdaten enthält, die zur Beurteilung des Trocknungsverhaltens und für die Simulationsrechnung notwendig sind.

Abb. 70 zeigt, dass das Wasser ähnlich wie bei der Messung im Vormauerziegelwerk anfangs nur sehr langsam entzogen wird. Gegen Ende des ersten Trocknungsabschnittes, also kurz nach dem Schwindungsende, ist die Trocknungsgeschwindigkeit am höchsten. Sie fällt während des zweiten Trocknungsabschnittes nur unwesentlich ab. Der maximale Schwindungsgradient beträgt 0,3 %/mm. Dennoch kommt es nicht zu Rissbildungen oder Verkrümmungen, da der Rohling bei den dort herrschenden Wasserbeladungen (etwa 8% atro) hinreichend hohe Festigkeiten hat, um den starken mechanischen Belastungen standzuhalten. Die Beibehaltung der am Ende des ersten Trocknungsabschnittes herrschenden hohen Trocknungsgeschwindigkeit wird durch den Anstieg der Zulufttemperatur ermöglicht. Die Temperaturen des Rohlings sowie die der Kammerluft steigen gegen Ende der Trocknung bis auf nahezu 100 °C an. Da die Zulufttemperatur 180 °C beträgt, wird also nur noch knapp die Hälfte der Wasseraufnahmekapazität der Zuluft ausgenutzt. Der mittlere spezifische Energiebedarf mit 3542 kJ/kg_w ist das 1,42-fache der Verdampfungsenthalpie. Es wird abschließend angemerkt, dass der in Abb. 70 ersichtliche hohe spezifische Energiebedarf innerhalb des ersten Trocknungsabschnittes auf die Gesamtgröße nur einen geringen Einfluss hat, da die in ihr verdunstete Wassermenge klein ist. Abb. 71 zeigt

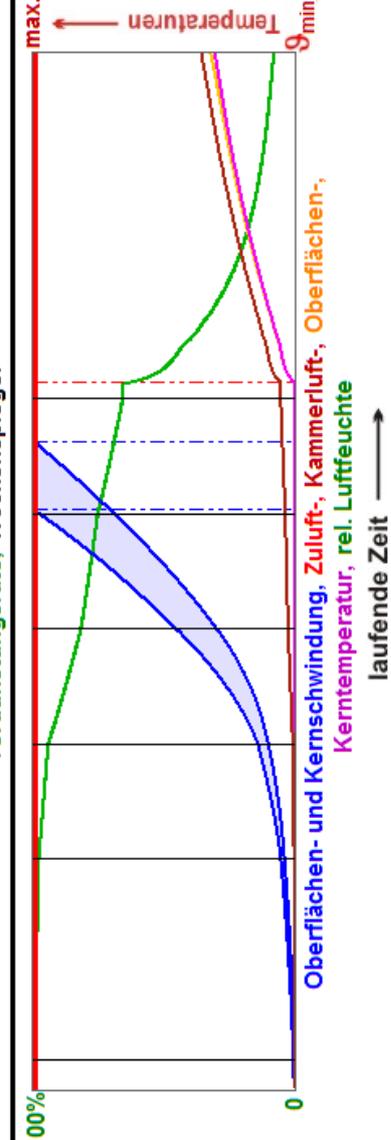
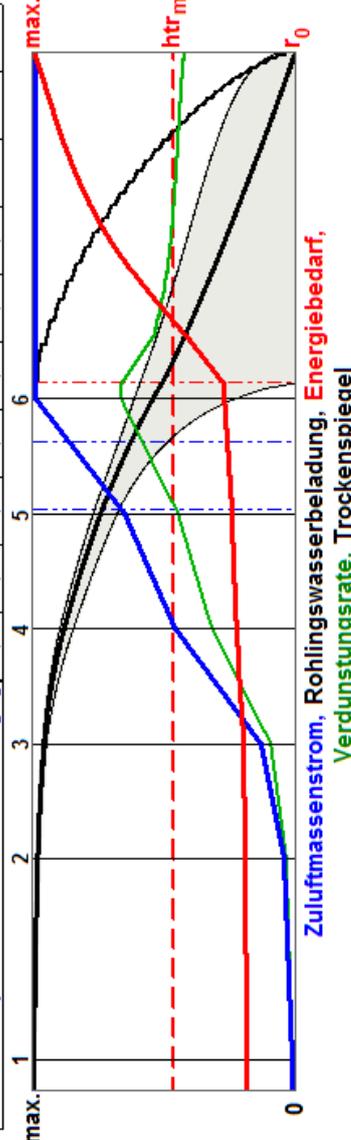
Berechnung der Konvektionstrocknung schwindender Rohlingsplatten im Kammertrockner (ohne Hilfsbesatz, elektrische Energie und Wärmeverluste)

Anzahl der Ortschritte	30	Kappa-Steigung unter Grenz.	6,7
Zeitschrittweite in s	2,5	geschätzte Maximalzeit in	10
Berechnungen pro Kurve	600	relativer Wasserfehler in %	0,6
Außenlufttemperatur in °C	15		
relative Feuchte der Außenluft in %	60		

Anfangsdicke der Platte in mm	15,5
Dichte der getrockneten Masse in kg/m³	2012
Anfangswasserbeladung in kg/kg atro	0,167
Einfahrttemperatur der Rohlinge in °C	20

lineare Trockenschwindung in %	3,4
Feuchteleitk. (25% atro, 25°C) in 10 ⁻⁴ (-9) m²/s	26
Wärmeleitkoeff. der trock. Platte in W/(m K)	1,0
Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse	25
effekt. Wärmeübergangskoeff. in W/(m² K)	56

Zeitpunkt bzw. nachfolgender Zeitabschnitt	Anf.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Zeit in Stunden seit Beginn der Trocknung	0	0,25	2	3	4	5	6	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg trock. Rohling	0,01	0,01	0,035	0,1	0,35	0,5	0,76	-	-	-
Temperatur der Trocknerzuluft in °C	180	180	180	180	180	180	180	-	-	-
Wasserbeladung der Trocknerzuluft in g/kg	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg Anfangswasser	0,06	0,06	0,21	0,60	2,10	2,99	4,55	-	-	-
Zuluftmasse pro verdunstetem Wasser in kg/kg	16,85	16,73	16,91	17,45	18,28	18,86	25,28	-	-	-



laufende Zeit in hh : mm : ss	9:00:30
anf. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,009
off. Porosit. nach Trockn. in Vol.-%	22,7
mom. Lufttemperatur in °C	93,2
mom. rel. Luftfeuchtigkeit in %	7,98
mom. Kühlgrenztemperatur in °C	44,5
mom. Oberflächentemperatur in °C	88,2
mom. Kerntemperatur in °C	86,2
mom. Wärmestromdichte in kW/m²	0,28
mom. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,39
mom. Wasserbeladung in kg/kg atro	0,000
mom. oberfl. Kap.strömung in mm/h	-
mom. Dampfgeschw. Poren in m/h	2,849
Wasserbelad. am Schw.-Ende in kg/kg	0,113
Wasserbelad. n. 1.TA in kg/kg atro	0,0851
Dauer 1. TroAbschn. in hh : mm : ss	6:08:18
Dauer Oberfl.schw. in hh : mm : ss	5:01:53
Dauer Kernschwindung in hh : mm : ss	5:37:43
max. obfl. Schw.gradient in % pro mm	0,297
mit Differenz der lin. Schwindung in %	1,000
Zeit max. Schw.gradient in hh:mm:ss	5:01:53
anf. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	2920,33
max. spez. Energiebedarf kJ/kg	4728,55
mittl. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	3542,96
mittl. Energie / Verdampfungsenthalpie	1,42

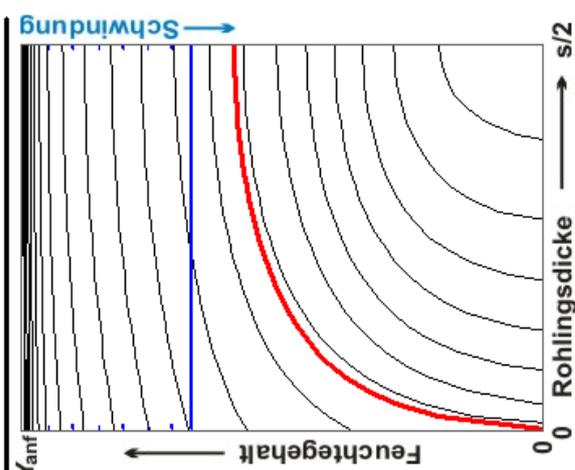


Abb. 70: Simulationsergebnis mit 180 °C warmer Verbundluft

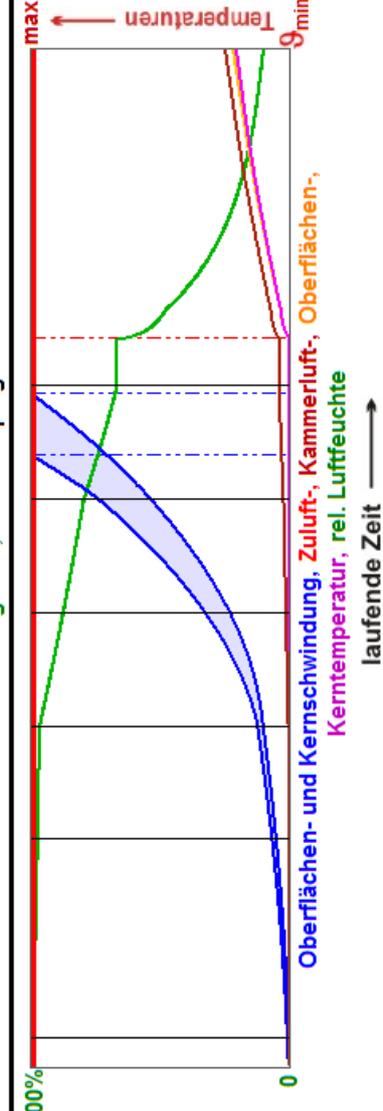
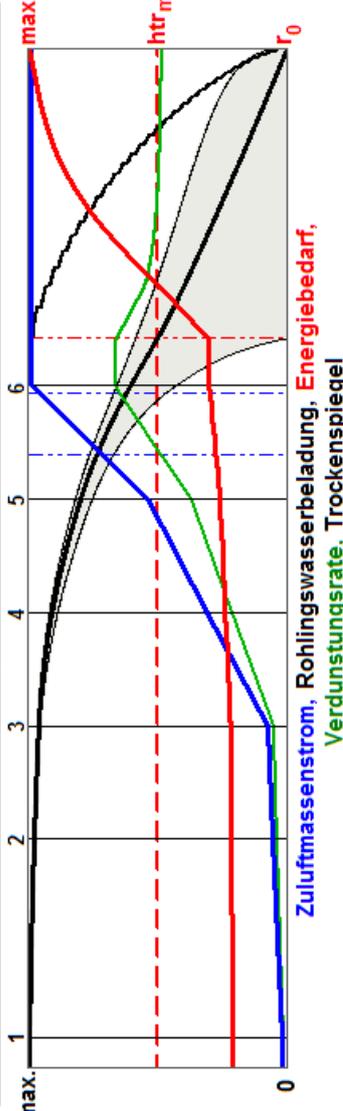
Berechnung der Konvektionstrocknung

schwindender Rohlingsplatten im Kammetrockner (ohne Hilfsbesatz, elektrische Energie und Wärmeverluste)

Anzahl der Ortsschritte	30	Kappa-Steigung unter Grenzfl.	6,7
Zeitschrittweite in s	2,5	geschätzte Maximalzeit in	10
Berechnungen pro Kurve	600	relativer Wasserfehler in %	0,8
Äußerlufttemperatur in °C	15		
relative Feuchte der Außenluft in %	60		

Anfangsdicke der Platte in mm	15,5
Dichte der getrockneten Masse in kg/m³	2012
Anfangswasserbeladung in kg/kg atro	0,167
Einfahrttemperatur der Rohlinge in °C	20
lineare Trockenschwindigkeit in %	3,4
Feuchteleitk. (25% atro, 25°C) in 10 ⁻⁴ (-9) m²/s	26
Wärmeleitkoeff. der trock. Platte in W/(m K)	1,0
Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse	25
effekt. Wärmeübergangskoeff. in W/(m² K)	56

Zeitpunkt bzw. nachfolgender Zeitabschnitt	Anf.	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Zeit in Stunden seit Beginn der Trocknung	0	0,25	2	3	4	5	6	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg trock. Rohling	0,01	0,01	0,03	0,04	0,17	0,3	0,55	-	-	-
Temperatur der Trocknerzuluft in °C	240	240	240	240	240	240	240	-	-	-
Wasserbeladung der Trocknerzuluft in g/kg	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	6,44	-	-	-
Zuluftmassenstr. in kg/h pro kg Anfangswasser	0,06	0,06	0,18	0,24	1,02	1,80	3,29	-	-	-
Zuluftmasse pro verdunstetem Wasser in kg/kg	12,01	11,93	11,99	12,24	12,65	13,26	16,15	-	-	-



laufende Zeit in hh : mm : ss	8:58:13
anf. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,012
off. Porosit. nach Trockn. in Vol.-%	22,7
mom. Lufttemperatur in °C	97,6
mom. rel. Luftfeuchtigkeit in %	9,96
mom. Kühlgrenztemperatur in °C	49,7
mom. Oberflächentemperatur in °C	91,6
mom. Kerntemperatur in °C	89,2
mom. Wärmestromdichte in kW/m²	0,33
mom. Verdunstungsrate in kg/(m² h)	0,46
mom. Wasserbeladung in kg/kg atro	0,000
mom. oberfl. Kap.-strömung in mm/h	-
mom. Dampfgeschw. Poren in m/h	3,396
Wasserbelad. am Schw.-Ende in kg/kg	0,113
Wasserbelad. n. 1.TA in kg/kg atro	0,0842
Dauer 1. TroAbschn. in hh : mm : ss	6:24:53
Dauer Oberfl.schw. in hh : mm : ss	5:23:08
Dauer Kernschw. in hh : mm : ss	5:55:40
max. obfl. Schw.gradient in % pro mm	0,302
mit Differenz der lin. Schwindigkeit in %	0,998
Zeit max. Schw.gradient in hh:mm:ss	5:23:08
anf. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	2825,50
max. spez. Energiebedarf kJ/kg	4020,85
mittl. spez. Energiebedarf kJ/kg H2O	3265,00
mittl. Energie / Verdampfungsenthalpie	1,31

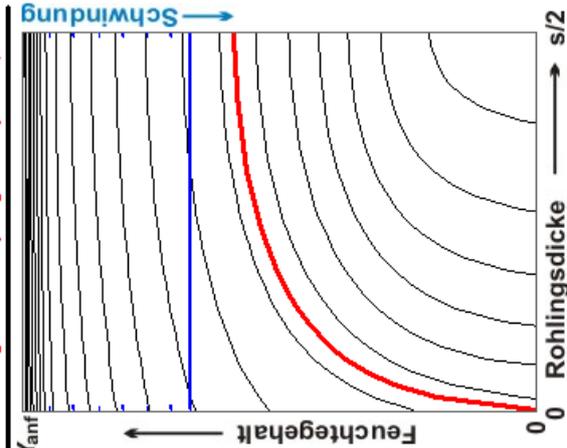


Abb. 71: Simulationsergebnis mit 240 °C warmer Verbundluft

die Simulation der zweiten Messung, also der mit höherer Zulufttemperatur gefahrenen Trocknung. Auch hier ist die Anfangstrocknungsgeschwindigkeit außerordentlich gering. Das Maximum der Trocknungsgeschwindigkeit wird erreicht, wenn die Schwindung an der Rohlingsoberfläche beendet ist. Nun ist der Schwindungsgradient etwas größer als in der in Abb. 70 dargestellten Simulation. Der Rohling verfügt bei der hier herrschenden Wasserbeladung -wie oben erwähnt- offensichtlich über eine recht hohe Festigkeit. Aufgrund der höheren Zulufttemperatur ist der spezifische Energiebedarf geringer als der in Abb. 70. Dieser beträgt nur noch 3265 kJ/kg_w und ist damit um 6 % geringer als bei niedrigerer Zulufttemperatur.

Die rechnerisch ermittelten Energieverbräuche liegen in beiden Fällen etwa sieben Prozent unter den gemessenen.

5 Energetische und trocknungskinetische Simulationsrechnungen am Durchlauftrockner

5.1 Simulationsprogramm

Die numerische Berechnung der Durchlauftrockner wird ebenfalls mit einem Simulationsprogramm, das die in Kapitel 3 entwickelten Zusammenhänge numerisch berücksichtigt, umgesetzt. Im Durchlauftrockner ist der Luftzustand vom Ort und grundsätzlich nicht von der Zeit abhängig. Die den Durchlauftrockner durchfahrenden Rohlinge sind dabei in zeitlicher Abfolge den örtlich unterschiedlichen Atmosphärenzuständen ausgesetzt. Ort und Zeit sind für die Rohlinge über die Durchlaufgeschwindigkeit aneinander gekoppelt. Das Simulationsprogramm stellt die zeitlichen und örtlichen Verläufe der Rohlingstrocknung dar. Außerdem wird der spezifische Energiebedarf in Abhängigkeit von verschiedenen, den zeitlichen Ablauf beeinflussenden Größen ermittelt. Beispielhaft für die Trocknung einer 20 mm dicken Platte zeigt Abb. 72 das Ergebnisbild einer Simulationsrechnung.

Generell ist der Aufbau des Programms an das des Kammertrockners angelehnt. Die schwarz geschriebenen Eingabewerte im Block oben links umfassen die für die Trocknung notwendigen Rohlingseigenschaften, den effektiven Wärmeübergang sowie den Außenluftzustand. Das in Abb. 72 dargestellte Beispiel nimmt an, dass die Trocknerabluft mit 35 °C und 70 % relativer Feuchte abgesaugt wird. Daraus wird der spezifische Luftdurchsatz (spezifischer Zuluftmassenstrom) berechnet. Die numerische Berechnung bezieht sich auf die den Trockner durchfahrenden Rohlinge. Der den Simulationsanfang beschreibende erste Zeitschritt setzt für die Luft den Abluftzustand und für das Trockengut dessen Eintrittszustand voraus. Das Simulationsergebnis besteht darin, dass der Eintrittszustand der Luft sowie der Zeitbedarf für die Trocknung ermittelt werden. Insgesamt werden dieselben Ausgabegrößen in blauer Schrift ausgegeben, wie sie für den Kammertrockner beschrieben wurden. Der rechte obere Teil des Programms nimmt die Graphik mit den orts- und zeitabhängigen Feuchteverlaufskurven innerhalb der Rohlingsplatte und die daran gekoppelte Schwindung ein. Da im Durchlauftrockner die Temperatur der den Rohlingen entgegenströmenden Luft über die Trocknerlänge beständig zunimmt, während die Rohlingstemperatur im ersten Trocknungsabschnitt konstant bleibt, erhöht sich die Temperaturdifferenz zwischen den Rohlingen und der Luft. Hierdurch kommt es zu einem zunehmenden Anstieg der Trocknungsgeschwindigkeit innerhalb des ersten Trocknungsabschnittes.

Im zweiten Trocknungsabschnitt steigt die Rohlingstemperatur an. Der Diffusionswiderstand der dicker werdenden trockenen Außenschicht nimmt zu, so dass der Transportwiderstand größer wird. Daher sinkt die Trocknungsgeschwindigkeit, die

Konvektionstrocknung schwindender, kapillarporöser Rohlingsplatten im Gegenstrom im zeitlichen Ablauf der Trocknung aus Sicht des Trockengutes

Anfangsdicke der Platte in mm	20,0
Dichte der getrockneten Masse in kg/m ³	1850
Anfangswasserbeladung in kg/kg atro	0,25
Endwasserbeladung in kg/kg atro	0,00
lineare Trockenschwindigkeit in %	6,0
Wasserbeladung Schwind.-Ende in kg/kg	0,140
offene Porosität im trock. Zustand in Vol.-%	25,9
Feuchteleitk. (25% atro, 25°C) in 10 ⁻⁹ m ² /s	40
Wärmeleitkoeff. der trock. Platte in W/(m K)	1,0
Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse	20
effekt. Wärmeübergangskoeff. in W/(m ² K)	50
Außenlufttemperatur in °C	15
relative Außenluftfeuchtigkeit in %	60
Ablufttemperatur in °C	35
relative Abluftfeuchtigkeit in %	70
spez. Luftdurchsatz in kg pro kg tr. Rohling	13,11
spez. Luftdurchsatz in kg pro kg Wasser	52,42
laufende Zeit in hh : mm : ss	5:47:47
mom. Lufttemperatur in °C	89,4
mom. relative Luftfeuchtigkeit in %	1,48
mom. Oberflächentemperatur in °C	84,9
mom. Kerntemperatur in °C	82,8
mom. Rohlingswasser in kg/kg atro	0,00
mom. Wärmestromdichte in kW/m ²	0,22
mom. Verdunstungsrate in kg/(m ² h)	0,33
mom. oberfl. Kapillarströmung in mm/h	-
mom. Dampfgeschw. durch Poren in m/h	2,107
Dauer des 1. TroAbschn. in hh : mm : ss	2:09:37
danach Wasserbeladung in kg/kg atro	0,1343
anfängliche Verdunstungsrate in kg/(m ² h)	0,368
Dauer der Oberflächenschw. in hh : mm : ss	1:48:29
max. Differenz der lin. Schwindung in %	2,20
max. Schwindungsgradient in % pro mm	0,61
Dauer der Kernschwindung in hh : mm : ss	2:21:02
mittl. spez. Energiebedarf in kJ/kg H2O	3900,0
mittl. Energie / Verdampfungsenthalpie	1,560

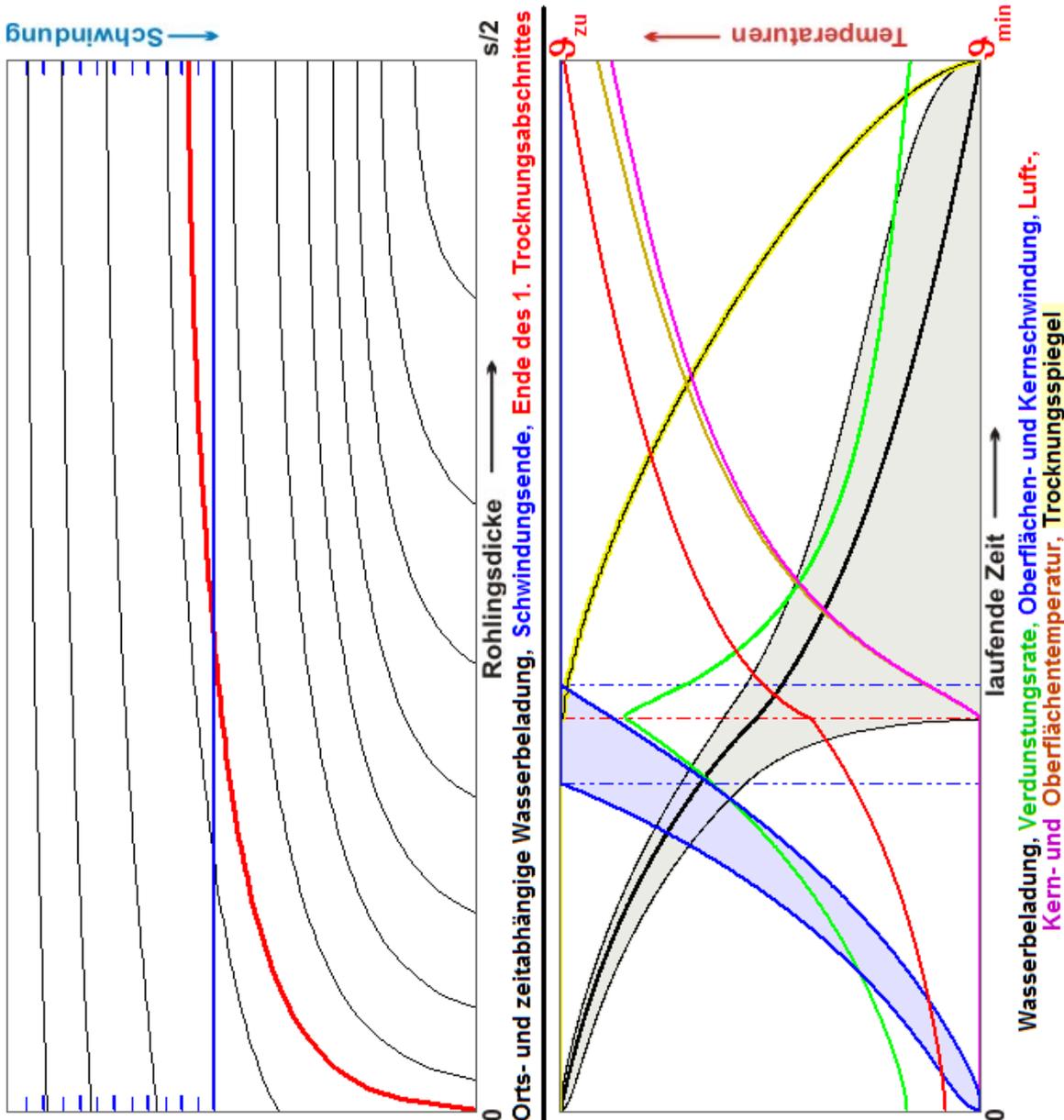


Abb. 72: Energiebedarf und Trocknungsverlauf einer 20 mm dicken Platte

Wärmeeinkopplung in den Rohling nimmt ab, und die Differenz zwischen Rohlingstemperatur und Lufttemperatur verringert sich.

Die Zunahme der Lufttemperatur ist demnach im zweiten Trocknungsabschnitt geringer als diejenige der Rohlinge. Die mit der Rohlingstrocknung verbundene Schwindung vollzieht sich zumindest an der Oberfläche vollständig im ersten Trocknungsabschnitt. Daher nimmt die Schwindungsgeschwindigkeit entsprechend der Trocknungsgeschwindigkeit stark zu. Die sich über die Trocknerlänge einstellenden Schwindungsgradienten sind dementsprechend zu Beginn der Trocknung sehr gering und wachsen bis zum Ende der Oberflächenschwindung beständig an.

5.2 Auswirkungen von Parametervariationen

Abb. 73 zeigt, in welcher Weise sich unterschiedliche Abluftfeuchten auswirken. Hohe Abluftfeuchten werden dann erreicht, wenn eine sehr weitgehende Nutzung der Zuluftenthalpie durch ausreichenden Wärmeübergang und hinreichende Trocknerlängen gewährleistet ist. Man erkennt, dass eine Zulufttemperatur von 75 °C im Durchlauftrockner zu einer Ablufttemperatur von 30 °C führt, sofern die Abluft zu 90 % mit Wasserdampf gesättigt ist. Hierbei stellt sich ein spezifischer Energiebedarf von 3350 kJ/kg_w ein. Hat die Abluft jedoch nur eine relative Feuchte von 50 %, so beträgt ihre Ablufttemperatur 37,5 °C und der Energiebedarf stellt sich bei 4100 kJ/kg_w ein.

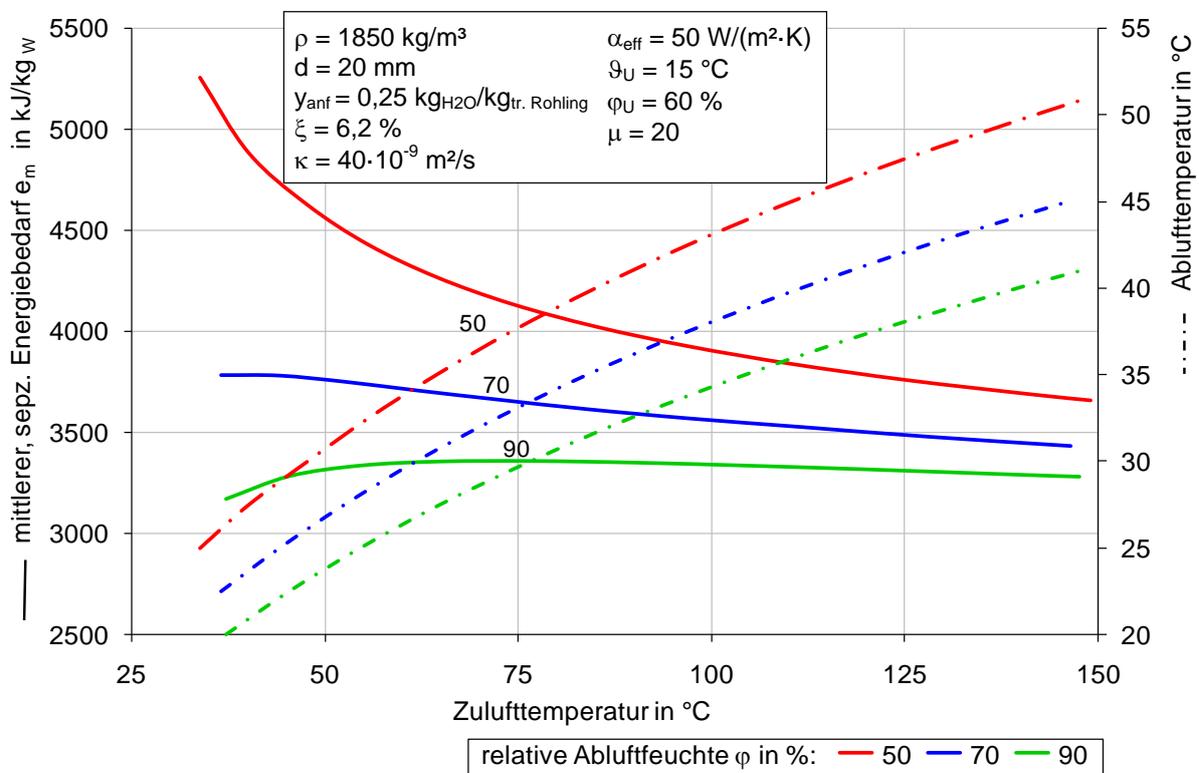


Abb. 73: Spezifischer Energiebedarf in Abhängigkeit von Zulufttemperaturen bei unterschiedlichen Abluftfeuchten

Eine Erhöhung der Zulufttemperatur führt bei einer Abluftfeuchte von 90 % nur zu sehr geringen Verminderungen des spezifischen Energiebedarfes. Bei geringerer Abluftfeuchte finden allerdings deutliche Absenkungen des Energiebedarfes mit zunehmender Zulufttemperatur statt.

Während bei guter energetischer Ausnutzung, also hohen Abluftfeuchten, nur eine relativ geringe Abhängigkeit des Energiebedarfes von der Zulufttemperatur existiert, sind die Einflüsse auf die zur Trocknung erforderliche Zeit sehr groß. Man erkennt beispielsweise, dass eine Zulufttemperatur von 75 °C bei 90 % Abluftfeuchte zu einem Trocknungszeitbedarf von 9 Stunden führt, während bei einer Zulufttemperatur von 125 °C die Trocknungszeit auf 4,5 Stunden absinkt. Nutzt man die Luft nur bis zu einer relativen Feuchte von 50 % aus, so sind die erforderlichen Trocknungszeiten stets geringer als bei hohen Abluftfeuchten.

Es fällt auf, dass sehr hohe Trocknungsgeschwindigkeiten erreicht werden, wenn die Zulufttemperatur deutlich über 100 °C angehoben wird. Die Trocknung am Schwundungsende wird sehr schnell, so dass hohe Schwundungsgradienten auftreten.

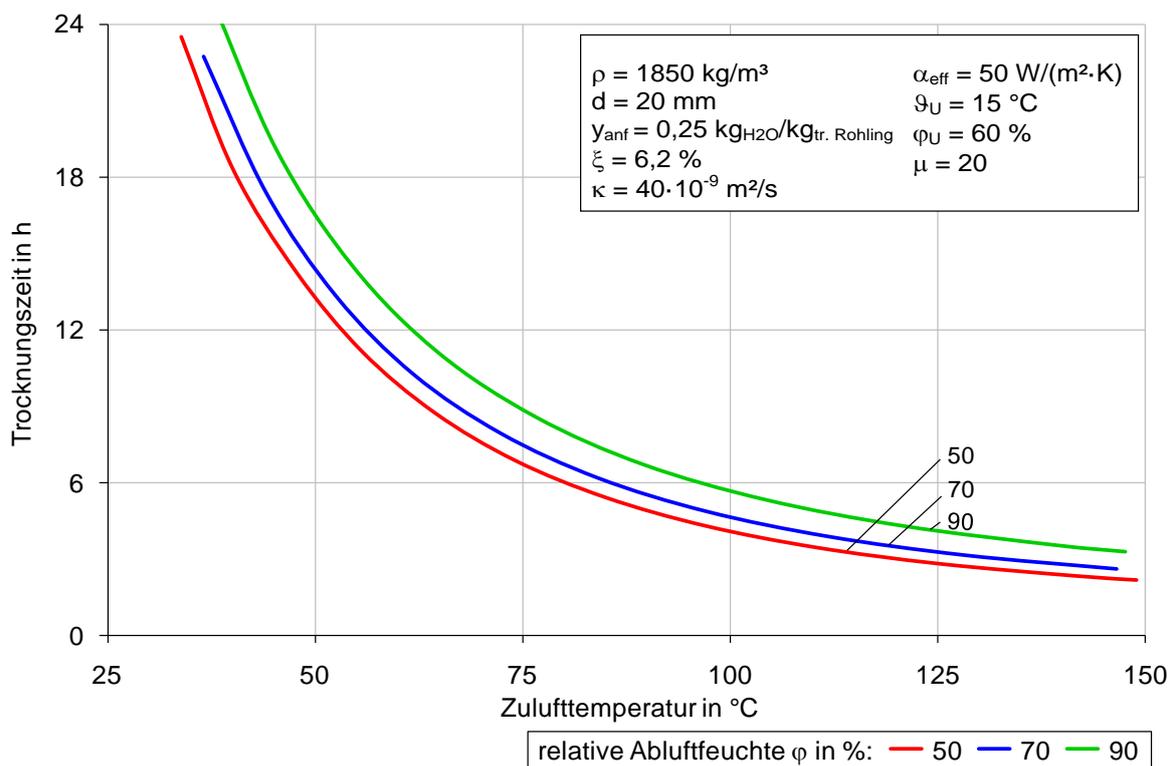


Abb. 74: Trocknungsdauer in Abhängigkeit von Zulufttemperaturen bei unterschiedlichen Abluftfeuchten

Abb. 75 gibt den Einfluss von Abluftfeuchte und Zulufttemperatur auf den maximalen Schwundungsgradienten wieder.

Aufgrund der hohen Schwundungsgradienten werden Durchlauftrockner nur in Ausnahmefällen als reine Gegenstromtrockner betrieben.

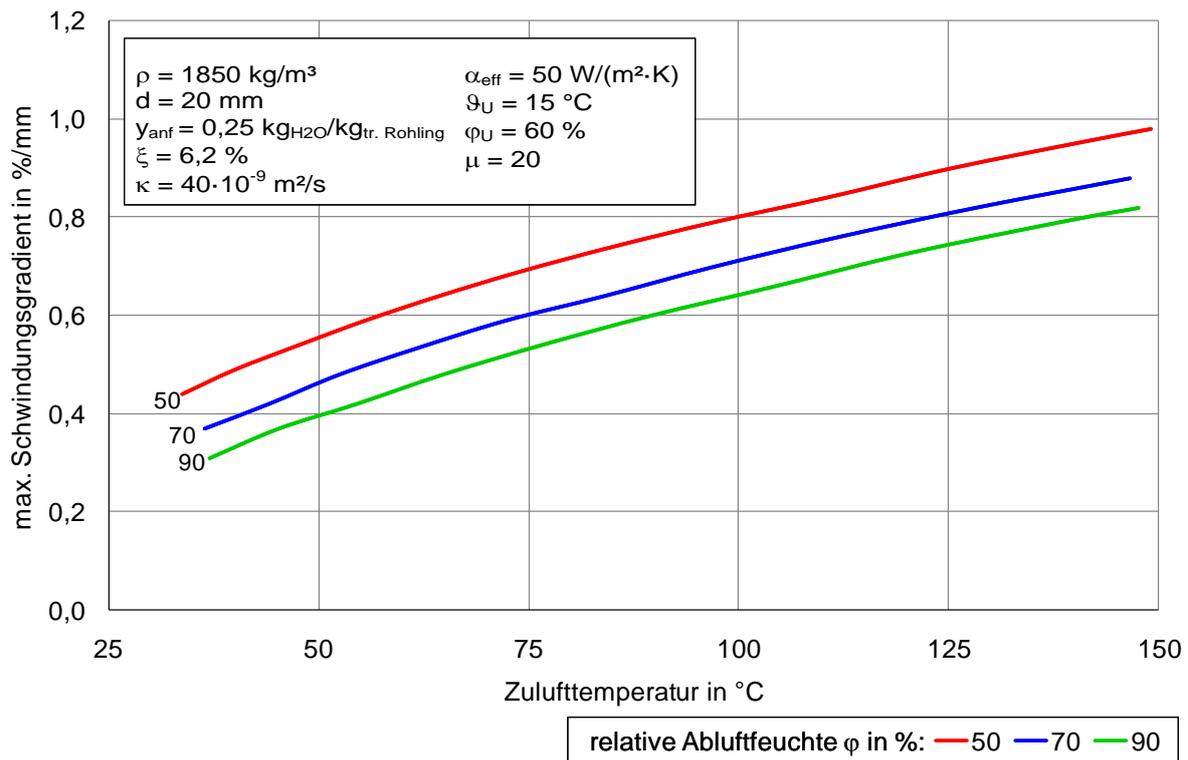


Abb. 75: Maximale Schwindungsgradienten in Abhängigkeit von Zulufttemperaturen bei unterschiedlichen Abluftfeuchten

Anhand des ϑ, x -Diagrammes in Abb. 76 ist der Einfluss der Zulufttemperatur auf den spezifischen Energiebedarf erklärbar. Abgebildet ist die Trocknung für eine Ablufttemperatur bei unterschiedlichen Abluftfeuchten. Für jeden Trocknungsvorgang gibt es zwei Kühlgrenzzustände. Deren rückwärtige Verlängerungen der Nebeliso-thermen sind gestrichelt eingezeichnet. Die jeweils untere Linie (gestrichelte Linie) verläuft durch den Kühlgrenzzustand, der die Rohlinge im ersten Trocknungsabschnitt umhüllenden Grenzschicht. Die obere Linie (strichpunktierte Linie) verbindet den Eintrittszustand der Luft mit deren Kühlgrenzzustand. Die Diskrepanz zwischen diesen beiden Kühlgrenzzuständen besteht deshalb, weil ein Teil der Zuluftenthalpie zur Erwärmung der Rohlings im zweiten Trocknungsabschnitt dient, so dass sich dem Verdunstungsvorgang eine die Luftfeuchtigkeit nicht erhöhende Wärmeauskopplung überlagert. Die Zustandsänderung der Rohlinge im zweiten Trocknungsabschnitt entspricht dem Verlauf der blau eingezeichneten Linie. Die Zustandsänderung der Trockneratmosphäre auf ihrem Weg durch den Gegenstromtrockner ist rot eingezeichnet. Die rote Linie verlässt den Zustand gleichbleibender Kühlgrenztemperatur dann in Richtung zu höheren Temperaturen, wenn sich die Rohlingsoberfläche im zweiten Trocknungsabschnitt erwärmt. Der blau eingezeichnete Zustand der Rohlingsgrenzschicht weicht gegen Ende der Trocknung zu höheren Temperatur aus, weil die bereits getrocknete Außenschicht thermisch weitgehend vom noch feuchten Kern entkoppelt ist.

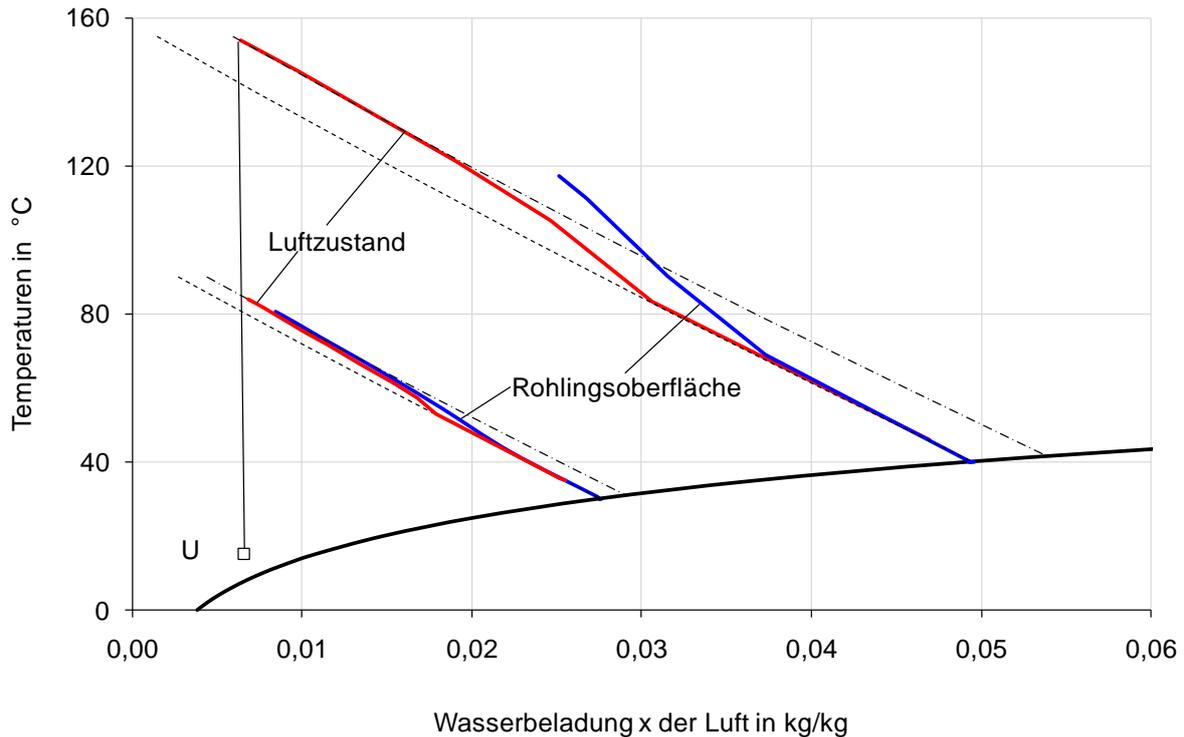


Abb. 76: Zeitliche Verläufe der Luft- und Rohlingsoberflächenzustände im Durchlauf-trockner

5.3 Vergleich der mathematischen Simulation mit einer Betriebsmessung

Die Praxisrelevanz der Simulationsergebnisse lässt sich anhand von Messergebnissen überprüfen, die an einem Durchlauf-trockner der Steinzeugindustrie gewonnen wurden. Messung und Ergebnisse sind in der Dissertation Telljohann [23] näher beschrieben.

Aus Abb. 77 ist ersichtlich, dass die 16 mm dicke, gelochte Rohlingsplatte von einem Anfangswassergehalt von 17,3 % atro auf einen Wassergehalt von 6,8 % atro getrocknet wird. Dabei schwindet der Rohling. Die Schwindung ist in Strangrichtung größer als quer dazu, da sich durch das Strangpressverfahren eine Anisotropie der Partikel ergibt. Die Schwindung nimmt bis zur Zone 7 zu. Entsprechend nimmt der Wassergehalt von Beginn an konstant ab, bis das Ende des ersten Trocknungsabschnittes erreicht ist. Dies liegt offensichtlich zwischen Zone 9 und dem Ausfahrende, da der hier beschriebene Durchlauf-trockner ausschließlich die Aufgabe hat, die Rohlinge bis zum Ende des ersten Trocknungsabschnittes zu trocknen.

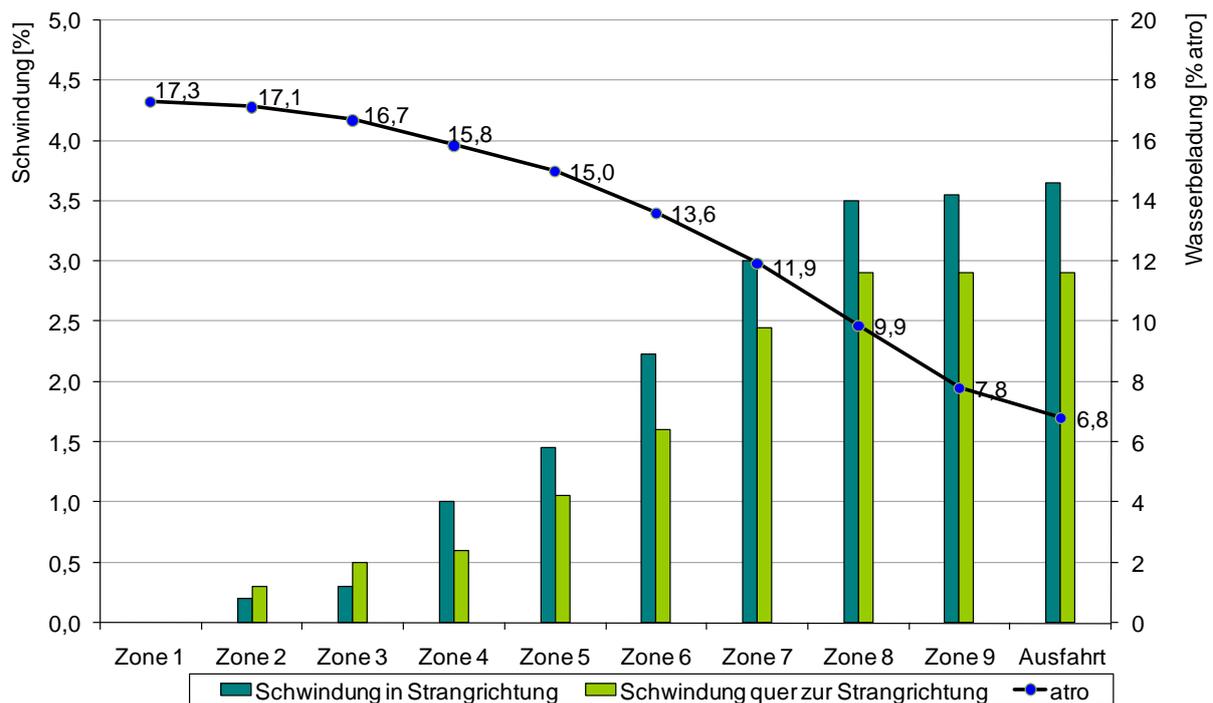


Abb. 77: Schwindung und Wassergehalt der Rohlinge in den Zonen des Durchlauf-trockners [23]

Der zweite Teil der Trocknung findet in einer anderen Anlage statt, die als großräu-miger Kammertrockner hier nicht von weiterem Interesse ist.

Die Trocknung innerhalb des Durchlauf-trockners geschieht also bis zu einer Wasser-beladung von 6,8 % atro. Die in der Dissertation Telljohann [23] vorgenommene Nachbildung der Trocknung geschah unter der Annahme eines linearen Temperatur-anstieges und betraf die sich einstellenden Trocknungs- und Schwindungsvorgänge der Rohlinge. Im vorliegenden Fall stehen der Energiebedarf und die Trocknungsge-schwindigkeit der Trocknung im Vordergrund. Die Simulation führte zu dem in Abb. 78 dargestellten Ergebnis. Es ist erkennbar, dass das Ende der Oberflächenschwin-dung und des ersten Trocknungsabschnittes zeitlich früher eintreten als in der Messung. Ursache hierfür sind Wärmeverluste in den Zonen 1 bis 4 und die Aufhei-zung der Rohlinge auf Kühlgrenztemperatur zu Beginn der Trocknung. Der Energiebedarf für die Trocknung der Steinzeugplatten ist mit 3121 kJ/kg_w relativ niedrig. Ein Vergleich mit den oben dargestellten Parametervariationen zeigt trotz unterschiedlicher Rohlingeigenschaften sehr ähnliche Ergebnisse.

Aus den 2003 durchgeführten Messungen geht hervor, dass der tatsächliche Ener-giebedarf gut 20 % höher lag. Die Ursache dieser relativ hohen Abweichung dürfte vorwiegend in den Zonenübergängen liegen, die sowohl zueinander als auch gegen-über der Umgebung große Undichtigkeiten aufweisen.

Konvektionstrocknung schwindender, kapillarporöser Rohlingsplatten im Gegenstrom im zeitlichen Ablauf der Trocknung aus Sicht des Trockengutes

Anfangsdicke der Platte in mm	15,0
Dichte der getrockneten Masse in kg/m ³	1846
Anfangswasserbeladung in kg/kg atro	0,173
Endwasserbeladung in kg/kg atro	0,068
lineare Trockenschwindung in %	3,4
Wasserbeladung Schwind.-Ende in kg/kg	0,114
offene Porosität im trock. Zustand in Vol.-%	21,0
Feuchteleitk. (25% atro, 25°C) in 10 ⁻⁹ (-9) m ² /s	36
Wärmeleitkoeff. der trock. Platte in W/(m K)	1,0
Diff.-Widerstandszahl der trockenen Masse	15
effekt. Wärmeübergangskoeff. in W/(m ² K)	35
Außenlufttemperatur in °C	15
relative Außenluftfeuchtigkeit in %	60
Ablufttemperatur in °C	45
relative Abluftfeuchtigkeit in %	80
spez. Luftdurchsatz in kg pro kg tr. Rohling	2,32
spez. Luftdurchsatz in kg pro kg Wasser	22,12

laufende Zeit in hh : mm : ss	1:00:32
mom. Lufttemperatur in °C	156,0
mom. relative Luftfeuchtigkeit in %	0,20
mom. Oberflächentemperatur in °C	88,5
mom. Kerntemperatur in °C	84,8
mom. Rohlingswasser in kg/kg atro	0,07
mom. Wärmestromdichte in kW/m ²	2,37
mom. Verdunstungsrate in kg/(m ² h)	2,61
mom. oberfl. Kapillarströmung in mm/h	-
mom. Dampfgeschw. durch Poren in m/h	20,424

Dauer des 1. TroAbschn. in hh : mm : ss	0:42:36
danach Wasserbeladung in kg/kg atro	0,1200
anfängliche Verdunstungsrate in kg/(m ² h)	0,195
Dauer der Oberflächenschw. in hh : mm : ss	0:35:01
max. Differenz der lin. Schwindung in %	2,21
max. Schwindungsgradient in % pro mm	0,97
Dauer der Kernschwindung in hh : mm : ss	0:54:20

mittl. spez. Energiebedarf in kJ/kg H2O	3121,6
mittl. Energie / Verdampfungsenthalpie	1,249

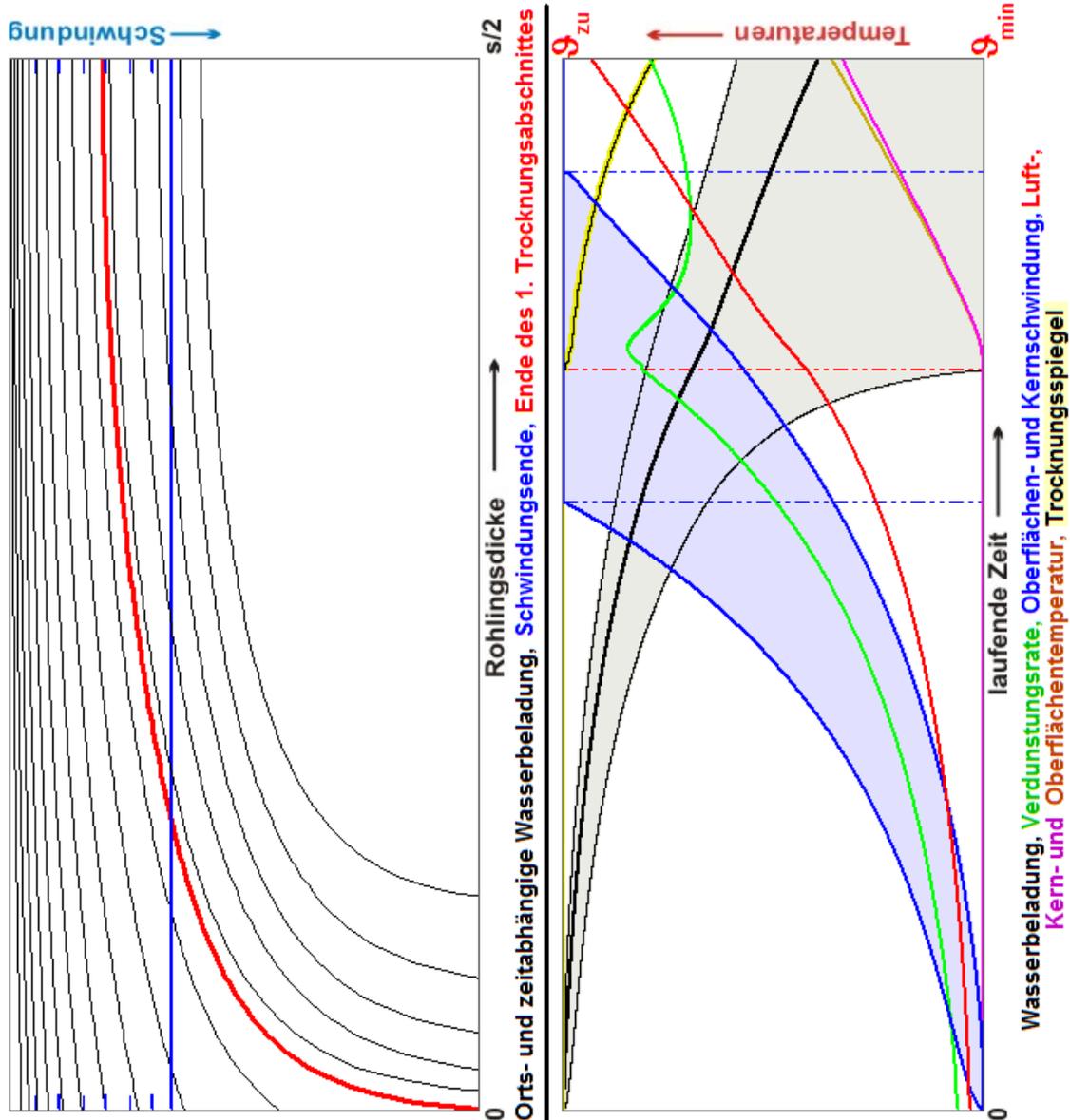


Abb. 78: Simulationsergebnis der Trocknung im Durchlauf Trockner

6 Vergleich Kammertrockner - Durchlauftrockner

Die mittels Rührkesselmodell erhaltenen Erkenntnisse sind mit industriell eingesetzten Trocknungsanlagen überprüfbar. Unterschiede zwischen dem mathematischen Modell und der Computersimulation einerseits und dem industriell eingesetzten Kammertrockner andererseits bestehen lediglich darin, dass in der Simulation keine Wärmeverluste und zugeführte elektrische Energie berücksichtigt wurden. Unterstellt man, dass der Wärmeverlust etwa 10 % der zugeführten Energie gleicht, so kommt man zu einem spezifischen Energiebedarf, der eine hohe Praxisrelevanz aufweist. Ferner wurde festgestellt, dass auch der rechnerisch ermittelte Zeitbedarf in Industrietrocknern mit Abweichungen von weniger als 20 % eingehalten wird. Vergleichsuntersuchungen, die an Trocknern zur Herstellung von Vormauerziegeln und Dachziegeln durchgeführt wurden, zeigen den hohen Einfluss der Zulufttemperatur in großer Übereinstimmung mit den Aussagen von Kapitel 4.3. Die in der Ziegelindustrie eingesetzten Trocknungsanlagen arbeiten mehrheitlich mit Temperaturen von weniger als 200 °C. Dieses wurde durch die aktuellen Messungen bestätigt. Demnach besteht ein hohes Potential zur Senkung der spezifischen Energie durch Erhöhung der Zulufttemperatur. Dieses war der Ziegelbranche bislang nicht bekannt. Sie beschränkt sich auf Zulufttemperaturen, die nur geringe Anforderungen an Leitungsmaterial, Armaturen und Handhabbarkeit stellen.

Die in der industriellen Praxis eingesetzten Durchlauftrockner entsprechen zwar prinzipiell den in Kapitel 5.2 dargestellten Verhältnissen, weichen von diesen aber in wichtigen Verfahrensdetails ab. Insbesondere wird derjenige Teil des Durchlauftrockners, der den steilsten Teil der Aufheizung sowie den zweiten Trocknungsabschnitt umfasst, im Allgemeinen als Großraumtrockner betrieben, in dem durch verteilte Zuluftzufuhr für gleichmäßige Temperaturen der Atmosphäre gesorgt wird. Die industriell betriebenen Durchlauftrockner stimmen aber mit dem mathematischen Modell insoweit überein, als ihre Abluft ausschließlich am Einfahrende entnommen wird. Dieses bedeutet, dass die Luft abschließend in jedem Fall zur Trocknung von Rohlingen im ersten Trocknungsabschnitt eingesetzt wird. Ihr Abluftzustand gleicht daher weitgehend demjenigen, von Kammertrocknern zu Trocknungsbeginn. Der Energiebedarf der Durchlauftrockner bestimmt sich allein aus der Temperatur und dem Feuchtegehalt der Abluft sowie der Zuluft und der Umgebungsluft. In diesen Werten stimmen die energetischen Ergebnisse der Simulationsrechnung weitgehend mit den Betriebsdaten überein. Eine Übereinstimmung der kinetischen Daten gibt es hingegen nicht, weil die über die Trocknerlänge verteilte Zuluftzufuhr industrieller Trockneranlagen zu anderen Temperatur- und Feuchteverläufen als im modellmäßig vorausgesetzten Gegenstromtrockner führt. Es gilt auch hier, dass etwa 10 % der zugeführten Energie als Verluste zu berücksichtigen sind. Dadurch kommt es zur Übereinstimmung zwischen den Messergebnissen und den in mathematischen Simulationsergebnissen erhaltenen spezifischen Energiebedarfen.

Vergleicht man Kammertrockner mit Durchlauftrocknern, so lässt sich feststellen, dass Durchlauftrockner einen deutlich günstigeren Energiebedarf aufweisen, da ihre Abluft stets eine hohe Feuchte aufweist und somit über den gesamten Trocknungsverlauf die zugeführten Zuluft energetisch gut ausnutzt. Dies gilt dann nicht, wenn Durchlauftrockner nicht weitgehend kontinuierlich, sondern dem Schichtrhythmus der Ziegelindustrie entsprechend betrieben werden. In diesem Fall verändern sich die Abluftzustände in Richtung zu höheren Temperaturen und niedrigeren Feuchtegehalten innerhalb derjenigen Zeit, in der keine nassen, frisch gepressten Rohlinge dem Trockner zugeführt werden. Ferner ist zu berücksichtigen, dass der Durchlauftrockner nur unbefriedigend an ständig wechselnde Produktarten angepasst werden kann. Das heißt, dass durch die Art des Produktes verursachte Leistungsschwankungen und Veränderungen der tolerablen Trocknungsgeschwindigkeit im Durchlauftrockner nur unvollständig oder unter Inkaufnahme hoher Verluste beherrschbar sind. In der betrieblichen Praxis beobachtet man häufig, dass es am Einfahrende von Durchlauftrocknern zu lokalen Taupunktunterschreitungen kommt. Dieses führt zur Bildung von Wasserlachen am Boden des Trockners sowie zur Kondenswasserbildung auf der Oberfläche von in kalten Bereichen befindlichen Rohlingen. In den Trockner durch die Einfahrschleuse oder gelegentlich geöffnete Türen meistens bodennah einströmende Falschlufft mischt sich mit der ohnehin an diesem Ort nahezu gesättigter Luft. Der Mischzustand liegt im Nebelgebiet. Diesem wirkt man dadurch entgegen, dass man die Zuluftenthalpie erhöht und damit den Abluftzustand weiter von der Kühlgrenze entfernt.

Ferner ist zu berücksichtigen, dass die Trocknungsgeschwindigkeit in Durchlauftrocknern innerhalb des ersten Trocknungsabschnittes steigt. Dadurch kommt es zu einer kontinuierlichen Steigerung des Schwindungsgradienten. Besonders filigrane Rohlinge mit geringer innerer Festigkeit sind dieser nicht gewachsen.

Der Kammertrockner hat generell einen höheren Energiebedarf. Er ist jedoch flexibler, da er es erlaubt, den die Rohlinge umgebenden Kammerluftzustand zeitabhängig in großem Umfang zu verändern. Sowohl der Produktionsrhythmus als auch die -art beeinträchtigen nicht die Effizienz des Kammertrockners, da dieser in seiner Zeitsteuerung an die sogenannte optimale Trockenkurve vollständig angepasst werden kann. Zur Energieoptimierung ist die im Kern der Arbeit beschriebene Nutzung hoher Zulufttemperatur bei geringen Zuluftmassenströmen geeignet. Die derzeit üblichen hohen Energieverbräuche von Kammertrocknern können auf diese Weise bei relativ geringem Investitionskostenaufwand vermindert werden. In diesem Bericht nicht weiter beschriebene Varianten bestehen darin, die gegen Ende der Trocknung energetisch wenig genutzte Trocknerabluft durch Einblasung in frisch beladene Kammern weiter zu verwenden oder ihre Energie für andere Zwecke zurück zu gewinnen. Viele Kammertrockner sind mit sogenannten Umluftleitungen ausgestattet, die vorsorglich für den Zweck gebaut wurden, die Abluft einzelner Kammern als Zuluft in anderen Kammern vollständig oder gemischt mit heißer Zuluft zu nutzen. Regelungstechnische Schwierigkeiten sowie die meistens knappe Bemessung der

Trocknerkapazitäten haben es jedoch verhindert, dass die vorhandenen Umluftsysteme tatsächlich zum Einsatz kommen. Der weiter ansteigende Zwang zur Minimierung des Energieeinsatzes wird dazu führen, dass die nur teilweise mit Wasserdampf beladene Abluft zukünftig in größerem Ausmaß als Zuluft im ersten Trocknungsabschnitt eingesetzt wird.

Abgesehen von Transportaufgaben wird elektrische Energie während der Trocknung von Ziegelrohlingen ausschließlich zum Antrieb von Ventilatoren benutzt. Diese dienen im geringeren Umfang zur Zu- und Abfuhr von Warm- und Abluft, im wesentlich größerem Umfang jedoch zur Erzeugung von kammerinternen Luftströmungen, von denen die äußeren -und bei Lochziegeln auch inneren- Oberflächen überströmt werden. Hierbei ist es wichtig, dass der durch Ventilation erzeugte Wärme- und Stoffübergang möglichst gleichmäßig den gesamten Besatz erfasst.

Die absolute Größe des Wärmeübergangs spielt insofern nur eine geringe Rolle, als der zeitaufwändigere zweite Trocknungsabschnitt vorwiegend durch den Diffusionswiderstand innerhalb der Rohlinge und nur in geringer werdendem Umfang vom Wärme- und Stoffübergang beeinflusst wird. Langsam laufende Ventilatoren in strömungsoptimierten Besätzen sind daher wesentlich effizienter und benötigen weniger Energie als solche Aggregate, die ungerichtete Strömungen in der Kammer hervorrufen.

7 Ausblick

Die Schwindung keramischer Rohlinge ist von größter Bedeutung für die betrieblich nutzbare Trocknungsgeschwindigkeit. In Kapitel 2.2 wurde gezeigt, wie der Verlauf der Schwindung mit dem Fortschritt der Trocknung zusammenhängt. Da die Trocknung zu Feuchtgradienten innerhalb der Rohlinge führt, kommt es demnach auch zu Gradienten im Schwindungsfortschritt. Deren Bedeutung für die Trocknung ist in Herstellungsbetrieben bekannt und wird bei der Beurteilung von Trocknungsprozessen berücksichtigt. Man weiß aber auch, dass das Auftreten der höchsten Schwindungsgradienten nur in seltenen Fällen mit der höchsten Schwindungsgefährdung zeitlich übereinstimmt. Tatsächlich verändert sich nämlich die mechanische Festigkeit der Rohlinge mit deren Wassergehalt. Derzeit im Institut für Ziegelforschung [62] durchgeführte Untersuchungen zeigen, dass die zum Zerreißen von Rohlingsproben erforderliche Spannung mit abnehmendem volumetrischen Wassergehalt (Abb. 79) zunimmt. Man erkennt, dass die Rohlinge bei sehr hohen Wasserbeladungen eine nur geringe Festigkeit besitzen. Bei abnehmendem Wassergehalt steigt die Rohlingsfestigkeit solange an, bis der Grenzwassergehalt unterschritten wird und Luft in die Porenräume des Rohlings eindringt. In diesem Moment bricht die Festigkeit etwas ein. Sie steigt dann wieder an, wenn die Trocknung ihrem Ende zugeht.

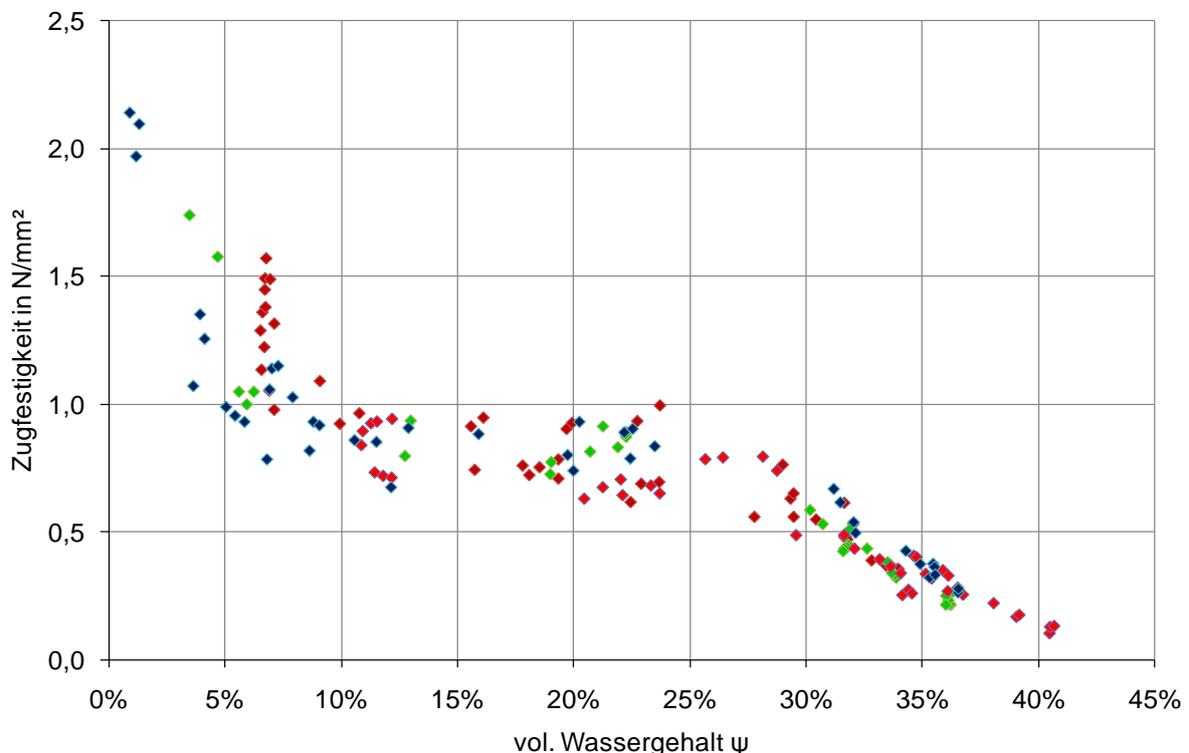


Abb. 79: Zugfestigkeit vier verschiedener Ziegeltonne

Verknüpft man diese Aussagen zur feuchteabhängigen Zugfestigkeit mit den Kenntnissen zum Schwindungsverlauf stellt man fest, dass die Trocknungsgefährdung zu

Beginn des Trocknungsvorgangs aufgrund der geringen Zugfestigkeiten sehr groß ist. Am Schwindungsende kompensieren die höheren Zugfestigkeiten die maximalen Schwindungsgradienten. Nähere Untersuchungen hierzu sind für konsequente Berücksichtigung der Trockenrissgefährdung in kinetischen Trocknermodellen unverzichtbar.

Im Hinblick auf weitere Bestrebungen zur Energieeinsparung wird in letzter Zeit auch über eine Renaissance der sogenannten Freilufttrocknung nachgedacht. Diese ist im Grundsatz nicht auf den Einsatz thermischer Energie angewiesen. Sie setzt aber voraus, dass ausreichende Trocknerkapazitätsreserven zur Verfügung stehen, damit auch ungünstige Wetterverhältnisse überbrückt werden können. Abb. 80 zeigt einen „außer Betrieb genommenen“ Freilufttrockner einer deutschen Ziegelei, der fünf Jahre zuvor letztmalig beladen wurde.



Abb. 80: Freilufttrockner vor 15 Jahren in Deutschland

Ein energetisch sehr günstiger Kompromiss zwischen der Freilufttrocknung und der derzeit in Ziegeleien üblichen Kammertrocknung besteht in der Einführung von Niedrigtemperaturtrocknern. In diesen wird mit Trockneratmosphären gearbeitet, die in ihrem Feuchtegehalt und ihrer Temperatur so konditioniert sind, dass die Rohlinge einer zur Warmlufttrocknung äquivalenten Belastung ausgesetzt sind. Voraussetzung dafür sind zwangsbelüftete Kammern, deren Atmosphärenzustände rechnergesteuert sind.

Unter Nutzung einer sogenannten äquivalenten Trockneratmosphäre kann jedoch eine konditionierte Niedrigenergietrocknung eingeführt werden, die in Kombination mit moderner Meß- und Regelungstechnik zur Trocknung bei sehr geringem Energieeinsatz geeignet ist [63]. Die konditionierte Niedrigenergietrocknung setzt jedoch voraus, dass nur relativ geringe Energieströme von der Kühlzone im Ziegelwerk betriebenen Tunnelofen zum Trockner geführt werden. Dieses wird erst mit einer neuen Generation an Öfen für den keramischen Brand möglich sein und kommt daher zur kurzfristigen Nutzung im Laufe der nächsten Jahre noch nicht in Frage.

8 Zusammenfassung

Die sich bei der Trocknung in kapillarporösen Rohlingen abspielenden Vorgänge sind seit einigen Jahren mathematisch beschreibbar, so dass sich zeit- und ortsabhängige Feuchte- und Schwindungsvorgänge berechnen lassen. Allgemeingültige Aussagen zum Energiebedarf von Trocknungsanlagen existieren bisher nicht. Ursache hierfür ist die mangelnde Kenntnis über das Ende des ersten Trocknungsabschnittes sowie den Einfluss der im zweiten Trocknungsabschnitt vorliegenden Bedingungen auf den Energiebedarf. Hochrechnungen auf Basis des ersten Trocknungsabschnittes für dessen energetische Auswirkungen, für den bereits seit mehr als zwei Jahrzehnten gesicherte Berechnungsverfahren existieren, erwiesen sich als äußerst ungenau und ließen keine verwertbaren Schlussfolgerungen auf den Gesamtprozess zu. Die Auslegung und der Betrieb von Trocknungsanlagen der keramischen Industrie verläuft daher nach dem Erfahrungsschatz des jeweiligen Konstrukteurs, nach empirischen Erkenntnissen aufgrund laufender Anlagen und nach dem „Prinzip Hoffnung“, wenn man sich an völlig neue Anlagentypen heranwagt.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein mathematisches Modell entwickelt, mit dem sich die Kinetik und die Energetik von Konvektionstrocknern der Ziegelindustrie und anderer keramischer Branchen ermitteln lassen. Dieses Modell umfasst den ersten sowie den zweiten Trocknungsabschnitt und ist zur Berechnung schwindender und nicht schwindender kapillarporöser Güter geeignet. Es stellt den orts- und zeitabhängigen Verlauf der Wassergehalte und Schwindungszustände innerhalb eindimensionaler (plattenförmiger) Rohlinge dar und berechnet den sich zeitabhängig verändernden, auf die verdunstende Wassermenge bezogenen spezifischen Energiebedarf. Es setzt eine Konvektionstrocknung in sogenannten Kammertrocknern voraus, die sich mathematisch als Rührkessel beschreiben lassen. Die Zuluftbedingungen des Kammertrockners können während des Trocknungsvorganges beliebig verändert werden. Man kann die Zuluftmengenströme sowie die Zulufttemperaturen und -feuchten praxisgerecht in mehreren Zeitabschnitten verändern. Die sich in der Kammer dann einstellenden Temperaturen und Luftfeuchten werden von den Zuluftzuständen und vom Wärme- und Stoffaustausch zwischen den Rohlingen und der Kammerluft beeinflusst. Die sich einstellenden Temperaturen und Feuchten der Kammerluft gleichen denjenigen der Trocknerabluft, deren Massenstrom mit demjenigen der Trocknerzuluft übereinstimmt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Auswirkungen der wichtigsten, die Trocknung beeinflussenden Parameter auf den Trocknungsenergiebedarf berechnet. Damit zugleich eintretende Veränderungen der Trocknungskinetik, insbesondere des Gesamtzeitbedarfs und der Schwindungsvorgänge werden dabei kritisch beobachtet.

Wichtigstes Ergebnis ist die hohe Abhängigkeit des spezifischen Energiebedarfs von der verwendeten Zulufttemperatur. Höhere Zulufttemperaturen führen zu einem wesentlich niedrigeren Energiebedarf als niedrige Zulufttemperaturen. Wie speziell an

einem Beispiel gezeigt wird, bei dem die Zulufttemperatur von 200°C durch 400°C ersetzt wird, kann man dadurch eine Verminderung des spezifischen Energiebedarfs um weit mehr als 20 Prozent erzielen. Dabei wird durch verringern des Zuluftmengenstroms die selbe Trocknungszeit erreicht. Da die Zuluft von Trocknern weitgehend aus erhitzter Kühlluft von Tunnelöfen besteht, ist eine Umstellung der Lufttemperatur nur eine Frage der verwendeten Materialien, denn Kühlluft mit 400°C stellt der Ofen genauso problemlos bereit wie mit 200°C, zumal diese im Wesentlichen durch Vermischung mit Frischluft entsteht.

Auch wenn man einen zufriedenstellend funktionierenden Trockner betreibt und keine Experimente durch Veränderungen der Rohlingsbeanspruchung während der Trocknung wünscht, zeigt diese Arbeit Maßnahmen zur Verminderung des Trocknungsenergiebedarfs. Für das Rohlingsinnere, die Wasserwanderung in Richtung zur Rohlingsoberfläche und die dadurch verursachte Schwindung sowie für die zu mechanischen Spannungen führenden örtlichen Schwinddifferenzen ist es belanglos, auf welchem Temperaturniveau sich die in den Trockner eingeblasene Zuluft befindet. Heißere Zuluft führt nur zu minimal höheren Kammerlufttemperaturen mit größeren Wasserbeladungen, so dass die Rohlingstemperaturen etwas höher sind. Es kommt zu einer verbesserten Feuchteleitfähigkeit, die als Nebeneffekt zu einer stets wünschenswerten Verringerung der Schwindungsgradienten führt. Die Anhebung der Trocknerzulufttemperatur bei gleichzeitiger Absenkung der Zuluftmengenströme ist daher in jedem Einzelfall von großem energetischem Vorteil. Da diese Maßnahme in manchen Fällen nur geringe Investitionen erfordert, ist dringend anzuraten, schnellstmöglich eine hierauf abzielende Analyse durchzuführen und die Einstellungen des Trockners entsprechend zu ändern. Industriemessungen zeigen, dass diese Schlussfolgerungen bereits in der praktischen Umsetzung Bestand haben.

Dieser Bericht setzt sich auch mit Durchlauftrocknern auseinander. Diese werden in der Ziegelindustrie bevorzugt dann eingesetzt, wenn man nur geringe Produktionsflexibilitäten braucht. Durchlauftrockner erlauben keine produktspezifische Atmosphärenführung und sind daher für viele Zwecke ungeeignet. Sie sind jedoch den Kammertrocknern energetisch überlegen. Dieses wird dadurch verursacht, dass die den Durchlauftrockner verlassende Abluft am Ende immer zur Trocknung von Ziegelrohlingen dient, die gerade in den Trockner eingefahren sind und sich daher noch im ersten Trocknungsabschnitt befinden.

Die Gegenüberstellung zwischen erzielten Ergebnissen von Industriemessungen und Berechnungen führt auch beim Durchlauftrockner zu guter Übereinstimmung.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Gubler, C.; Wurche, J.-P.: Steigerung der Energieeffizienz in der Backsteinproduktion, Zwischenbericht 2005, BFE-Projekt 101176
- [2] Beckmann, M.; Großgebauer, S.; Hanke, W.; Aschoff, H.: Optimierung des Trocknungsprozesses von Dachziegeln in einem industriellen Kammertrockner durch mathematische Modellierung und experimentelle Untersuchung; Vortrag ibausil Weimar 2006
- [3] Boukadida, N.; Ben Nasrallah, S.; Perré, P.: Mechanism of two-dimensional Heat and Mass Transfer during Convective Drying of Porous Media under different Drying Conditions; *Drying Technology* 18 (2000) 7, S. 1367-1388
- [4] Junge, K.: Umwälzlüfter zur Senkung des Energieverbrauchs und zur Vergleichmäßigung der Trocknung, *Ziegelindustrie int.* 38 (1985) 1, 10-22, und 4, 227-235
- [5] *www.Wikipedia.de* zum Stichwort: Modellfall der Silikatverwitterung
- [6] *www.Wikipedia.de* zum Stichwort: Tonminerale
- [7] Scheffer, F.; Schachtschabel, P.: Lehrbuch der Bodenkunde; Spektrum Akademie Verlag Heidelberg, 15. Auflage 2002
- [8] OMNI Laboratories, Inc., in *www.Wikipedia.de* zum Stichwort: Kaolinit
- [9] aus *www.ahabc.de/entwicklung/stoffneubildung/tonminerale.htm*
- [10] Jasmund, K.; Lagaly, G. (Hrsg.): Tonminerale und Tone, Steinkopff-Verlag, Darmstadt 1993
- [11] Dietzel, M.; Gesteinsbildende Minerale; Präsentationsbilder zur Vorlesung; Graz; *www.tunnel.tugraz.at/skriptum/03_Geotechnik_GL.pdf*
- [12] Röhr, C.; Universität Freiburg, Institut für Anorganische und Analytische Chemie, Vorlesung Silicatchemie; *http://ruby.chemie.uni-freiburg.de/Vorlesung/silicate_0.html*
- [13] *www.Wikipedia.de* zum Stichwort: Wasser
- [14] Deppe, D.; Mechanismus und Beeinflussung von Trockenausblühungen aus Kalziumsulfat bei der Konvektionstrocknung von Ziegelrohlingen; *http://diglib.uni-magdeburg.de/Dissertationen/2005/dirdeppe.pdf*; Dissertation Magdeburg 2005
- [15] Vogt, S., Vogt, R.; Zusammenhang zwischen Mineralbestand und fertigungstechnischen Eigenschaften von natürlichen Tonvorkommen und daraus hergestellten Massen für die Grobkeramik; *ZI-Jahrbuch* 2003; S. 114-126; *http://www.uni-weimar.de/Bauing/bauchemie/Downloads/Vogt_ZJ_2003.pdf*
- [16] Donner, G.; Sol-Gel-Übergänge in Tonmineraldispersionen; *http://e-diss.uni-kiel.de/diss_1009/d1009.pdf*; Dissertation Kiel 2004

- [17] Nix, T.: Untersuchung der ingenieurgeologischen Verhältnisse der Grube Messel im Hinblick auf die Langzeitstabilität der Grubenböschungen; <http://elib.tu-darmstadt.de/diss/000375/>; Dissertation Darmstadt 2003
- [18] Herdt, K.: Untersuchungen über das Trocknungsverhalten keramischer Massen und Tone; Diss. Hochschule für Architektur und Bauwesen Weimar 1967
- [19] Herdt, K.-H.; Bergholz, A.: Temperatur- und Schwindungsverhalten trocknender keramischer Massen und Tone; Silikattechnik 16 (1965), S. 375-379
- [20] Luikov, A.: Moisture content gradients in the drying of clay; Trans. J. Brit. Ceramic Soc. 35 (1936), S. 123-137
- [21] Schlünder, E.: Über den Mechanismus des ersten Trocknungsabschnitts und seine mögliche Bedeutung für diffusionskontrollierte katalytische Gasphasenreaktionen; Chemie Ingenieur Technik 60 (1988) 2, S. 117-120
- [22] Moore, F.: The Mechanism of Moisture Movement in Clays with Particular Reference to Drying, A Concise Review; Trans. Brit. Ceram. Soc., 60 (1961), S. 517-539
- [23] Telljohann, U.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Trocknung plastisch geformter Ziegelrohlinge; <http://diglib.uni-magdeburg.de/Dissertationen/2004/utatelljohann.pdf>; Dissertation Magdeburg 2004
- [24] Junge, K., Telljohann, U.: Trocknung von Ziegelrohlingen - Einfluss der Feuchteleitfähigkeit auf Schwindungsfortschritt und Trocknungsverlauf; ZI-Jahrbuch 2005, Bauverlag Gütersloh, S. 21-34
- [25] Ackermann, Ch.; Gauglitz, R.; Hennike, H.W.: Das Bourry-Diagramm und die Trockenschwindung trocken verpresster Massen; IX. Int. Keram. Kongr. Brüssel 1964, S. 115-123
- [26] Krischer, O.; Kast, W.: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 3. Auflage 1978
- [27] VDI Wärmeatlas; VDI Verlag Düsseldorf, 10. Auflage 2006
- [28] Thema „Oberflächenspannung“ in www.unimeter.net/interim/4_OberflSpannung_A.htm
- [29] Mersmann, A.; Kind, M.; Stichlmair, J.: Thermische Verfahrenstechnik. Grundlagen und Methoden; Springer Verlag Berlin, 2. Auflage 2007
- [30] Anhaltzahlen für die Wärmewirtschaft in Eisenhüttenwerken. Verlag Stahleisen Düsseldorf 1968
- [31] Junge, K.: Zeit- und Energieoptimierung der Trocknung von Ziegelrohlingen unter besonderer Berücksichtigung des zweiten Trocknungsabschnittes; Forschungsvorhaben 14119 N, Institut für Ziegelforschung Essen e.V. 2007

- [32] www.Wikipedia.de zum Stichwort: Wasserdampf
- [33] Mersmann, A.: Stoffübertragung; Springer Verlag Berlin, Heidelberg 1986
- [34] Krus, M.: Feuchtetransport- und Speicherkoeffizienten poröser mineralischer Baustoffe. Theoretische Grundlagen und neue Messtechniken; Dissertation TH-Darmstadt 1995
- [35] Krischer, O.: Trocknung fester Stoffe als Problem der kapillaren Feuchtigkeitsbewegung und der Dampfdiffusion; Z. VDI Beiheft Verfahrenstechnik (1940) 1
- [36] Junge, K.; Tretau, A.; Specht, E.: Trocknung von Ziegelrohlingen -Stoffliche Grundlagen, Kinetik und Energetik; Zi-Jahrbuch 2008, Bauverlag GmbH Berlin, S. 28-71
- [37] Manegold, E.: Kapillarsysteme Band 1. Straßenbau, Chemie und Technik; Verlagsgesellschaft Heidelberg 1955
- [38] Kneule, F.: Das Trocknen; Verlag Sauerländer Aarau 1959
- [39] Scholz, R.; Gardeik, O.; Specht, E.: Kopplung von Wärmeübertragung und Stofftransport in der Trocknungstechnik (Grundlagen); Vorlesung an der TU Clausthal, Sommersemester 1977
- [40] Metzger, T.; Tsotsas, E.: Influence of Pore Size Distribution on Drying Kinetics: A simple Capillary Model; Drying Technology 23 (2005) 9, S. 1797-1809
- [41] Kröll, K.: Trockner und Trocknungsverfahren; Springer Verlag Berlin, 2. Auflage 1978
- [42] Mujumdar, A. S.: Handbook of Industrial Drying, 2nd Ed.; Marcel Dekker Inc., NY 1995, Chapter 40
- [43] Kundra, T.: Energy Aspects in Drying ; Drying Technology 22 (2004) 5, S. 917-932
- [44] Kemp, I.C.: Reducing Dryer Energy Use by Process Integration and Pinch Analysis; Drying Technology 23 (2005), S. 2089-2104
- [45] König, R.: Die keramische Trocknung; Verlag Novokeram 1998
- [46] Pels Leusden, C. O.: Energiesparen beim Trocknen und Brennen, Ziegeleitechnisches Jahrbuch 1979, Bauverlag Wiesbaden und Berlin, S. 202-352
- [47] Stupperich, F.: Trocknungstechnik in der Ziegelindustrie; Ziegeleitechnisches Jahrbuch 1976, S. 191-294
- [48] Kröll, K.; Kast, W.: Trocknungstechnik -Trocknen und Trockner in der Produktion, Springer Verlag Berlin 1989

- [49] Leisenberg, W.: Wege zur effizienten Nutzung von Energie, Zi international 51 (1998) 7, S.434-441
- [50] Denissen; Velthuis: Energiewirksames Trocknen, Teil 1: Der energetische Wirkungsgrad verschiedener Techniken der Konvektionstrocknung; Zi international 51 (1998) 8, S. 509-517
- [51] Gespräch mit Hr. Kohl, Fa. Olfry, Vechta
- [52] Junge, K.: „Berechnung der Reaktionskinetik des NO_x bei mathematisch vereinfachten Industrieprozessen“, Diplomarbeit 08/1976
- [53] Jeschar, R., Alt, R., Specht, E.: Grundlagen der Wärmeübertragung, Viola-Jeschar-Verlag Goslar 1990
- [54] Junge, K.; Tretau, A.; Specht, E.: Energieaufwand zur Rohlingstrocknung in Kammertrocknern; ZI-Jahrbuch 2007, S. 25-38, Bauverlag Gütersloh
- [55] Junge, K.: Daten zur feuchten Luft-Trocknungstechnik, Zi-Jahrbuch 1996, Bauverlag GmbH Berlin
- [56] Köhne, H.: Numerische Verfahren zur Berechnung instationärer Temperaturfelder unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffgrößen; Wärme Band 75, Heft 4, S. 130-136
- [57] Crank, J.; Nicolson, P.: A practical method for numerical evaluation of solutions of practical differential equations of the heat conduction type. Proceedings of the Cambridge Philosophical Society 43, S. 50-64
- [58] Engeln-Müllges, G., Reutter, F.: Formelsammlung zur Numerischen Mathematik mit Standard-FORTRAN 77 - Programmen; Bibliographisches Institut Mannheim /Wien/Zürich 1986
- [59] Junge, K.; Specht, E.; Telljohann, U.; Deppe, D.: Trocknung von Ziegelrohlingen; Ziegelindustrie int. 58 (2005) 8
- [60] Junge, K.; Petereit, S.: Die Bedeutung der Feuchteleitfähigkeit für die Trocknung von Ziegelrohlingen, Teil 2; Ziegelindustrie int. 59 (2006) 11, S. 27-35
- [61] Junge, K.; Petereit, S.: Die Bedeutung der Feuchteleitfähigkeit für die Trocknung von Ziegelrohlingen, Teil 1; Ziegelindustrie int. 59 (2006) 10, S. 13-21
- [62] Junge, K.; Jung, D.; Ursachen und Maßnahmen zur Vermeidung von Rissbildungen in der Frühphase der Rohlingstrocknung; Forschungsvorhaben AiF 14734 N, Laufzeit 2006 - 2008, Institut für Ziegelforschung Essen e.V.
- [63] Junge, K.; Tretau, A.: Steigerung der Energieeffizienz von Trocknungsanlagen durch Nutzung moderner Niedrigenergetrockner; Ziegelindustrie int. 60 (2007) 9, S. 22-32