# Energiebedarf bei Heißluft- und Niedrigenergietrocknung von Lehmsteinen

Das für die plastische Formgebung keramischer Rohlinge notwendige Wasser muss vor dem Brennprozess ausgetrieben werden. Hierzu bedient man sich im Allgemeinen der Konvektionstrocknung. Derzeit wird mit Warmluft getrocknet, die direkt oder indirekt durch fossile Brennstoffe produziert wird. Da die warme Trocknerzuluft nur bis zur temperaturabhängigen Wasserdampfsättigung mit Wasser beladen werden kann, lässt sich die Enthalpie der zur Trocknung dienenden Luft nicht bis zu deren Abkühlung auf die Umgebungstemperatur ausnutzen. Somit beschränkt sich der Energiebedarf nicht ausschließlich auf die Deckung der Verdampfungsenthalpie, sondern er muss zugleich auch die Restenthalpie der mit Wasser beladenen Trocknerabluft decken. Selbst der Sättigungszustand kann jedoch nur im Idealfall erreicht werden. Hierzu wäre ein unendlich großer Wärmeübergangskoeffizient erforderlich. Tatsächlich muss eine Potentialdifferenz zwischen der Luft und dem Sättigungszustand bestehen. Darüber hinaus bestehen in technischen Anlagen unvermeidliche Verluste durch Isolationsmängel und Undichtigkeiten. Derzeit liegt der übliche Durchschnitt des auf die verdunstete Wassermenge bezogenen Energiebedarfs bei 4500 kJ/kg. Dieser Wert ist um 80% größer als die Verdampfungsenthalpie von Wasser, die der theoretische untere Grenzwert des Energieverbrauchs darstellt

Im Vortrag wird untersucht, wie weit sich der thermische Energiebedarf und damit verbunden die CO<sub>2</sub>-Emissionen reduzieren lassen. Unter "thermischem" Energiebedarf ist dabei die zum Trocknen aufzubringende Gesamtenergie zu verstehen, soweit sie nicht zum mechanischen Antrieb von Ventilatoren erforderlich ist. Die Ventilatoren haben einen großen Einfluss auf die Art und Qualität der Rohlingsanblasung und wirken sich daher auf die Gleichmäßigkeit und die Höhe des Wärmeübergangs an den Rohlingsoberflächen aus. Ihr Energiebedarf wird im Rahmen dieser Studie nicht berücksichtigt, da der Anteil der elektrischen Energie am Gesamtenergiebedarf kleiner als 10% ist [1].

Technisch beeinflussen lässt sich die Trocknung durch den Massenstrom der Zuluft und deren Temperatur. Vorgegeben ist stets die Temperatur und Feuchte der Umgebung. Zur Reduzierung des Energiebedarfs müssen der Zuluftmassenstrom und dessen Temperatur bei Kammertrocknern mit der Zeit und bei Durchlauftrocknern mit der Länge variiert werden. Eine solche Regelung setzt jedoch voraus, dass der Trocknungsvorgang zeitlich mathematisch beschrieben werden kann. Der Trocknungsvorgang in Lehmsteinen oder Ziegelrohlingen hängt von einer Vielzahl von Parametern ab, wie Wärmeübergang, Wärmeleitung, Dampfdiffusion, Feuchteleitung, Stoffübergang, Schwindung, etc. Auf Grund seiner Bedeutung sind die Vorgänge bei der Trocknung von Ziegelrohlingen schon mehrfach untersucht worden.

# Trocknerbetriebsweise

Zur Trocknung von keramischen Rohmassen werden sowohl Kammertrockner als auch Durchlauftrockner eingesetzt, wobei die Anzahl der Kammertrockner überwiegt. Im Vortrag wir im Wesentlichen der Kammertrockner betrachet. Die Ergebnisse lassen sich prinzipiell jedoch auch auf Durchlauftrockner übertragen. Kammertrockner 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 dieses Berichtes, 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. Hierzu zeigt Abb. 1 eine schematische Darstellung der zeitlichen Verläufe von Luft- und Rohlingstemperatur, von Rohlingswasserbeladung und von Trockenschwindung an Rohlingsoberfläche und -kern. 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.

Die den Kammertrockner verlassende Abluft hat gegen Ende der Trocknung ein deutlich höheres Temperaturniveau und wird – weil der übergehende Dampfmengenstrom sich nicht oder nur wenig erhöht – mit verminderter relativer Feuchte abgeblasen. Die somit verringerte energetische Nutzung der Kammerluft macht es verständlich, dass vorwiegend die Abläufe im zweiten Trocknungsabschnitt den Energiebedarf von Kammertrocknern bestimmen.

# Energy requirements with hot air and low energy drying of earth blocks

The water needed for the malleable forming of raw ceramic blanks must be driven out before the firing process. For this one usually employs convection drying. At present drying is achieved using warm air, which is produced directly or indirectly using fossil fuels. Since the drier's warm incoming air of can only contain water up to the temperature-dependent water vapour saturation, the enthalpy of the air used for drying cannot be exploited as far as cooling down to the ambient temperature. Consequently the energy requirement is not entirely limited to sustaining the vaporisation enthalpy, but it must also at the same time sustain the leftover enthalpy of the water-laden air discharged from the drier. But even the saturation level can only be achieved in an ideal situation. For this an infinitely large heat transfer coefficient would be necessary. In fact a potential difference between the air and the saturation level must exist. Furthermore, in technical appliances there occur unavoidable losses due to deficiencies in insulation and leakage. At present the normal average energy requirement relating to the amount of evaporated water is around 4500 kJ/kg. This value is around 80% greater than the vaporisation enthalpy of water, which constitutes the theoretical lower limit of the energy use.

This paper it will explore how far the thermal energy requirement and the associated  $CO_2$  emissions can be reduced. By "thermal" energy requirement is meant the total energy that must be provided for the drying process, as long as it is not needed for powering mechanical ventilators. The ventilators have a large influence on the method and efficiency of the blowing of the blanks and have an effect on the regularity and level of the heat transfer to the surfaces of the blanks. For the purposes of this study, their energy requirement is not taken into consideration, because the proportion of electrical energy is less than 10% of the total energy requirement.

The drying process effected by the mass flow of the input air and its temperature can be influenced technically. The ambient temperature and humidity is always specified. To reduce the energy requirement, the mass flow input must be adjusted, with chamber driers in respect of temperature and with continuous flow driers in respect of duration. A prerequisite of this means of regulation is that time wise the drying process can be expressed mathematically. The drying process with clay blocks or raw bricks depends on many parameters, such as heat transfer, heat conductivity, vapour diffusion, capillary performance, mass transfer, shrinkage, etc. Due to their importance, the processes of drying raw bricks have been examined several times.

# Drier operating method

For drying raw ceramic mass both chamber driers and continuous flow driers are used, though chamber driers are more common. In this paper mainly chamber driers are considered. In principle, however, the results can also be applied to continuous flow driers. Chamber driers operate in such a way that hot air is blown over the raw ceramic blank, causing vaporisation enthalpy, whereby it absorbs the resulting water vapour. The aim of this report is to reduce the thermal energy needed for warming the incoming air. Possible influencing measures are limited to temperature and the flow mass of the input air. Changes on this scale, however, affect not only the energy requirement but also the drying rate and with that the overall drying time requirement. This imposes close limits on the producers, which are dictated by the geometry of the blanks and the characteristics of the material. Regarding this, Fig. 1 is a schematic presentation of the time responses of the air temperature and those of the blank, of the water capacity of the blank as well as the shrinkage of the blank's surface and its core. A thin vertical line indicates the end of the first drying phase. This is where the surface moisture has fallen to zero. At the beginning of the second phase the blank's temperature rises - shown here as surface temperature - as does the temperature of the air inside the chamber.

By the end of the drying process the air leaving the chamber has reached a considerably higher temperature level and, since the vapour mass flow has not or has only slightly increased, it is blown out with reduced relative humidity. The resultant reduction of energy use by the chamber air makes it clear that it is mainly the activities of the second drying phase that determine the energy requirement of chamber driers.

Of particular interest is the shrinkage of the blanks, which results from the water loss at the beginning of the drying process and which is usually complete after the residual water content has reached about 10 Ma.-%. Since the blank relinquishes its water through its surface, moisture and shrinkage gradients occur inside, causing mechanical tensions which can lead to dis-



Von besonderem Interesse ist die Schwindung der Rohlinge, die mit dem Wasserverlust zu Beginn der Trocknung einhergeht und meistens nach Erreichen einer Restwasserbeladung von ca. 10 Ma.-% abgeschlossen ist. Da das Wasser der Rohlinge über deren Oberflächen abgegeben wird, kommt es im Inneren zu Feuchte- und Schwindgradienten, deren mechanische Spannungen zu Verkrümmungen und Rissbildungen führen können. Insbesondere diese Effekte, 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 soweit durch die Verminderung des Zuluftmengen-stromes kompensiert werden muss, dass die Trocknungsgeschwindigkeit, also auch die Gesamttrocknungszeit unverändert bleibt. Die den Energiebedarf bestimmenden Größen von Zulufttemperatur und Zuluftmengenstrom sind also über die Trocknungszeit miteinander gekoppelt.

# Mathematische Beschreibung des Kammertrockners

#### Energieverbrauch

In der keramischen Industrie werden meistens Kammertrockner eingesetzt. Diese entsprechen weitgehend dem in der Verfahrenstechnik zur mathematischen Beschreibung von Prozessabläufen dienenden Rührkesselmodell. Laut Modell ist die im Kammertrockner befindliche Luft ideal durchmischt. An allen Orten der Rührkesselatmosphäre herrschen also gleiche Temperaturen und Feuchtegehalte. Alle Oberflächen der im Rührkessel befindlichen Rohlinge sind dem gleichen Wärme- und Stoffübergang ausgesetzt. Die in den Rührkessel gelangende Zuluft vermengt sich im Moment des Einströmens mit der Innenluft des Rührkessels. Der Abluftzustand gleicht dem Zustand der Rührkesselatmosphäre.

Abb. 2 zeigt die schematische Darstellung eines Rührkessels mit vorgeschalteter Zulufterwärmung. In diesen hinein strömt ein Zuluftmassenstrom  $\dot{M}_L$  mit dem Enthalpiestrom  $\dot{H}_1$ , der Wasserbeladung  $x_1$  und der Temperatur  $\vartheta_1$ . Die Zuluft kommt aus der Umgebung (Außenluft) mit der Temperatur  $\vartheta_u$  und der Feuchtebeladung  $x_u$  und wird mit dem Wärmestrom  $\dot{Q}_e$  auf die Zulufttemperatur  $\vartheta_1$  erwärmt. Die Feuchtebeladung der Luft ändert sich durch die Erwärmung nicht, so dass  $x_1$  und  $x_u$  übereinstimmen. Für die Erhitzung der Umgebungsluft spielt es energetisch keine Rolle, ob diese, wie in der Ziegelindustrie üblich, in der Kühlzone des Tunnelofens stattfindet, oder über eine Wärmeeinkopplung durch Heizregister oder Brenner.

Die zum Trocknen erforderliche Energie wird nach Abb. 2 als Wärmestrom  $\dot{Q}_{e}$  zugeführt und erhöht den Umgebungsenthapiestrom  $\dot{H}_{u}$  auf den Zuluftenthalpiestrom  $\dot{H}_{1}$ :

$$\dot{\mathbf{Q}}_{\mathrm{e}} = \dot{\mathbf{H}}_{\mathrm{I}} - \dot{\mathbf{H}}_{\mathrm{U}}.\tag{0.1}$$

Bezieht man den Wärmestrom  $\dot{Q}_{e}$  auf den zeitabhängig verdunstenden Wassermassenstrom  $\dot{M}_{D}$ , so erhält man den momentanen spezifischen Energiebedarf  $e_{mom}$  des Trockners:

$$\mathbf{e}_{mom} = \frac{\dot{M}_{L} \cdot \left(\mathbf{c}_{pL} + \mathbf{x}_{1} \cdot \mathbf{c}_{pD}\right) \cdot \left(\vartheta_{1} - \vartheta_{u}\right)}{\dot{M}_{D}}.$$
(0.2)

Der mittlere spezifische Energiebedarf  $e_m$  lässt sich aus der insgesamt zur Zulufterwärmung aufgebrachten Energie und dem insgesamt von den Rohlingen abgegebenen Wasser M<sub>D</sub> berechnen:

$$\mathbf{e}_{m} = \frac{\int_{0}^{v_{pes}} \left( \dot{\mathbf{M}}_{L} \cdot \left( \mathbf{c}_{pL} + \mathbf{x}_{1} \cdot \mathbf{c}_{pD} \right) \cdot \left( \vartheta_{1} - \vartheta_{u} \right) \right) dt}{\mathbf{M}_{D}}.$$
 (0.3)

Für den Fall, dass der Zuluftmengenstrom während der Trocknung konstant bleibt und sich dessen Temperatur und Feuchte sowie der Umgebungszustand nicht ändern, lässt sich Gleichung (0.3) überführen zu:

$$e_{m}(\dot{M}_{L} = \text{const.}, \ \vartheta_{L} = \text{const.}) = \frac{M_{L}}{M_{D}} \cdot \left(c_{pL} + x_{1} \cdot c_{pD}\right) \cdot \left(\vartheta_{1} - \vartheta_{u}\right), \tag{0.4}$$

wobei M<sub>L</sub> die insgesamt zur Trocknung genutzte Zuluftmasse ist:

$$M_{L} = \dot{M}_{L} \cdot t_{ges} = \int_{0}^{t_{ges}} \dot{M}_{L} \cdot dt.$$
 (0.5)

1 Zeitliche Verläufe der Temperatur und Schwindung, sowie der Wasserbeladung bei der Kammertrocknung

1 Temporal progression of the temperature and shrinkage, as well as the water load during chamber drying



tortions and cracking. These effects in particular, but also the subsiding warming of the blank in the second drying phase limit the drying speed that the blanks can tolerate.

This inherent secondary condition of this product type means, for example, that the raising of the incoming air temperature needs to be compensated by reducing the mass flow of the inlet air, so that not only the drying speed but also the total drying time remains constant. The level of the incoming air temperature and the incoming mass flow, which dictate the energy requirement are therefore connected during the drying time.

#### Mathematical description of a chamber drier

#### **Energy consumption**

In the ceramics industry chamber driers are the most commonly used. These conform largely to the agitating vessel model, the operating technology of which serves for the mathematical description of process sequence. Depending on the model, the air that is in the chamber drier is ideally stirred. In all areas of the agitating vessel atmosphere the temperature and humidity are the same. All the surfaces of the blank that are in the agitating vessel are exposed to the same heat and mass transfer. The inlet air entering the agitating vessel blends with the internal air as soon as it begins to stream in. The condition of the outgoing air corresponds with that of the atmosphere inside the agitating vessel.

Fig. 2 is a schematic presentation of an agitating vessel after warming of the inlet air has been initiated. Into this flows an inlet air mass flow  $\dot{M}_L$  with the enthalpy flow  $\dot{H}_1$ , the water load  $x_1$  and the temperature  $\vartheta_1$ . The inlet air comes from the ambient surroundings (external air) at temperature  $\vartheta_u$  and the moisture load  $x_1$  and is heated up to the inlet air temperature  $\vartheta_1$  by the heat flow  $\dot{Q}_e$ . Heating up does not affect the air's moisture load, so  $x_1$  and  $x_u$  correspond. For the heating of the ambient air, it is in energy terms irrelevant whether, as is usual in the brick making industry, this occurs in the cool zone of the tunnel kiln or via heat introduced by a heating coil or a burner.

According to Fig. 2 the energy needed for the drying is introduced as heat flow  $\dot{Q}_e$  and raises the ambient enthalpy flow  $\dot{H}_U$  to the inlet air enthalpy flow  $\dot{H}_1$ :

2 Rührkesselmodell

$$\dot{\mathbf{Q}}_{e} = \dot{\mathbf{H}}_{1} - \dot{\mathbf{H}}_{U}. \tag{0.1}$$

If one relates the heat flow  $\dot{Q}_e$  to the time-dependent vaporised water mass flow  $\dot{M}_D$ , one arrives at the current specific energy requirement  $e_{mom}$  of the drier:

$$\mathbf{e}_{mom} = \frac{\dot{\mathbf{M}}_{L} \cdot \left(\mathbf{c}_{pL} + \mathbf{x}_{1} \cdot \mathbf{c}_{pD}\right) \cdot \left(\vartheta_{1} - \vartheta_{u}\right)}{\dot{\mathbf{M}}_{D}}.$$
 (0.2)

The mean specific energy requirement  $e_m$  can be calculated from the total energy used for the warming of the inlet air and the total amount of water  $M_D$  released from the blank:

$$\mathbf{e}_{m} = \frac{\int_{0}^{v_{ges}} \left(\dot{\mathbf{M}}_{L} \cdot \left(\mathbf{c}_{pL} + \mathbf{x}_{1} \cdot \mathbf{c}_{pD}\right) \cdot \left(\vartheta_{1} - \vartheta_{u}\right)\right) dt}{\mathbf{M}_{D}}.$$
 (0.3)

In the case where the inlet air mass flow remains constant during the drying process and its temperature and moisture content as well as the ambient conditions do not change, the equation (0.3) can be formulated thus:

$$\mathbf{e}_{m}(\dot{M}_{L}=\text{const.},\ \boldsymbol{\vartheta}_{L}=\text{const.})=\frac{M_{L}}{M_{D}}\cdot\left(c_{pL}+x_{1}\cdot c_{pD}\right)\cdot\left(\boldsymbol{\vartheta}_{1}-\boldsymbol{\vartheta}_{u}\right),$$
(0.4)

where  $M_L$  is the total inlet air mass used for drying:

$$\mathbf{M}_{\mathrm{L}} = \dot{\mathbf{M}}_{\mathrm{L}} \cdot \mathbf{t}_{\mathrm{ges}} = \int_{0}^{t_{\mathrm{ges}}} \dot{\mathbf{M}}_{\mathrm{L}} \cdot \mathbf{dt}.$$
(0.5)

Equation (0.4) demonstrates that the cumulative water intake  $M_D/M_L$  of the inlet air and the difference between the inlet air and the ambient air temperature define the mean specific energy requirement. The amount of water that is taken up by the air depends on the cooling limit temperature and with it on the inlet air condition as well as the kinetic circumstances (drying speed). The drying speed is calculated in the following example.

At a particular moment t, the air temperature in the agitating vessel is  $\vartheta_2$  and the water load is  $x_2$ . It transfers the heat flow  $\dot{Q}$  to the blanks being dried, which at the observed moment are at surface temperature of  $\vartheta_0$ . The blanks relinquish the water mass

<sup>2</sup> Agitator model



Gleichung (0.4) lässt erkennen, dass die kumulierte 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 und damit vom Zuluftzustand sowie von den kinetischen Bedingungen (Geschwindigkeit der Trocknung) ab. Im Folgenden wird daher die Trocknungszeit berechnet.

Zu einem bestimmten Zeitpunkt t hat die im Rührkessel befindliche Luft die Temperatur  $\vartheta_2$  und die Wasserbeladung  $x_2$ . Sie überträgt den Wärmestrom Q an die zu trocknenden Rohlinge, die zum betrachteten Zeitpunkt die Oberflächentemperatur  $\vartheta_0$  haben. Die Rohlinge geben den Wassermassenstrom  $\dot{M}_D$  mit dem Enthalpiestrom  $\dot{H}_1$  an die Rührkesselatmosphäre ab. Damit gilt als Energiebilanz für die den Kammertrockner durchströmende Luft:

$$\dot{H}_{1} - \dot{H}_{2} = \dot{Q} - \dot{H}_{D}.$$
 (0.6)

Der in den Rührkessels eintretende Enthalpiestrom  $\dot{H}_1$  ist definiert als:

$$\dot{\mathbf{H}}_{1} = \dot{\mathbf{M}}_{L} \cdot \left[ \mathbf{c}_{pL} \cdot \vartheta_{1} + \mathbf{x}_{1} \cdot (\mathbf{c}_{pD} \cdot \vartheta_{1} + \mathbf{r}_{0}) \right]$$
(0.7)

Hierin sind  $c_{pL}$  die mittlere spezifische Wärmekapazität von trockener Luft und  $c_{1pD}$  diejenige von Wasserdampf sowie  $r_0$  die spezifische Verdampfungsenthalpie von Wasser bei 0°C. Aus dem Bilanzraum tritt der Enthalpiestrom der Abluft aus:

$$\dot{\mathbf{H}}_{2} = \dot{\mathbf{M}}_{L} \cdot \left[ \mathbf{c}_{pL} \cdot \vartheta_{2} + \mathbf{x}_{2} \cdot (\mathbf{c}_{pD} \cdot \vartheta_{2} + \mathbf{r}_{0}) \right].$$
(0.8)

Die Enthalpie des von der Rohlingsoberfläche mit deren Temperatur  $\vartheta_0$  in den Bilanzraum eintretenden Massenstroms an verdunstetem Wasser ist:

$$\mathbf{H}_{\mathrm{D}} = \mathbf{M}_{\mathrm{D}} \cdot (\mathbf{c}_{\mathrm{pD}} \cdot \boldsymbol{\vartheta}_{\mathrm{O}} + \mathbf{r}_{\mathrm{O}}) \tag{0.9}$$

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

$$\dot{\mathbf{M}}_{\mathrm{D}} = \dot{\mathbf{M}}_{\mathrm{L}} \cdot (\mathbf{x}_{2} - \mathbf{x}_{1}).$$
 (0.10)

Der von der Luft an die Rohlingsoberfläche konvektiv übergehende Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist:

$$\mathbf{Q} = \boldsymbol{\alpha} \cdot \mathbf{A} \cdot (\boldsymbol{\vartheta}_2 - \boldsymbol{\vartheta}_0) \tag{0.11}$$

mit dem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und der zum Wärme- und Stoffaustausch dienenden Oberfläche A des Rohlingsbesatzes.

Die in den Gleichungen (0.6) bis (0.11) dieses Abschnitts dargestellten Zusammenhänge sind die Basis für die numerische Berechnung des Trocknungsvorganges. Der von den Rohlingen in die Trockneratmosphäre übergehende Wasserdampfmassenstrom  $\dot{M}_D$  sowie die Temperatur der Rohlingsoberfläche  $\vartheta_O$  werden unter besonderer Berücksichtigung der Feuchteleitfähigkeit und der Diffusionseigenschaften mit dem in [2] entwickelten Modell zum Feuchtetransport innerhalb des Rohlings beschrieben. Hierauf wird im folgenden Abschnitt näher eingegangen.

#### Feuchtetransport innerhalb des Rohlings

Während des Trocknungsvorganges kommt es im Rohling zu instationären Transportvorgängen, durch die das an den Oberflächen verdunstete Wasser durch Nachfluss aus dem Rohlingsinneren ausgeglichen wird. Für eine allgemeine Betrachtung der Vorgänge im Rohling lässt sich das in Abb. 3 gezeigte Netzwerk aus Transportwiderständen heranziehen [3]. Die formelmäßigen Zusammenhänge gelten für die Betrachtung plattenförmiger Güter. In diesem schematischen Bild befindet sich links die den Rohling umgebende Luft. An diese koppelt die Rohlingsoberfläche mit einem Wärme- und einem Stoffwiderstand  $R_{\alpha}$  und  $R_{\beta}$ an. Im allgemeinen Fall dient ein Teil des übertragenen Wärmestroms zur Rohlingserwärmung und wird dazu über den Erwämungswiderstand R<sub>e</sub> aus dem Netzwerk ausgekoppelt. Der Rest gelangt über eine bereits getrocknete Rohlingsschicht zum Trockenspiegel und überwindet hierbei den Wärmeleitwiderstand  $R_{\lambda}$ . Der am Trockenspiegel entstehende Wasserdampf diffundiert diesem Wärmestrom entgegen und ist dabei dem Porendiffusionswiderstand R<sub>D</sub> ausgesetzt.

3 Substrate and heat transport resistances at and in the drying out sample. In the first drying phase here is no dry sample layer.

<sup>3</sup> Stoff- und Wärmetransportwiderstände am und im trocknenden Rohling. Im ersten Trocknungsabschnitt gibt es keine trockene Rohlingsschicht.

flow  $\dot{M}_D$  with the enthalpy flow  $\dot{H}_1$  into the agitating vessel atmosphere. Thus the energy balance for the air flowing through the chamber drier is:

$$H_1 - H_2 = Q - H_D.$$
 (0.6)

. . .

The enthalpy flow  $\dot{H}_1$  entering the agitating vessel is defined as:

$$\dot{H}_{1} = \dot{M}_{L} \cdot \left[ c_{pL} \cdot \vartheta_{1} + x_{1} \cdot (c_{pD} \cdot \vartheta_{1} + r_{0}) \right]$$
(0.7)

Contained herein are  $c_{pL}$ , the mean specific heat capacity of the drier air, and  $c_{1pD}$ , that of the water vapour, as well as  $r_0$  the specific vaporisation enthalpy of water at 0 °C. The enthalpy flow of the outlet air leaves the balance volume:

$$\dot{\mathbf{H}}_{2} = \dot{\mathbf{M}}_{L} \cdot \left[ \mathbf{C}_{pL} \cdot \vartheta_{2} + \mathbf{X}_{2} \cdot (\mathbf{C}_{pD} \cdot \vartheta_{2} + \mathbf{r}_{0}) \right].$$
(0.8)

The enthalpy of the mass flow of vaporised water passing from the surface of the blank, the temperature of which is  $\vartheta_0$ , into the balance volume is:

$$\mathbf{H}_{\mathrm{D}} = \mathbf{M}_{\mathrm{D}} \cdot (\mathbf{C}_{\mathrm{pD}} \cdot \vartheta_{\mathrm{O}} + \mathbf{r}_{\mathrm{O}}) \tag{0.9}$$

Due to this vapour flow, the water load of the air flowing through the balance volume increases from  $x_1$  to  $x_2$ . Thus mass balance is:

$$\dot{M}_{\rm D} = \dot{M}_{\rm I} \cdot ({\bf x}_2 - {\bf x}_1).$$
 (0.10)

The heat flow  $\dot{Q}$  that is transferring by convection from the air to the surface of the blank is:

$$\mathbf{Q} = \alpha \cdot \mathbf{A} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_0) \tag{0.11}$$

where  $\alpha$  is the mean heat transfer coefficient and A is the surface of the blank that is providing the transfer of heat and mass.

The relationships demonstrated in equations (0.6) to (0.11) of this section are the basis for the numerical calculation of the drying process. The water vapour mass flow  $\dot{M}_D$  as well as the temperature of the blank's surface  $\vartheta_O$  are described with particular regard to the capillary capability and the diffusion character-

istics with the model developed in [2] for the moisture transport within the blank. This will be enlarged upon in the next section.

#### Moisture transport within the blank

During the drying procedure transient transport processes occur within the blank, in which the water vaporising from the surfaces is replaced in equal measure by the flow emanating from inside the blank. For a general examination of the processes within the blank, the network of hindrances to transport shown in Fig. 3 can be taken into consideration [3]. The formula-based relationships are appropriate for considering boardshaped items. On the left of this schematic illustration is the air that surrounds the blank. Here the blank's surface encounters a heat flow and a mass resistance  $R_{\alpha}$  and  $R_{\beta}.$  In the usual case part of the transmitted heat serves to warm the blank and in addition is released via the heat resistance R<sub>e</sub> from the network. The remainder reaches the dry margin via an already dried out layer of the blank and thus overcomes the thermal resistance  $R_{\lambda}$ . The water vapour that occurs at the dry margin diffuses towards this heat flow and is hereby confronted by the pore diffusion resistance R<sub>D</sub>.

In the first drying phase the surface temperature agrees with the core temperature  $\vartheta_K$  of the blank as well as the cooling limit temperature  $\vartheta_{KG}$ . In the second drying phase this no longer applies. Here the surface temperature lies between core temperature and the air temperature. In the second drying phase the air contained in the agitating vessel reactor heats up.

The dry margin is that part of the core of the blank, at which the water evaporation proceeds. The water from deeper within the blank's core is transported by capillary action as far as this point. The area behind the dry margin is filled solid matter, water and saturated air. The water that is conducted from the core to the dry margin must overcome the moisture transmission resistance  $R_{\kappa}$ .

Within the wet matter, the moisture transmission is analogous to Fourier's and Fick's differential equation:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left( \kappa(\Psi, \vartheta) \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial z} \right)$$
(0.12)



Im ersten Trocknungsabschnitt stimmt die Oberflächentemperatur mit der Kerntemperatur  $\vartheta_{K}$  der Rohlinge sowie der Kühlgrenztemperatur  $\vartheta_{KG}$  überein. Im zweiten Trocknungsabschnitt gilt dieses nicht mehr. Hier liegt die Oberflächentemperatur zwischen der Kerntemperatur und der Lufttemperatur. Im zweiten Trocknungsabschnitt erwärmt sich die im Rührkesselreaktor enthaltene Luft.

Der Trockenspiegel ist diejenige Raumebene innerhalb des Rohlings, an dem die Wasserverdunstung abläuft. Bis zu ihm wird das Wasser aus dem tieferen Rohlingsinneren durch Kapillar-kräfte gefördert. Der Raum hinter dem Trockenspiegel wird von Feststoff, Wasser und gesättigter Luft gefüllt. Das aus dem Inneren zum Trockenspiegel geleitete Wasser muss den Feuchteleitwiderstand R<sub>K</sub> überwinden.

Innerhalb des nassen Gutes gilt für die Feuchteleitung in Analogie zur Fourierschen und Fickschen Differenzialgleichung:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left( \kappa(\Psi, \Theta) \cdot \frac{\partial \Psi}{\partial z} \right)$$
(0.12)

Darin sind  $\psi$  der volumetrische, lokale Wassergehalt, z die Ortskoordinate und t die Zeit. $\kappa$  ist der feuchte- und temperaturabhängige Feuchteleitkoeffizient und  $\vartheta$  die lokale Rohlingstemperatur.

Die sich am Trockenspiegel einstellende Wassermassenstromdichte  $\dot{m}_W$  ist proportional zum dort herrschenden Feuchtegradienten d $\psi$ /dz, zum Feuchteleitkoeffizienten  $\kappa$ (0) und zur Dichte  $\rho_W$  von Wasser [4]:

$$\dot{m}_{W} = -\kappa(0) \cdot \rho_{W} \cdot \frac{d\psi}{dz} \Big|_{Sp}.$$
(0.13)

Am Trockenspiegel gleicht diese Massenstromdichte  $m_W$  der dort durch Verdunstung auf Grund der Wärmestromdichte q entstehenden Dampfstromdichte  $m_D$ . Der sich am Trockenspiegel bildende Wasserdampfpartialdruck gleicht dem zur Spiegeltemperatur gehörenden Sattdampfdruck  $p_{DS}(\vartheta_K)$ . Dieser ist größer als der in der Umgebung des Rohlings herrschende Wasserdampfpartialdruck  $p_D$ . Der Wasserdampf diffundiert daher durch den freien Porenraum der trockenen Rohlingsschicht.

An der Oberfläche wird der Massenstrom konvektiv in die umgebende Trockneratmosphäre übertragen.

Die in den Rohling eindringende Wärmestromdichte q ist mit dem entstehenden Wasserdampf m über die Verdampfungsenthalpie im ersten Trocknungsabschnitt verknüpft. Das hierdurch entstehende Gleichungssystem muss numerisch gelöst werden. Die hierzu entwickelten Algorithmen dienen zur Ermittlung der Oberflächentemperaturen und Dampfströme.

Es sei erwähnt, dass der erste Trocknungsabschnitt dadurch definiert ist, dass die Verdunstung ausschließlich an der Rohlingsoberfläche stattfindet. Der Trockenspiegel befindet sich dann an der Oberfläche, und die Widerstände  $R_{\lambda}$  und  $R_{D}$  sind gleich Null. Erst wenn die Oberflächenfeuchte auf Null gesunken ist, trennt sich der Spiegel von der Oberfläche und wandert -zunächst langsam, dann schneller werdend- in das Rohlingsinnere [2]. Die im zweiten Trocknungsabschnitt stattfindende Rohlingserwärmung verläuft bei keramischen Rohlingen sehr langsam, so dass innerhalb des feuchten Kerns keine nennenswerten Temperaturunterschiede berechenbar oder messbar sind. Der Temperaturunterschied zwischen der Oberfläche und dem Kern ist zunächst auch verschwindend gering, erreicht aber erst gegen Ende der Trocknung die Größe von einem oder einigen Kelvin. Dieses liegt daran, dass der Temperaturanstieg des Rohlings im zweiten Trocknungsabschnitt nur sehr langsam stattfindet.

# Trocknersimulation

## Energiebedarf von Kammertrocknern

Die oben angegebenen Gleichungen wurden numerisch gelöst. Basis der numerischen Berechnung bildete das rückwärtige Differenzenverfahren. Die Differenz zwischen dem numerisch ermittelten verdunsteten Wasser und der Anfangswasserbeladung wird als Wasserfehler bezeichnet und gibt die erreichte Rechengenauigkeit an [5]. Durch Verminderung der Zeitschrittweite kann der Wasserfehler reduziert werden. Im Vordergrund des Simulationsprogrammes stehen die Kinetik und der Energieverbrauch der Trocknung in Abhängigkeit von Zulufttemperatur

4 Influence of inlet temperature n the specific energy requirement with different ambient air temperatures and constant specific inlet air mass flow

<sup>4</sup> Einfluss der Zulufttemperatur auf den spezifischen Energiebedarf bei unter-schiedlichen Umgebungslufttemperaturen und konstantem spezifischen Zuluft-massenstrom

In this equation  $\psi$  is the volumetric, local water content, z is the position coordinates and t is the time.  $\kappa$  is the moisture and temperature dependent moisture transmission coefficient and  $\vartheta$  is the local temperature in the blank.

The water mass flow density  $\dot{m}_W$  that occurs at the dry margin is proportional to the dampness gradient  $d\psi/dz$  that prevails there, to the moisture transmission coefficient  $\kappa(0)$  and to the density  $\rho_W$  of water [4]:

$$\dot{m}_{W} = -\kappa(0) \cdot \rho_{W} \cdot \frac{d\psi}{dz}\Big|_{Sp}.$$
(0.13)

At the dry margin this mass flow density  $m_W$  equals the vapour flow density  $m_D$  emerging there, caused by evaporation due to the heat flow q. The water vapour partial pressure that forms at the dry margin is equal to the saturated vapour pressure  $p_{DS}(\vartheta_K)$  associated with the dry margin temperature. This is greater than the water vapour partial pressure  $p_{D2}$  that prevails in the proximity of the blank.

The water vapour diffuses, therefore, through the vacant pore space of the dry layer of the blank.

On the surface the mass flow is transferred by convection to the surrounding atmosphere of the drier.

The heat flow density that is permeating into the blank is associated with the developing water vapour via the vaporising enthalpy in the first drying phase. The equation system that emerges from this must be solved numerically. The algorithms, which have been developed for this, serve to establish the surface temperatures and vapour flows.

It should be mentioned that the first drying phase is defined in that the vaporisation only occurs on the surface of the blank. The dry margin is then on the surface and the resistances  $R_{\lambda}$  and  $R_{D}$  are down to zero. Only when the surface dampness has fallen to nil, does the margin leave the surface and migrate, slowly at first and then getting faster, towards the core of the blank [2]. The warming of the blank that occurs in the second drying phase takes place with ceramic blanks very slowly, so that within the damp core no appreciable temperature differ-

ences can be calculated or measured. The temperature difference between the surface and the core is at first also negligibly low, but it first reaches the magnitude of one or several Kelvin towards the end of the drying process. This is because the temperature increase of the blank in the second drying phase only occurs only very slowly.

# **Drier simulation**

### Energy requirement of chamber driers

The equations featured in the previous section were solved numerically. The basis for the numeric calculations was formed by the reverse difference procedure. The difference between the numerically calculated vaporised water and the initial water load is described as the water deficit and indicates the established calculative accuracy [5]. By reducing of the length of the time increments the water deficit can be reduced. In the forefront of the simulation programme are the kinetics and energy consumption of the drying procedure independently of the inlet air temperature and inlet air mass flow as well as the ambient conditions.

The influence of the inlet temperature on the specific energy requirement for the drying of 20 mm thick blanks is excellently demonstrated in Fig. 4. The illustration applies to all drying processes, as long as the external air, whose temperature serves as the parameter  $\vartheta_U$  for the diagram, has 60% humidity and is heated from this state up to the inlet temperature  $\vartheta_1.$  If one applies this heat value to the vaporised water quantity, the extreme value of the specific energy requirement is shown in the vertical axis. A drier that is operated with an external temperature of 15°C and an inlet temperature of 100°C, will have an energy requirement of 3400 kJ/kg. When the external temperature is 5°C, the thermal energy requirement for the same inlet air temperature is 10% greater. If the inlet temperature rises above 300 °C, the energy requirement for all external air conditions approaches asymptotically the evaporation enthalpy. The sharply descending curve at the left-hand margin of the diagram shows the transition to open-air drying, whereby absolutely no inlet-flow heating is applied.

For various reasons (e.g. planning reliability, shortening of the second drying phase) drying with the ambient air alone is not



und Zuluftmengenströmen sowie von den Umgebungsbedingungen.

Der Einfluss der Zulufttemperatur auf den spezifischen Energiebedarf ist in Abb. 4 beispielhaft für die Trocknung von 20 mm dicken Rohlingen dargestellt. Die Abbildung gilt für alle Trocknungsvorgänge, sofern die Außenluft, deren Temperatur als Parameter  $\vartheta_{II}$  der Zeichnung dient, eine relative Feuchte von 60% hat und von diesem Zustand aus auf die Zulufttemperatur  $\vartheta_1$ erwärmt wird. Bezieht man diese Wärme auf die verdunstende Wassermenge, so erhält man den in der vertikalen Achse aufgetragenen Grenzwert des spezifischen Energiebedarfs. Ein Trockner, der bei einer Außentemperatur von 15 °C mit einer Zulufttemperatur von 100°C betrieben wird, hat demnach Trocknungsenergiebedarf von 3400 kJ/kg. Bei einer Außenlufttemperatur von 5°C ist der thermische Energiebedarf für dieselbe Zulufttemperatur allerdings um mehr als 10% größer. Bei ansteigenden Zulufttemperaturen über 300 °C nähert sich der Energiebedarf für alle Außenluftzustände asymptotisch der Verdampfungsenthalpie. Der scharfe Kurvenabfall am linken Bildrand zeigt den Übergang zur Freilufttrocknung, bei der überhaupt keine Zulufterwärmung durchgeführt wird.

Aus verschiedenen Gründen (z. B. Planungssicherheit, Verkürzung des zweiten Trocknungsabschnittes) ist eine ausschließliche Trocknung mit Umgebungsluft nicht zweckmäßig, so dass eine Endtrocknung angeschlossen werden muss. Bei der Trocknung mit niedrigen Temperaturen bis zur Gleichgewichtsfeuchte bleibt ein Restwasseranteil von 3–8 Ma.-%, der bei Antrocknung auch deutlich größer sein kann. Der Restwasseranteil sollte bis ca. 4 Ma.-% durch Zusatzwärme herausgetrocknet werden. Da die Rohlingszugfestigkeit im Trocknungsfortschritt mit sinkendem Wassergehalt steigt [6], sind Rohlinge mit mehr als 4 Ma.-% Restwasserbeladung schlechter handhabbar. In Abb. 5 sind verschiedene Möglichkeiten dargestellt, einen 10 mm dicken Ziegelrohling (Stege) in 40 Stunden bis 4% Restwasserbeladung in einem Kammertrockner zu trocknen. In 30 bis 38 Stunden werden die Ziegelrohlinge zunächst mit Umgebungsluft getrocknet, bevor mit warmer Luft die Endtrocknung durchgeführt wird. In Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchte und der Umgebungslufttemperatur wird die Dauer der Endtrocknung und deren Temperatur angepasst.

# Niedrigenergietrockner in der Ziegelindustrie

Einige Kammertrockner wurden in der Ziegelindustrie in Niedrigenergietrockner umgebaut. Beispielsweise konnte durch die Umbaumaßnahmen in einem Hochlochziegelwerk mit 225 t Tagesleistung der thermische Energiebedarf um 15% gesenkt werden. Durch die vergleichsweise geringen Investitionskosten amortisiert sich der Niedrigenergietrockner bereits nach einem Jahr.

#### Literatur

- Junge, K.: Recirculating fans to reduce energy consumption and to obtain uniforming in drying, Ziegelindustrie int. 38 (1985) 1, p. 10-22, and 4, p. 227-235
- [2] Telljohann, U.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Trocknung plastisch geformter Ziegelrohlinge; Dissertation Magdeburg 2004
- [3] Junge, K., Telljohann, U.: Drying of green bricks Influence of the moisture conductivity on shrinkage progress and drying course; ZI-Jahrbuch 2005, Bauverlag Gütersloh, p. 21-34
- [4] Krischer, O.; Kast, W.: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik, Bd.1; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 3. Aufl. 1978
- [5] Junge, K.; Specht, E.; Telljohann, U.; Deppe, D.: Drying of green bricks; Ziegelindustrie int. 58 (2005) 8, p. 39-51
- [6] Junge, K.; Tretau, A.; Jung, D.: Einfluss der inneren Oberfläche trocknender keramischer Rohlinge auf deren feuchteabhängige Zugfestigkeit, ZiJa 2010, Bauverlag Gütersloh

- 5 Abhängigkeit des spezifischen Energiebedarfs von der relativen Luftfeucht bei 40 Stunden Gesamttrocknungszeit
- 5 Dependence of the specific energy requirement of the relative air humidity with a 40 hour overall drying time

practical, so a concluding drying process has to be performed. When drying with low temperatures as far as equilibrium moisture content, 3–8 Ma.-% of residual water content of remains, which can also be distinctly greater at the initial drying stage. Residual water content of up to ca. 4 Ma.-% should be dried away using supplementary heat. Since the tensile strength of the blank during drying increases as the water content diminishes [6], blanks with more than 4 Ma.-% residual water load are less manageable.

Fig. 5 shows the various possibilities; a 10 mm brick blank (fillet) needs 40 hours to dry down to a residual water content of 10%. In 30 to 38 hours the brick blank reaches ambient air humidity before warmer air is needed to complete the drying process. Depending on the relative air humidity and the ambient air temperature, the duration of final drying out and the required temperature must be adjusted to suit.

# Low-energy driers in the brick industry

Some chamber driers in the brick industry have been converted to low-energy driers. As an example, it has been possible by converting a brick works producing 225 tonnes of vertically perforated bricks per day to reduce its thermal energy requirement by around 15%. Because of the relatively low investment cost, the low-energy drier had already paid for itself after one year.

#### Literature

- Junge, K.: Recirculating fans to reduce energy consumption and to obtain uniforming in drying, Ziegelindustrie int. 38 (1985) 1, p. 10-22, and 4, p. 227-235
- [2] Telljohann, U.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Trocknung plastisch geformter Ziegelrohlinge; Dissertation Magdeburg 2004
- [3] Junge, K., Telljohann, U.: Drying of green bricks–Influence of the moisture conductivity on shrinkage progress and drying course; ZI-Jahrbuch 2005, Bauverlag Gütersloh, p. 21-34
- [4] Krischer, O.; Kast, W.: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik, Vol.1; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 3. Edition 1978
- [5] Junge, K.; Specht, E.; Telljohann, U.; Deppe, D.: Drying of green bricks; Ziegelindustrie int. 58 (2005) 8, p. 39-51
- [6] Junge, K.; Tretau, A.; Jung, D.: Einfluss der inneren Oberfläche trocknender keramischer Rohlinge auf deren feuchteabhängige Zugfestigkeit, ZiJa 2010, Bauverlag Gütersloh