

Die Energiebilanz von Trockenanlagen (Fortsetzung zu Heft 3/80)

J. MORÁVEK, Tabor/ČSSR

Die Verlustanalyse

Auf den Zweck der Verlustanalyse wurde schon hingewiesen. Bei der Wärmebilanz von Trocknern sind die wichtigsten definierbaren Verluste: die Wärme in der Abluft, Verlust durch die Wärmeleitung an die Umgebung und Verlust durch die im Gute und der Transporteinrichtung gespeicherte Wärme.

Die Wärme in der Abluft

Die Ermittlung dieses Verlustes ist wieder mit Messungen der Abluftmenge verbunden. Zwar sollte die Menge der Abluft der der Zuluft gleich sein, aber eine neue, selbständige Messung ist immer nützlich. Man kann daraus erkennen, ob Falschlufftritt oder Luft verloren geht. Man mißt mit den schon beschriebenen Methoden diesmal in der Abluftrohrleitung.

Der Wassergehalt (die Feuchtigkeit) der Abluft muß speziell besprochen werden. Die Enthalpie der Luft ist eine Funktion der Temperatur und des Wasserdampfgehaltes. Wenn man aber die Feuchtigkeit der Abluft so nehmen würde, wie man sie messen oder berechnen könnte, würde man in dem Abluftverlust die ganze Wärme des verdunsteten Wassers einschließen.

Dieses Ergebnis entspräche der Theorie, wenn die Trocknung in einem idealen Trockenraum (keine Verluste außer Abluftverlust) ein isenthalpischer Prozeß wäre. Man braucht aber

eine der Praxis entsprechende Abtrennung der technologischen Wärme von dem Abluftverlust. Dazu gelangt man, wenn man der Abluft die Zuluftfeuchtigkeit hinzurechnet. Dementsprechend ist

$$(\dot{Q}_v)_1 = \dot{L}_\beta (1,005 + 1,845x) (\vartheta_\beta - \vartheta_u) \quad (14)$$

Bei direkter Messung der Abluftmenge braucht man die Dichte der Abluft. Bei ihrer Berechnung nach der Gleichung 12e muß man natürlich den wirklichen Wassergehalt der Luft berücksichtigen.

Der Abluftverlust ist gewöhnlich der größte und ausschlaggebende für den Wirkungsgrad des Trocknungsprozesses. Diesen Verlust kann man durch Verkleinerung der die Trockenanlage durchfließenden Luftmenge erniedrigen. Es ist rechnerisch leicht zu begründen, daß es energetisch vorteilhafter ist, eine hohe Sättigung der Abluft bei Temperaturen um 70°C zu erreichen, als mit Abluft-Temperaturen um 30°C zu arbeiten. Die Wasserdampfsättigungsgrenze der Luft sinkt mit der Temperaturenniedrigung viel schneller als die verloren gegangene Restenthalpie der Luft. In dem zweiten Falle braucht man dann eine viel größere Luftmenge, um die gegebene Menge an Wasser wegzuschaffen. Eine schnelle Information über diese Bedingungen kann das Diagramm Abb. 2 geben. Ein Zahlenbeispiel zur besseren Beschreibung dieses Sachverhaltes bei $\vartheta_n = 18^\circ\text{C}$:

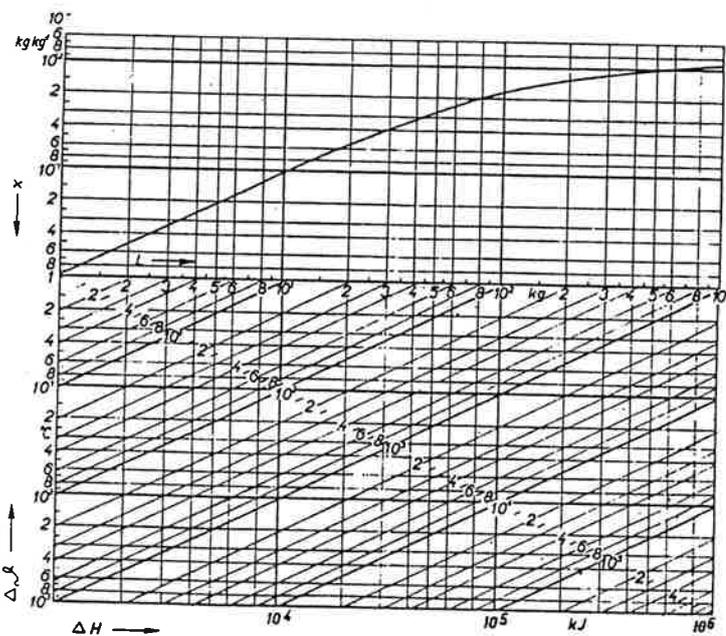


Abb. 2 Das energetische Diagramm für Trockenanlagen. An der Abszisse ist die Luftmenge L aufgetragen. Es wird die Luft von 15°C , $\varphi = 0,75$, $x = 0,0083$, $p_b = 974$ mbar in Berechnung genommen. Wenn man mit einer Luftmenge gemäß Angabe an der Abszisse 1 kg Wasser verdunstet, ist der Wassergehalt x der Abluft an der Ordinate im oberen Teil des Diagramms abzulesen.

Wenn man die Luftmenge um eine Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ (Ordinate im unteren Teil des Diagramms) abkühlt, wird dadurch die Energie frei, die durch den Schnittpunkt beider Koordinaten und die Angabe an der schrägen Skala im Unterteile ΔH gegeben ist. Dieses Diagramm erlaubt die durch die Zuluft im Trockenraum abgegebene Energie und den Abluftverlust in dem Sinne, wie er in diesem Artikel behandelt wird, graphisch zu ermitteln; Gleichung (11b) und (14).

Fall	Ablufttemperatur ϑ_A °C	rel. Luftfeuchtigkeit, φ	Abluftverlust bezogen auf 1 kg verdunstetes Wasser kJ
1	65	0,85	273
2	45	0,85	480

Wenn die Warmluft die einzige Wärmequelle der Trockenanlage ist, kann das Wasser nur auf Grund der Absenkung der Luftenthalpie verdunstet; dann gilt:

$$h_v \cdot W = \Delta H \quad (15a)$$

Die Gleichung 11a kann man daher folgendermaßen umformen:

$$\Delta\vartheta \cdot L = h_v \cdot W / (1,005 + 1,845x_u) \quad (15b)$$

Benutzt man in dieser Gleichung h_v aus der Gl. 2., und setzt man $L = 1$, sowie auch $\Delta\vartheta = 1$, bekommt man $W = 4,1 \cdot 10^{-4}$ kg. Wörtlich: Verdunstet man $4,1 \cdot 10^{-4}$ kg Wasser, dann kühlt sich 1 kg Luft um 1 K ab. Ähnlich kann man berechnen, daß sich 1 kg beinahe trockene Luft um rund 380 K abkühlt, wenn sie bei 65°C eine relative Feuchte von $\varphi = 0,85$ erlangt hat. Wenn man dazu noch etwa 30% für andere Verluste und die Ablufttemperatur zusätzlich vorsieht, resultiert die nötige Zulufttemperatur mit 570°C bis 580°C .

Die Absicht des Autors war, klar zu machen, daß nur solche Trockenanlagen den aktuellen Ansprüchen an die Energiewirtschaftlichkeit gerecht werden können, die mit Abluft von $\vartheta_\beta = 60^\circ\text{C}$ bis 80°C und $\varphi = 0,75$ bis $0,85$ arbeiten. Sprühtrockner, die unter diesen Bedingungen arbeiten, sind schon länger bekannt und bewährt; Düsentrockner, die auf diesem Prinzip energiesparend trocken sollen, müssen noch weiter entwickelt werden. Es ist aber schon jetzt ganz klar, daß die Entwicklungsrichtung der Düsentrockner richtig ist.

Der Verlust durch Wärmeleitung

Diesen Verlust berechnet man nach der bekannten Gleichung für die Wärmeleitung durch eine Wand:

$$(Q_v)_2 = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta \cdot t \quad (16a)$$

wenn

$$1/k = \sum_1^m 1/\alpha_i + \sum_1^n \delta_i / \lambda_i \quad (16b)$$

Für die Berechnung muß man die Schichtdicken und die Werkstoffe der Trockenraumwände und die entsprechenden Wärmeleitkoeffizienten kennen. Eine wichtige Rolle spielen auch die Wärmeübergangskoeffizienten von der Wand in die Luft und umgekehrt. Hier ist die Situation bereits nicht mehr eindeutig. Die Ermittlung dieser Beiwerte basiert üblicherweise auf der Messung der Geschwindigkeit des Luftstromes längs der Wand, z.B.:

$$\text{Für glatte Wände: } \alpha = 7,12 \cdot w^{0,78}; \quad (17a)$$

$$\text{für rauhe Wände: } \alpha = 7,52 \cdot w^{0,78}. \quad (17b)$$

Diese beiden Gleichungen gelten für gezwungene Konvektion (Ventilatorenströmung). Bei freier Konvektion und senkrechten Wänden (steigende Luftströmung) gilt folgende einfache Gleichung:

$$\alpha = 3,49 + 0,093 (\vartheta_g - \vartheta_u) \quad (17c)$$

An waagerechten Wänden ist der Wärmeübergangskoeffizient etwa $2/3$ des Wertes, der aus Gl. 17c für ähnliche Bedingungen resultiert. Wünscht man höhere Genauigkeit, kann man Funktionen der dimensionslosen Kriterien benutzen:

bei gezwungener Strömung für $Re = 170000$

$$\alpha = \lambda_g \cdot 0,0568 Re^{0,78} \cdot Pr^{0,78} / l_g; \quad (17d)$$

$$\text{bei freier Konvektion für } Gr \cdot Pr = 2 \cdot 10^7 \dots 1 \cdot 10^{13} \text{ gilt} \\ \alpha = 0,135 \lambda_g \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33} / l_g; \quad (17e)$$

$$\text{für } Gr \cdot Pr = 5 \cdot 10^2 \dots 2 \cdot 10^7 \text{ gilt} \\ \alpha = 0,54 \cdot \lambda_g \cdot (Gr \cdot Pr)^{0,33} / l_g. \quad (17f)$$

Bei Heiligenstaedt³ beispielsweise ist ausführlich über diese Berechnungen veröffentlicht.

Verwendet man in der Berechnung die Werte der Außenwandfläche, so bekommt man ein wenig größere Ergebnisse als die richtigen. Man hat nämlich den Einfluß der Kanten und Ecken vernachlässigt. Wie man diesen Einfluß bei der Berechnung berücksichtigt, ist eine spezielle Frage, und hier sei nur auf die Literatur verwiesen³. Bei Trockenräumen, bei welchen die Dicke ihrer Wände viel kleiner im Verhältnis zu ihren Flächen ist, ist der Fehler bezüglich der Vernachlässigung des Einflusses der Kanten und Ecken kleiner als 3 bis 4% des Verlustes durch die Leitung der Wärme in die Umgebung.

Verlust durch die Speicherwärme im Gute und in der Transporteinrichtung

Für Berechnung dieses Verlustes muß man die Masse und die Temperatur des abgeführten Gutes kennen. Da die Restfeuchte nur einen vernachlässigbaren Einfluß auf die spezifische Wärme hat, kann man den für alle Silikatwerkstoffe durchschnittlichen Wert 0,96 kJ/kg nehmen:

$$(\dot{Q}_v)_3 = 0,96 \cdot \dot{G}_\beta \cdot (\vartheta_{\alpha\beta} - \vartheta_u) \quad (18a)$$

Wenn die Transporteinrichtung den Trockenraum verläßt und dabei auskühlt, muß man auch die dazugehörige Speicher-

wärme berücksichtigen, obwohl sie normalerweise sehr klein ist. Die normalen Konstruktionsstähle haben die spezifische Wärme um 0,5 kJ/kg. Die Temperatur der abgeführten Transporteinrichtung kann etwas höher als die des Trockengutes sein. Also

$$(\dot{Q}_v)_4 = 0,50 \cdot \dot{T}_\beta \cdot (\vartheta_{T\beta} - \vartheta_u) \quad (18b)$$

Undefinierbare Verluste

Diesen Wert kann man nur durch Subtrahieren berechnen:

$$(Q_v)_u = Q_\alpha - \sum_1^2 Q_\tau - \sum_1^4 (Q_v)_b \quad (19)$$

Der größte Teil dieser Verluste wird durch das Entweichen der Luft durch Undichtigkeiten und Spalten verursacht. Relativ exakt kann man sich darüber durch direkte Zu- und Abluftmengenmessungen informieren. Es gibt auch eine Methode zur Berechnung der durch die Spalten entweichenden Luftmenge⁴, aber sie ist bisher für technologische Zwecke nicht überprüft worden.

Bei großen, im Erdgeschoß gebauten Trocknungsanlagen sollte man auch die in die Erde abgeleitete Wärme berücksichtigen. Dazu kann man folgendes Experiment machen: auf den Fußboden legt man eine zusätzliche Schicht eines Isolierwerkstoffes und mißt die Temperaturen über und unter dieser Schicht (wenn diese Arbeit einen Sinn haben soll, muß die Temperaturmessung auf 0,1 K genau sein).

Aus dem gemessenen Temperaturunterschied und den bekannten Werkstoffparameter kann man den Wärmefluß in den Boden berechnen. Dieser Wert gilt aber für die Zusammensetzung des Fußbodens mit der zusätzlichen Isolierschicht. Es ist aber möglich, aus dem Ergebnis auch den Wärmefluß in den Fußboden ohne die zusätzliche Schicht zu berechnen (Gl. 16a, 16b).

Trockenanlagen mit periodischem Betrieb

Die Aufstellung der Wärmebilanz von periodischen Trockenanlagen ist komplizierter, weil man mit Zuständen zu tun hat, die sich fortwährend ändern. Man benötigt auch viel mehr Angaben, als bei kontinuierlichen Einrichtungen. Es ist vorteilhaft, sie in diesem Falle nicht in den Einheiten der Leistung, sondern in der Einheit der Energie bezogen auf die Zeitdauer eines Arbeitszyklus auszudrücken.

Die Berechnung der technologischen Wärme, diesmal für den gesamten Trockenraumbesatz, ist mit den beschriebenen Methoden ohne Schwierigkeiten durchführbar. Alle weiteren Berechnungen aber muß man den Arbeitsbedingungen der Anlage anpassen.

Die einfachste Möglichkeit ist, den ganzen Verlauf des Trocknungszyklus in solche Zeitabschnitte einzuteilen, innerhalb welcher man alle wichtigen Bedingungen, ($\vartheta_\alpha, \vartheta_\beta, x_\beta, L_\alpha, L_\beta, \vartheta_g$, u.a.) als konstant ansehen kann, oder für welche man einen zuverlässigen Mittelwert annehmen kann. Die Zeitdauer dieser Abschnitte ist nur durch direkte Messung zu ermitteln. Für solche Zeitabschnitte kann man die früher beschriebene Berechnungsmethoden benutzen, nur muß man die Leistungseinheit durch Multiplikation mit den Zeitangaben in die Energieeinheiten überführen.

Ein großer Verlust entsteht, wenn man die nach Beendigung der Trocknung vorhandene Speicherwärme nicht in irgend einer Weise ausnutzen kann. Die Speicherwärme im Gute und in der Einrichtung berechnet man mittels den umgeformten Gleichungen 18a und 18b. Ausschlaggebend ist in diesem Falle die Endtemperatur des Raumes beim Abstellen. Die Speicherwärme des Mauerwerks ist davon abhängig, wie weit das Mauerwerk beim Abstellen durchgewärmt ist und wie weit es während der Abstellung des Raumes auskühlt. Da spielt die wichtigste Rolle, wie der gegebene Raum mit den anderen Trocken-

räumen systematisch verbunden ist und wie er während der Abstellung behandelt wird. Alle Ausgangsdaten muß man durch direkte Messung der Wandtemperaturen mittels Kontaktthermometer ermitteln. Die Berechnung der Temperaturverteilung in einer zusammengesetzten Wand siehe Lit. 3., S. 244.

Schlußbetrachtung

Der Autor kann aus eigener Erfahrung behaupten, daß man durch die Bilanzberechnung ganz unerwartete Betriebsfehler aufdecken kann. Obwohl die nötige Meßeinrichtung keineswegs kostspielig ist, bestehen manchmal bei der Beschaffung der Daten Probleme, namentlich in älteren Betrieben. Die Notwendigkeit, die beschriebenen Messungen zu machen, wurde damals bei der Projektierung und Einrichtung der Betriebe nicht berücksichtigt. Die Rohrleitungen sind manchmal schwer zugänglich und dadurch ist auch die nachträgliche Einrichtung von Meßstellen erschwert. Eine allgemein geltende Anleitung, wie solche Probleme zu lösen sind, gibt es nicht.

Aber in irgend einer Weise geht es immer. Eine weitere und noch schwerer zu beantwortende Frage ist, ob Verbesserungen möglich sein werden, wenn man durch die Bilanz einen niedrigen Wirkungsgrad und seine Ursachen festgestellt hat.

Der Autor weiß aber ebenfalls aus eigener Erfahrung, daß auch noch heute Trockenanlagen angeboten werden, deren energetischer Wirkungsgrad rund 7% ist. Es ist jedem Einkäufer zu empfehlen, die Vorführung einer Anlage zu fordern und – wenn möglich – selbst die Energiebilanz aufzustellen. Eine moderne Trockenanlage in unserer Zeit muß einen Wirkungsgrad von mindestens 35% haben. Die besten Anlagen haben heute einen Wirkungsgrad um 50% und noch etwas höher.

Literatur

1. J. Morávek: The Process of Drying. I. *Interceram*. 28 1979, 22–26.
2. W. Maltry: Wirtschaftliches Trocknen. T. Steinkopf, Dresden, 1975.
3. W. Heiligenstaedt: Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen. 4. Aufl. Verlag Stahlisen, Düsseldorf, 1966.
4. Recknagel, Sprenger: Heizung, Lüftung, Klimatisation. R. Oldenbourg, München, 1962.