

研究简报

气流干燥管计算中的几个问题

SEVERAL PROBLEMS ON CALCULATION FOR PNEUMATIC DEHYDRATION PIPE

汪妙强

Wang Miaoqiang

(上海水产大学)

(Shanghai Fisheries University)

关键词 气流, 干燥管, 含湿量, 总传热面积, 热损失

KEYWORDS pneumatic, dehydrator, moisture, total heat conduction area, heat loss.

气流干燥装置已广泛地应用于鱼类饲料生产的烘干过程, 气流干燥管是该类干燥装置中的主要干燥部件。干燥管的设计计算目前尚无一定的方法, 不同学者各有己见。国内应用较多的有费道洛夫 (И. М. Федоров) 法、桐荣良三法, 南京化工学院和天津大学也有各自的计算方法^[1,2]。作者自 1985 年以来先后主持设计或改进设计了路程可调式通用有机物料气流干燥装置、0.5 t/h 和 1 t/h 复合氨基酸饲料气流干燥装置等多套该类装置^[3], 根据设计计算过程中的经验和认识, 对干燥管计算中的若干问题进行了探讨和研究。提出了物料微粒总传热面积的“粒子计数算法”、无绝热干燥管放热系数计算式, 以及温度范围较为宽阔的(0°~800°C)湿空气的温度—焓图(t-h 图)。它们使干燥管内物料微粒总传热面积的计算更接近实际; 使裸露的干燥管的热损失计算更为简捷; 提出的 t-h 图则补充了在一般应用技术领域中高温范围的湿空气的焓—含湿量图(h-x 图)尚缺的空白, 使用图解法求解高温热空气干燥过程中有关参数的数值变化成为可能, 从而使计算更为容易和明确。这些研究结果, 在实际应用于气流干燥管的设计计算中是成功的。此前尚未见类似的报导。

干燥管出风含湿量及湿空气的温度—焓图

气流干燥装置是通过具有一定温度和流速的空气, 使需干燥的物料微粒受到扰动、疏松, 并随热空气一起流动。在气、固两相混合流体流经干燥管的过程中, 完成热量的传递和水分的转移, 高效、快速地将含有一定水分的湿物料被干燥。然后通过分离器(常用旋风式分离器)使物料微粒和吸湿后的空气分离, 最终获得干燥的产品。湿空气则排向自然界(或部分去湿后再使用)。

干燥过程中所需的热空气量, 取决于干燥过程中湿物料所需脱除的水分量和进、出干燥管时空气中的含湿量 (moisture)^[1,4], 即:

$$L_g = \frac{W}{x_2 - x_1} \quad (\text{kg/h}) \quad (1)$$

式中 L_g —热空气质量流量(kg/h);

W —脱水量(kg/h);

x_1 —干燥管进风含湿量 (kg/kg);

x_2 —干燥管出风含湿量 (kg/kg)。

干燥管进风含湿量随地区、季节不同而异。全国全年统计平均值可取 $x_1 = 0.01$ [kg/kg]。干燥管出口空气中的含湿量 x_2 ，在干燥管进风温度不太高的情况下，可通过湿空气的焓—含湿量 ($h-x$) 图，并将干燥过程近似当作等焓过程，用图解法较方便地求得。^[2]

但是目前高温气流干燥形式已被采用，热空气的进口温度高达 $700 \sim 800^\circ\text{C}$ 。高温湿空气的 $h-x$ 图难以获得，因此干燥管出风含湿量便不能用图解法求得。由于干燥过程始末空气的焓值可近似地视为定值，即：

$$h_1 = h_2 = 1.005t_2 + x_2 \cdot (2501 + 1.842t_2) \quad (2)$$

故干燥管出风含湿量也可通过下式求得：

$$x_2 = \frac{h_1 - 1.005t_2}{2501 + 1.842t_2} \quad (3)$$

式中 h_1 —干燥管进口空气的焓 (kJ/kg);

$$h_1 = 1.005t_1 + x_1(2501 + 1.842t_1)$$

t_1, t_2 —干燥管进、出口空气温度 ($^\circ\text{C}$)。

实际上，干燥过程大都并非等焓过程。这时，干燥管出风含湿量可通过热平衡方程式用解析法计算。在暂不计及空气流经干燥管时存在的热损失情况下，干燥过程中有如下热平衡方程式：

$$L_g \cdot (h_1 - h_2) = G_g \cdot C_m \cdot (t_{m2} - t_{m1}) - W \cdot C_{m1} \cdot t_{m1} \quad (4)$$

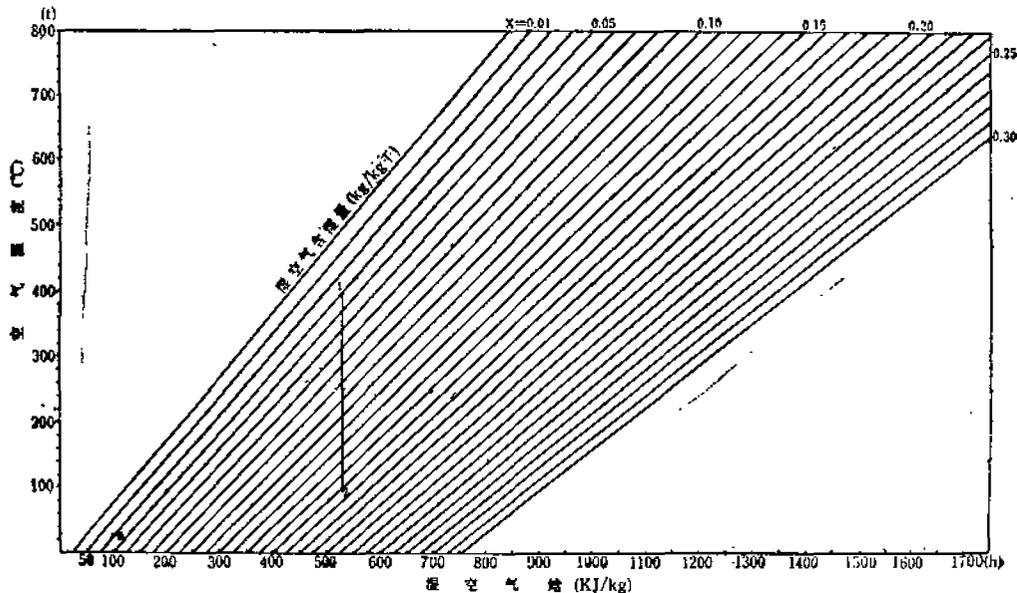
式中 G_g —干物料质量流量 (kg/h);

C_m —物料比热 (kJ/kg·K);

t_{m1}, t_{m2} —进、出干燥管时的物料温度 ($^\circ\text{C}$)。

式(4)中未知量之间存在如下函数关系：

$$L_g = f(x_2) \quad (5)$$



附图 湿空气的温度—焓($t-h$)图

Attached fig. The curves of temperature-(moisture)-enthalpy of the humid air

同理,式(1)也可表示为: $L_p = \varphi(x_2)$ 。联列(1)(5)二式,即可求得流出干燥管时的空气含湿量 x_2 、焓 h_2 以及热空气需要量 L_p 。

按非等焓过程计算干燥管出风含湿量 x_2 的步骤比较复杂。而大量实例计算结果的数值显示,用假设干燥过程为等焓过程算得的 x_2 ,与非等焓过程算得的 x_2 的数值偏差,皆不超过4%。故用等焓过程计算 x_2 具有足够的准确性,且计算步骤简单。如果有可资利用的线图,则求解更为简捷、明了。为此,根据干燥过程中湿空气的焓、温度和含湿量之间的相互关系,借助电子计算机编制了温度高达 800°C 的湿空气实用数表和相应的湿空气的温-焓图($t-h$ 图),以供查用。这里限于篇幅,数表从略; $t-h$ 图则示于附图中。使用时,可根据干燥管进风温度 t_1 和含湿量 x_1 ,在图中求得点 1。然后根据干燥过程中空气焓值不变的假设,和干燥管的出风温度 t_2 ,沿垂直线求得点 2,随即可查得出风含湿量 x_2 。图中 0-1 过程为空气在加热器中等湿加热过程,加热需热量 $q = h_1 - h_0$ [kJ/kg]。

物料微粒的总传热面积和“粒子计数算法”

气流干燥过程中,物料微粒被热空气包围,随气流流动。流动过程中空气将热量传给物料微粒,使之所含水分从内部向表层扩散,最终蒸发为汽,混入热空气中。目前,在计算物料微粒的总传热面积(total heat conduction area)时,微粒形状通常按球形考虑,物料质量以绝干物料质量为计算质量,粒子直径取粒子的平均直径。计算式为:

$$A = \frac{6G}{\rho d} \quad (\text{m}^2/\text{h}) \quad (6)$$

式中 G —绝干物料的质量流量(kg/h);

ρ —物料密度(kg/m³);

d —粒子直径(m)。

对于单位时间内流过气流干燥管的物料微粒所具有的总传热面积的计算,作者曾提出一种计算方法,称为“粒子计数算法”。简介如下:

按物料微粒为球形计算,则每颗粒子的体积和外表面积分别为:

$$v = \frac{\pi}{6} d^3 \quad (\text{m}^3); \quad a = \pi d^2 \quad (\text{m}^2); \quad (7)$$

如果流经干燥管的物料质量流量已知,则其拥有的容积(流量)为:

$$V = \frac{G}{\rho} \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (8)$$

由此可算出每小时流过干燥管的物料微粒的粒子数为:

$$Z = \frac{V}{v} \quad (\text{粒}/\text{h}) \quad (9)$$

以上诸式中的符号含意与前所述相同。

实验指出,在物料微粒的直径 $d > 100\mu\text{m}$ 的情况下,气流干燥管中随空气流动的物料微粒呈完全分散的单颗粒状态,每颗粒子均被空气包围。故流经干燥管的物料微粒拥有的总传热面积为:

$$A = Z \cdot a \quad (\text{m}^2/\text{h}) \quad (10)$$

式(10)与式(6)一致。

然而,在计算物料微粒总传热面积时,用绝干物料的质量作为物料质量的计算依据,与实际情况似不尽相符。实际情况是,从湿物料进入干燥管,到经干燥后的干物料(产品)流出干燥管,随着物料中水分的脱除,物料的质量(含水质量)是变化的。由于物料中所含自由水分的脱除,比组织物中所含结合水分的脱除要快得多,故若机械地用湿物料质量和干物料质量的平均值作为物料质量进行计算,计算的结果将偏大。考虑到流出干燥管时的干物料中仍含有一定量的水分,它的颗粒直径也比绝干粒子的直径

稍大。因此,在计算物料微粒具有的总传热面积时,尤其是当干燥管出料含水率较高的时候,若以干物料质量及其粒子直径代入式(6)进行计算,其计算结果将更为确切。由于干燥过程始末物料的粒子数目不变,故干物料的颗粒直径可通过以下方法求得:

$$Z = \frac{G_s/\rho}{\frac{1}{6}\pi d_s^3} = \frac{G_g/\rho}{\frac{1}{6}\pi d_g^3}$$

则

$$d_g = \left(\frac{G_g}{G_s} \right)^{1/3} \cdot d_s \quad (11)$$

式中 G_s —进入干燥管的湿物料质量流量 (kg/h);

d_s —湿物料微粒的平均直径(m);

G_g —流出干燥管的干品质量流量(kg/h);

ρ —物料密度(kg/h)。

干燥管热损失及其放热系数

(一) 干燥管热损失计算

按一般未绝热管道在静止空气中的热损失(heat loss)考虑,计算步骤和方法可如下述^[9]:

(1) 取干燥管壁面温度 t_w 和静止空气温度 t_f 的平均值 t_m 为定性温度,即 $t_m = (t_w + t_f) / 2$ 。壁面温度近似地取为进、出干燥管的空气平均温度,即 $t_w \approx t_a = (t_1 + t_2) / 2$;

(2) 根据定性温度 t_m ,查得在一定工作压力下的空气密度(ρ)、导热系数(λ)、运动粘度系数(ν)、导热系数(α),以及根据静止空气温度 t_f 值,查得在该温度下的空气的体积膨胀系数(β);

(3) 算得普朗特准则数 $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ (或从空气物性参数表中查得)和格拉晓夫准则数 $Gr = \frac{gl^3\beta \cdot (t_w - t_f)}{\nu^2}$;

(4) 根据 $(Gr \cdot Pr)_m$ 的数值,算得努谢尔特准则数 $Nu = c \cdot (Gr \cdot Pr)_m^{0.215}$ 并由努谢尔特准则求得放热系数 $\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}$, (式中 l 为定性尺寸,管子长度);

(5) 忽略未绝热金属管传热热阻的前二项, $R = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{\delta}{\lambda d_m} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}$, 得传热系数 $K \approx \alpha_2 d_2$;

(6) 按 $\dot{Q} = \alpha_2 \pi d_2 l \cdot (t_a - t_f)$ 式算得干燥管热损失 \dot{Q} 。

计算举例如表 1。

从以上实例计算可以看出,干燥管的热损失与流经干燥管的空气温度和空气流速有关。空气温度高,热损失占据空气总有效含热量的比率大。在相同的干燥管进、出口空气工作温度范围下,空气的流速快,干燥管的热损失大。在目前常用的干燥管内空气平均温度为 95°C (进风温度 130°C、出风温度 60°C) 和 247.5°C (进风温度 400°C、出风温度 95°C) 情况下,当干燥管进口风速为 20m/s 时,干燥管的热损失量占空气总有效含热量的比率分别为 4.2% 和 18.8%; 当进口风速为 10m/s 时,所占比率约为 3% 和 11.8%。可见,干燥过程中干燥管的热损失不容忽视,尤其是采取高温干燥形式的时候。

以上述干燥管进、出口风温为 $t_1 = 400^\circ\text{C}$ 、 $t_2 = 95^\circ\text{C}$, 进口风速为 $v_{g1} = 10\text{m/s}$, 平均风速为 $v_g = 8.06\text{m/s}$ 为例,工作过程中干燥管的热损失为 $\dot{Q} = 55389\text{W}$ 。设每 kg 柴油燃烧时的低发热值为 41868kJ/kg, 则相当于每小时损失约 4.8kg 的柴油燃烧所发出的低发热值。如每天 24 小时连续工作,相当于耗费约 115kg/ 天的柴油。这对能源的消耗来说显然是很大的浪费。故高温干燥管外应予包裹一定厚度的绝热层,以减少热损失,提高热利用率。

表1 干燥管热损失计算
Table 1 The Calculation of heat loss of dehydration pipe

项目名称	符号或公式	单位	例一	例二
干燥管直径	D	m	0.42	0.98
干燥管长度	L	m	11	36.5
干燥管进风速度	v_{g1}	m/s	20	20
干燥管出风速度	v_{g2}	m/s	6.06	6.12
干燥管进风温度	t_1	℃	130	400
干燥管出风温度	t_2	℃	60	95
室内静止空气温度	t_f	℃	20	20
干燥管壁面温度	$t_w \approx \frac{t_1 + t_2}{2}$	℃	95	247.5
定性温度	$t_m = \frac{t_w + t_f}{2}$	℃	57.5	134
空气导热系数	λ	W/m·K	28.76×10^{-3}	84.23×10^{-3}
运动粘度系数	ν	m ² /s	18.635×10^{-4}	26.87×10^{-4}
体积膨胀系数	β	1/K	3.419×10^{-3}	3.419×10^{-3}
普朗特准则数	$Pr \left(= \frac{\nu}{\alpha} \right)$	—	0.69	0.68
格拉晓夫准则数	$Gr = \frac{g l^3 \beta (t_w - t_f)}{\nu^2}$	—	9.642×10^{12}	514×10^{12}
乘积	$(Gr \cdot Pr)_m$	—	6.658×10^{12}	349.5×10^{12}
努谢尔特准则数	$Nu = 0.135 (Gr \cdot Pr)_m^{1/4}$	—	2358.3	9505
放热系数	$\alpha_2 = \frac{Nu \lambda}{l}$	W/m ² ·K	6.64	8.914
干燥管热损失	$\dot{Q} = \alpha_2 \pi d l (t_w - t_f)$	W	7228	88965
空气加热需热量	$Q = L_g (h_1 - h_0)$	W	174008	470638
热损失占据比率	\dot{Q}/Q	%	4.2	18.8

当取干燥管进口风速 $v_{g1} = 10\text{m/s}$ 时,则有:

干燥管直径	D	m	0.538	0.483
干燥管长度	L	m	6	18
干燥管热损失	\dot{Q}	W	5004	55889
热损失占据比率	\dot{Q}/Q	%	2.9	11.8

(二) 干燥管壁对环境空气的放热系数

从实例计算分析可以看出,在定性温度 $t_m = 55 \sim 140^\circ\text{C}$ 范围内,即在干燥管中平均风温为 $t_a = 90 \sim 260^\circ\text{C}$ 范围内,努谢尔特准则数均可用实验公式 $Nu = 0.135 (Gr \cdot Pr)_m^{1/4}$ 计算。故在求解放热系数的过程

中,定性尺寸 l (干燥管长度) 不发生影响。并可导出如下直接用于计算干燥管壁对周围环境空气放热系数的公式:

$$\alpha = \frac{N_w \cdot \lambda}{l} = 0.135 \left(\frac{gl^3 \beta \Delta t}{\nu^3} \cdot \frac{\nu}{\alpha} \right)^{1/3} \cdot \frac{\lambda}{l} = 0.135 \left(\frac{g \beta \Delta t}{\nu \alpha} \right)^{1/3} \cdot \lambda \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (12)$$

如果室内静止空气温度按 $t_f = 20^\circ\text{C}$ 计,则上式还可简化为:

$$\alpha = 0.044 \lambda \left(\frac{t_w - 20}{\nu \alpha} \right)^{1/3} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (13)$$

或者

$$\alpha = 0.055 \lambda \left(\frac{t_m - 20}{\nu \alpha} \right)^{1/3} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (14)$$

式中诸项符号含意同前所述。

根据式(14)求得的不同定性温度下的放热系数值列于表 2 中,可供选用。表中 t_a 栏为与定性温度 t_m 相对应的进、出干燥管的空气平均温度值。

表2 未绝热气流干燥管的放热系数 $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$

Table 2 Heat transfer coefficient of the un-insulated pneumatic dehydration pipe
 $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$

t_m	55	60	65	70	75	80	85	90	95
α	6.53	6.79	7.01	7.23	7.41	7.59	7.76	7.91	8.06
(t_a)	(90)	(100)	(110)	(120)	(130)	(140)	(150)	(160)	(170)
t_m	100	105	110	115	120	125	130	135	140
α	8.20	8.32	8.45	8.56	8.68	8.78	8.88	8.98	9.08
(t_a)	(180)	(190)	(200)	(210)	(220)	(230)	(240)	(250)	(260)

参 考 文 献

- [1] 无锡轻工业学院、天津轻工业学院,1985。食品工程原理,(下册)282—358,轻工业出版社(京)。
- [2] 王补宣,1983。热工基础,159—227,人民教育出版社(京)。
- [3] 汪妙强,1990。气流干燥装置的设计和研制。渔业机械仪器,17(88):18—23。
- [4] 金国森,1983。干燥设备设计,18—56;157—198。上海科学技术出版社。
- [5] 姜为衍,1989。传热学,124—169,高等教育出版社(京)。
- [6] 桐荣良三(秦曙光等译),1983。干燥装置手册,1—12;121—132,上海科学技术出版社。
- [7] 德意志联邦共和国工程师协会工艺与化学工程学会(化学工业部第六设计院译),1983。传热手册,105—153;244—250,化学工业出版社(京)。