

档机 568

烟 风 煤 粉 管 道 阻 力 计 算

《燃烧及制粉系统计算手册》试用稿之六

76年4月 上海

《燃烧及制粉系统计算手册》编制组

烟风煤粉管道阻力计算

《燃烧及制粉系统计算手册》试用稿之六

说 明

本试用稿系《燃烧及制粉系统计算手册》部份内容。

按照1973年水电部西安标准化设计会议的安排，由内蒙电力设计处，西北电力设计院和华东电力设计院联合编制《燃烧及制粉系统计算手册》，供设计单位内部计算参考之用。根据分工，本手册内容侧重于电站煤粉锅炉的燃烧及制粉计算，不包括天然气及燃油系统的有关计算。

由于编制组缺乏实践经验，试验做得少或根本未做，搜集国内外有关的资料和实践数据也极有限。为此，将编制初稿分送有关单位试用，希在试用过程中继续将宝贵意见提供给编制组（设于华东电力设计院），以便修改定稿。

试用稿共计有下列部份：

- 一 燃煤特性及煤分析数据参考表
- 二 燃烧及制粉系统热力计算
- 三 除尘器选择计算
- 四 磨煤机及制粉系统辅助设备选择计算
- 五 烟囱高度计算
- 六 烟风煤粉管道阻力计算

作为试用稿附件的，还有一些试验报告和参考资料。

目 录

- 一 概述
- 二 管道和管件的阻力计算
- 三 设备阻力
- 四 烟囱阻力计算
- 五 自生通风力计算
- 六 系统的计算阻力及其修正
- 七 风机选择

附 录

- I · 烟空气重度及其含灰浓度计算
- II · 制粉系统中各部份介质重度及其含粉浓度计算

一、概述：

烟风煤粉管道阻力计算的目的是确定系统中管道及设备的总阻力和选择吸风机，排粉机或一次风机。

阻力计算的准确性在很大程度上取决于阻力系数的取用和管道及设备布置形式。阻力系数主要是根据试验确定的，但我国过去这方面的试验和总结较少，特别是管件的局部阻力系数。至于布置对阻力的影响，特别是对带粉气流的流量分配，浓度分布及其阻力的影响等，还远远未弄到大部份能用计算来表达的程度。因此，布置的合理是一个关键因素。以上是为什么直至目前为止，管系的计算阻力仍与实际阻力有不同误差的原因。总之，阻力计算在目前的烟风煤粉管道设计计算中仍是一个薄弱环节，试验资料很少，有待逐步总结提高。

在进行阻力计算前应先进行燃烧及制粉系统的热力计算（参见《试验》）并对烟风煤粉管路进行初步布置。

二、管道和管件的阻力计算

1. 摩擦阻力

1.1 基本公式：

摩擦阻力是流体在流道中流动时，由于流体之间的非弹性动量交换和流体层的剪应力传到流道壁面的结果。根据流体力学定律，在流动稳定的情况下（即当流动介质的密度及粘度为常数时），等截面管摩擦阻力可按下列公式计算：

$$\Delta h_f = \lambda \frac{l}{d_{dl}} \frac{w^2}{2g} \quad \gamma, \text{毫米水柱}$$

式中：λ —— 纯流体情况下的摩擦阻力系数，即与管道直径相同的长度中的动压头损失数，见本节1(2)，

l ——管道长度，米

d_{dl} ——管道的当量直径，米，

$$d_{dl} = \frac{4 \times \text{流道截面积}}{\text{流道周长}},$$

对园截面管道 $d_{dl}=d_n$ (内径)，矩形截面管道 $d_{dl}=\frac{2ab}{a+b}$ (a, b 为矩形截面的内边长度)，

w ——流体的流速，米/秒

γ ——流体的重度，公斤/米³ (参见附录 I, II)

g ——重力加速度，9.81 米/秒²

(2) 摩擦阻力系数

摩擦阻力系数的定义是长度等于管子直径或流道当量直径的管子或流道中的流体动压头损失数。

实验表明，利用雷诺数 Re 和流道壁面的相对粗糙度 Δ/d_{dl} 来确定摩擦阻力系数最为合理。雷诺数 Re 是用来表征流动特征的，其定义为惯性力与粘滞力之比的无因次数。 $Re < 2000$ 时是层流，超过 4000 时一般为紊流，完全紊流的数值还要高。不稳定状态存在于 Re 数介于 2000 和 4000 之间的临界区。

Re 数不同时，摩擦阻力系数的计算公式也不同。烟风煤粉管道在一般工程常用的温度、管径和流速范围内的雷诺数 Re 一般均大于 10^5 ，如表 1 所示。

表 1

温度 (°C)	介 质	运动粘滞系数 ν (米 ² /秒)	管 径 d (米)	流速 W (米/秒)	雷诺数 $R_e = \frac{Wd}{\nu}$
冷风道	空气	$(13.3 \sim 18.15) 10^{-6}$	0.3~5	8~25	$> 1.3 \times 10^5$
热风道	"	$(41.5 \sim 63.0) 10^{-6}$	0.5~5	15~35	$> 1.19 \times 10^5$
烟道	烟气	$(23.8 \sim 32.8) 10^{-6}$	0.5~5	8~25	$> 1.2 \times 10^5$
制粉管 道	空气	$(20.1 \sim 26.5) 10^{-6}$	0.2~1.5	14~22	$> 1.05 \times 10^5$
干燥剂 送粉管 道	"	$(20.1 \sim 26.5) 10^{-6}$	0.15~0.5	25~30	$> 1.4 \times 10^5$
热风送 粉管道	"	$(34.8 \sim 55.6) 10^{-6}$	0.2~0.5	30~35	$> 1.08 \times 10^5$

根据摩擦阻力系数实验曲线, 当雷诺数 $Re \geq 10^5$ 和管壁的相对粗糙度 $\Delta/d_{dl} \geq 0.002$ 时, 气流处于完全紊流状态, 此时, 摩擦阻力系数仅与相对粗糙度有关, 可按下列式计算:

$$\lambda = \frac{1}{(2 \lg \frac{d_{dl}}{\Delta} + 1.14)^2}$$

式中: d_{dl} —— 流道的当量直径, 米

Δ —— 流道内壁的平均绝对粗糙度, 米

当相对粗糙度 $\Delta/d_{dl} < 0.002$ 时, 完全紊流的雷诺数 Re 比 10^5 还要高, 但应用上式计算的误差也不大。

如果无缝钢管的内壁平均绝对粗糙度 Δ 按 0.2 毫米计, 焊接烟风煤粉管道的 Δ 按 0.4 毫米计, 则按上式算得的摩擦阻力系数值 λ 如表 2 所示。

表 2

	无缝钢管	由钢板焊制的烟风煤粉管道
管内壁平均绝对粗糙度 Δ , 米	0.0002	0.0004
当量直径 d_{dl} , 米	0.1 0.2 0.3 0.4 0.5	0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7~0.8 0.9~1.0 1.5 2.0 2.5~3.0 3.5~4.0 4.5 5.0
摩擦阻力系数 λ	0.023 0.020 0.018 0.017 0.016	0.028 0.023 0.021 0.020 0.019 0.018 0.017 0.016 0.015 0.014 0.013 0.012 0.0117 0.0115

根据本手册编制组试验实测〔1〕, 石横电厂 $\varnothing 460$ 焊接送粉管在纯空气试验时的摩擦阻力系数约为 $0.011 \sim 0.020$ 。比表 2 中焊制钢管的数值低些, 而与无缝钢管的数值接近, 其原因可能是由于管道内壁在长期运转中被煤粉磨光的结果。芜湖电厂 $\varnothing 200$ 无缝送粉管的实测 λ 值为 $0.015 \sim 0.016$, 也比表 2 中数值低些。因此, 对于送粉管道, 无论是无缝钢管或焊接钢管, 绝对粗糙度 Δ 考虑 0.2 毫米已经足够了。

美国的试验表明, 对于 $\varnothing 300$ 毫米煤粉管道, 当流速为 $30.5 \sim 12.2$ 米/秒时, 输送纯空气时的摩擦阻力系数约为 $0.014 \sim 0.02$ 〔2〕与表 2 中的数值也颇接近。

苏联 1972 年提出的烟风煤粉管道在输送纯空气或烟气时的摩擦阻力系数值〔3〕如表 3 所示。

表 3

当量直径 $d_{d\phi}$, 毫米	摩擦阻力系数 λ	
	焊制的烟风道	焊制和拔制的煤粉管道
<200	0.025	0.028
200~400	0.021	0.023
400~800	0.018	0.020
>800	0.015	0.017

注: 对内部有衬砌的钢板烟道, 当

$$d_{d\phi} > 0.9 \text{ 米时, } \lambda = 0.03$$

$$d_{d\phi} < 0.9 \text{ 米时, } \lambda = 0.04$$

从表 3 可看出, 焊制烟风道的 λ 值与表 2 中的计算值较接近。但焊制和拔制煤粉管的 λ 值是偏大的。

综上所述, 钢制烟风煤粉管道的 λ 建议按表 2 选用 (送粉管道均按 $\Delta = 0.0002$ 米)。砖烟道和有衬砌钢板烟道的 λ 暂按表 3 取用。

(3) 带粉气流的摩擦阻力

气流在带粉后，除了纯气体的摩擦阻力外，还有以一定的速度（在粉粒加速结束后）输送粉粒而附加的压力损失。这个压力损失习惯上也用摩擦阻力的基本公式表示之，即：

$$\Delta h_f = \lambda' \frac{l}{d_{d\ell}} \frac{w^2}{2g} \gamma, \text{ 毫米水柱}$$

因此，带粉气流的摩擦阻力应为：

$$\begin{aligned} \Delta h_{m.f} &= \Delta h_m + \Delta h_f \\ &= (\lambda + \lambda') \frac{l}{d_{d\ell}} \frac{w^2}{2g} \gamma \\ &= \lambda_f \frac{l}{d_{d\ell}} \frac{w^2}{2g} \gamma, \text{ 毫米水柱} \end{aligned}$$

式中： λ —— 纯气体情况下的摩擦阻力系数

λ' —— 因带粉而引起的摩擦阻力系数增加数

λ_f —— 带粉气流的摩擦阻力系数

其余符号同本节(1)

因带粉而引起的摩擦阻力系数增加数 λ' 与粉粒体的物理性质和输送条件有关。影响 λ' 的因素极多，除气体的雷诺数外，尚有粉粒体的速度、气体速度与粉粒体速度之差，粉粒体的平均直径，粉粒体的重度以及气粉混合物的浓度等。对这些因素进行理论分析是比较复杂的。根据实验，对于流量和压降都不大的低压气力输送系统，一般可利用下列经验关系式来直接确定带粉气流的摩擦阻力系数：

$$\lambda_f = \lambda (1 + K_m \mu)$$

式中： λ —— 纯气体情况下的摩擦阻力系数

μ —— 气粉混合物的浓度，公斤/公斤

K_m ——根据试验确定的系数

系数 K_m 主要受气流速度变化的影响, 当气流速度较大时, 粉粒在管内处于悬浮输送状态, 其与管壁发生直接接触的摩擦频率就要小些, 因此 K_m 值也低些。根据国内石横电厂试验 (1), K_m 值大体有随空气速度提高而减小的趋势, 但由于带粉流动的影响因素很多, 目前尚未找到 K_m 变化的规律。根据石横、望亭、莱芜和南定等电厂送粉管道的阻力计算和实测数据, 对流速 ≥ 2.5 米/秒和 $\mu < 0.5$ 的送粉管道, 初步建议取 $K_m = 0.2$ 。根据芜湖和南定电厂的数据, 对流速 < 2.5 米/秒和 $\mu \geq 0.5$ 的制粉管道, 初步建议取 $K_m = 1$ 。

美国的试验表明, K_m 值约在 $0.25 \sim 0.285$ 之间 (2)。

苏联计算标准将 K_m 作为常数来对待 ($K_m = 1$, $K_m = 2.5$) 是不够全面的。

2 局部阻力

(1) 基本公式

流体流经管件 (如弯头、三通、阀门或其它附件) 时, 由于流向变换或速度变化而引起的压力损失 (不包括摩擦损失) 称为局部阻力。这种压力损失主要是由于气流的冲击和非弹性动量交换造成的, 因此主要受管件几何形状的影响。根据试验资料和经验关系得到的局部阻力可按动压头的一个乘数来表示 (不论有无热交换), 即:

$$\Delta h_j = \epsilon \frac{W^2}{2g} \gamma, \text{ 毫米水柱}$$

式中: ϵ ——局部阻力系数, 见本节 2(2)

W ——流体在某一计算截面处的流速, 米/秒

γ ——流体的重度, 公斤/米³ (参见附录 I, II)

g —— 重力加速度, 9.81 米/秒^2

(2) 局部阻力系数

局部阻力系数被定义为以动压头为单位的局部阻力损失数。各种管件在纯空气情况下的局部阻力系数国内尚未进行过系统的测定。本手册编制组曾会同石横电厂对该厂#2炉乙侧制粉系统的弯管和分流三通的局部阻力系数进行了一些测定(1), 但不够完整和全面, 有待继续测试。华东院71年《手册》上的局部阻力系数图表可供参考。

国外较近发表的局部阻力系数数据见资料(3)(4), 供参考。

(3) 带粉气流的局部阻力

带粉气流的局部阻力计算公式:

$$\Delta h_{j.f} = \xi_f \frac{w^3}{2g} \gamma, \text{ 毫米水柱}$$

带粉气流的局部阻力系数 ξ_f 也可用下列经验关系式来表示:

$$\xi_f = \xi (1 + K_j \mu)$$

式中: ξ —— 纯气体情况下局部阻力系数

μ —— 气粉混合物的浓度, 公斤/公斤

K_j —— 根据试验确定的系数

本手册编制组在石横电厂进行的试验表明(1), 在气粉混合物浓度 $\mu = 0.2 \sim 0.4$ 的情况下, 弯头与三通的 K_j 值一般均大于1。鉴于试验次数不多和范围较小, 目前尚无法提出推荐的 K_j 值, 初步建议取 $K_j = 1$ 。

苏联1958年计算标准中对各种管件一律推荐 $K_j = 0.8$ 似欠合理。

3. 其它阻力

(1) 煤粉提升阻力

在向上流动的垂直煤粉管道中, 应考虑提升煤粉的压力损失, 用下

式计算之：

$$\Delta h_{ds} = h \gamma \mu, \text{ 毫米水柱}$$

式中：h —— 垂直提升 高度，米

γ —— 气体的重度，公斤/米³

μ —— 气粉混合物的浓度，公斤/公斤

(2) 煤粉加速阻力

在中间储仓式制粉系统中，应考虑煤粉自煤粉混合器出来后加速至一次风管中风速的压力损失，用下式计算之：

$$\Delta h_{jT} = \frac{\mu w^2 \gamma}{g}, \text{ 毫米水柱}$$

式中： μ —— 气粉混合物的浓度，公斤/公斤

w —— 气体的流速，米/秒

γ —— 气体的重度，公斤/米³

g —— 重力加速度，9.81 米/秒²

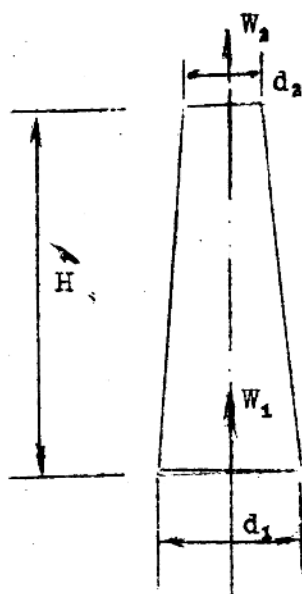
三 设备阻力：

锅炉本体（包括空预器、燃烧器等）的阻力应以制造厂提供的资料为准。暖风器，除尘器以及制粉系统设备的阻力应以试验实测数据为准，可参见本手册试用稿之二，三，四。

四 烟囱阻力计算：

烟囱阻力由摩擦损失和出口动能损失两部份组成。在计算烟囱阻力时，烟气温度可按吸风机处烟气温度计算（即可忽略烟囱内的烟气温降）。

对圆柱形钢板烟囱，摩擦阻力可按一般管道的摩擦阻力公式（见第二节 1）计算。对带锥度的砖砌或钢筋混凝土烟囱，摩擦阻力按下列变截面管道摩擦阻力公式计算：



$$\Delta h_{y.m} = \lambda H \frac{d_1^4 - d_2^4}{4(d_1 - d_2)d_1^4} \cdot \frac{W_2^2}{2g} \gamma, \text{ 毫米水柱}$$

上式中 $\frac{d_1^4 - d_2^4}{d_1^4}$ 可近似看作为 1。此外，对砖砌和钢筋混凝土烟囱，一般取坡度 $\frac{d_1 - d_2}{2H} \approx 0.02$ ，

故烟囱摩擦阻力计算式可简化为：

$$\Delta h_{y.m} \approx \lambda \frac{1}{0.16} \frac{W_2^2}{2g} \gamma, \text{ 毫米水柱}$$

对钢板、砖砌和钢筋混凝土烟囱，摩擦阻力系数 λ 可取 0.03

$$\text{则, } \Delta h_{y.m} \approx 0.2 \frac{W_2^2}{2g} \gamma, \text{ 毫米水柱}$$

式中: W_2 —— 烟囱出口烟气流速, 米/秒

γ —— 烟囱出口烟气重度, 公斤/米³

g —— 重力加速度, 9.81 米/秒²

烟囱出口局部阻力按下式计算:

$$\Delta h_{y.f} = 1.1 \frac{W_2^3}{2g} \gamma, \text{毫米水柱}.$$

式中符号同摩擦阻力计算公式。

因此, 对带锥度的砖砌和钢筋混凝土烟囱, 烟囱的总阻力为

$$\Delta h_y \approx 1.3 \frac{W_2^3}{2g} \gamma, \text{毫米水柱}$$

即近似可忽略高度对阻力的影响。烟囱高度愈高, 烟囱自生通风力(见第五节)愈大, 因此如果维持烟囱进口风压一定的話, 则烟囱愈高, 出口烟速就愈可取高些(参见试用稿之五《烟囱高度计算》)。

(朱杨)

五 自生通风力计算

自生通风力是输送热气体的豎直烟风道中由于二处标高差而造成的压差。其强度取决于烟风道的豎直高度差和热气体温度。自生通风力既可有助于气体的流动，也可成为流动的阻力。当热气体自下向上流动时，自生通风力 h_{zs} 可作为有用压头，计算时取正值；自上向下流动时，即成为流动的阻力， h_{zs} 取负值。自生通风力按下式计算之：

$$h_{zs} = \pm h(\gamma_k - \gamma) \quad , \quad \text{毫米水柱}$$

式中： h —— 计算点之间的垂直标高差，米

γ_k —— 周围空气重度，公斤/米³。一般按一个标准大气压和 20°C 温度下的大气重度计算，即 $\gamma_k = 1.2$ 公斤/米³

γ —— 热气体的重度，公斤/米³

六 系统的计算阻力及其修正

1. 系统的计算阻力

系统的计算阻力 = 系统末端与始端的风压差 + 管道管件和设备阻力的总和 - 自生通风力

对于平衡通风的锅炉，引风系统以燃烧室出口第一组锅炉管束作为计算始端，该点的负压计算时可取 2 毫米水柱。送风系统以燃烧室进风平面处的风压作为计算末端，该点的负压为 $2 + 0.95H$ ， H 系燃烧室进风平面至燃烧室出口第一组锅炉管束的标高差（单位米）。对于正压锅炉，燃烧室进风平面处的正压按制造厂确定的数据。

对于负压制粉系统，以磨煤机进口作为排粉机阻力的计算始端，如干燥剂为空气，该点负压可取用 10 ~ 20 毫米水柱；如干燥剂为炉烟和空气混合物，则应根据锅炉抽烟点负压及由抽烟点至磨煤机进口炉烟管道的阻力决定。

对于正压制粉系统，以一次风机进口风压作为系统阻力的计算始端，该点的风压可根据热风系统的计算风压确定。

2 计算阻力的修正

在计算管道管件设备和烟囱阻力时所用的烟空气流量，一般已进行过低气压修正，而烟空气的重度一般按一个标准大气压（即760毫米水银柱）计算（见附录I，II）。因此，对于低气压地区，计算阻力以及自生通风力应以乘数 $P/760$ 来修正。如果烟空气流量未经低气压修正，则阻力的修正乘数应为 $760/P$ ，因为阻力与流量的平方成正比，而流量与 $760/P$ 成正比，重度与 $P/760$ 成正比。对于自生通风力，修正乘数只与重度有关，仍为 $P/760$ 。

以上修正乘数中的 P 系管道中的平均有效压力，按下式计算之：

$$P = B + \frac{h_{\text{始}} + h_{\text{末}}}{2 \times 13.6}, \quad \text{毫米水银柱}$$

式中： B ——设备装置地点的大气压，毫米水银柱，按当地气象资料确定（气象气压单位换算：1000毫巴=750.1毫米水银柱）。

大气压力亦可按当地海拔标高由下表查得：

海拔标高(米)	≤200	300	400	500	600	700	800	900
大气压力(毫米水银柱)	近似按760	730	720	712	703	696	689	680

1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900
671	664	656	649	642	634	628	621	614	608

2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900
600	592	586	580	572	566	559	550	543	536

$h_{\text{始}}$ ——计算管段的始端压力，毫米水柱，如为负压应取负值

$h_{\text{末}}$ ——计算管段的末端压力，毫米水柱，如为负压应取负值

注：如 $h_{\text{始}} + h_{\text{末}} < 500$ 毫米水柱，可略去不计。

七 风机选择

1. 概况

电站锅炉送吸风机可采用离心式和轴流式两种型式。但是，国内目前装置的送吸风机中，离心式占绝大多数。上海和沈阳鼓风机厂目前也都以生产 4-73 型离心风机（单吸后弯机翼形叶片）为主。该系列离心风机最大规格的转子直径为 $2.8 \sim 2.9$ 米，基本可满足国产 20 万千瓦机组配套的需要（每炉 2 台）。4-73 型风机在额定工况下的实际运行效率约为 90% 左右，但调节效率（采用进口导向调节）较低，以致部份负荷时的运行效率不高。轴流式风机在—批捷克进口机组上有较多使用。上海鼓风机厂近年来生产了供国产 30 万千瓦机组使用的大型轴流风机（07-11 型），吸风机转子直径为 2.9 米，送风机用 $2.3 \sim 2.55$ 米，采用动叶调节。该型风机在额定工况下的设计效率约为 83%~84%，其优点是调节效率较高，在负荷为 70%~100% 时效率可维持在 67% 以上。轴流式风机虽具有调节效率高，控制性能好等优点，但也存在结构复杂，叶轮磨损积灰，轴承防灰以及国内制造运行经验少等问题。07-11 型轴流风机目前尚未形成系列。因此，20 万千瓦及以下机组一般选用 4-73 型高效离心风机。如果调节深度很大，则也可考虑 9-35 或 9-47 系列前弯叶片离心风机。20 万千瓦以上机组的送吸风机应视工程具体条件进行离心式或轴流式选型比较。

制粉系统中使用的排粉机一般均为离心式。对储仓式制粉系统，系统阻力较大，一般采用压力系数较高的前弯叶片离心风机。对直吹式制粉系统，目前较多采用耐磨性能较好的直叶片（辐射式）离心风机（0-4