

喷旋塔的新设计方法及其性能研究

方文骥 张西安

(化工系)

喷旋塔的技术,为我国化肥厂广开煤源,采用当地高硫煤生产化肥,打开了一条可靠的技术途径。

本文主要是阐明了喷旋塔的脱硫原理,数经改进的最新板结构,并详细地介绍了它的设计方法。目前文献上有关喷射器的设计方法繁多,各自都建立在自己实验和经验数据基础上,尚无统一公式,特别是对化学吸收的反应型的喷射器设计,更是一个薄弱环节。作者首以动量法,对所作喷射器的分离体,通过受力分析,建立了动量法设计方程。此外,又利用空间投影法,建立了“拟正弦”和“拟正切”两种旋流板的新设计方程。

喷旋塔是为我国化肥厂广开煤源,得以采用当地高硫煤生产化肥而开发的一种新型塔。

用氨水脱除半水煤气中的 H_2S ,属于选择性吸收飞速反应,其传质过程受气膜控制。喷旋塔即为能较好适应这种飞速反应过程而特定设计的塔型。

喷旋塔由喷射器和旋流板塔所组成。气液呈并流进入喷射器,因其体积小,气流速度大,这对气膜吸收控制的过程十分有利。且因气液停留时间短,对 H_2S 的选择性吸收远比 CO_2 为好,这对化肥增产具有十分重要的意义。一支喷射器可将高达20克/标米³的 H_2S 脱到4克/标米³以下,然后,气液继续在旋流板塔中呈逆流接触,以进一步将 H_2S 脱至0.07克/标米³以下。从而实现了一个喷旋塔可以代替老三塔脱硫流程。

由于喷射器是气液呈并流,理论上不存在气液通过的极限能力,且能使气体略有增压作用。加之采用了无降液管式的特定旋流板结构,故喷旋塔尤以阻力降低而称著。

一、喷旋塔中喷射器的设计

工业喷射器由于介质不同而品种繁多,设计方法五花八门,且多半是半经验式的,缺少普遍化意义。这些喷射器大部分是作为抽吸泵,用作化工吸收过程未必合适。本文提出了一种按动量法设计喷射器的方程,原理如下:

$$\Sigma F_z + G' = \frac{G}{g}(W_{I-II} - W_{E-II}) = \frac{G}{g}\Delta W \quad (1)$$

喷射器的设计,首要的是确定其喉管尺寸,而其他尺寸一般都以喉管尺寸为基本参数而导出。

现按下图1从喷射器取出分离体,各符号定义见文后。

根据流体在分离体中的动量变化 $(\Delta \Xi)$,可写成:

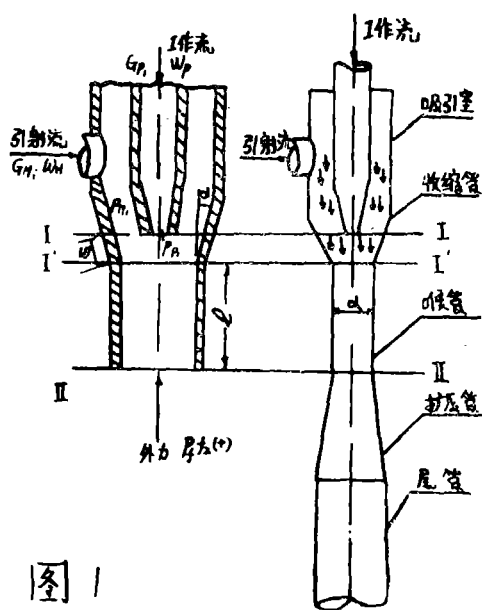


图 1

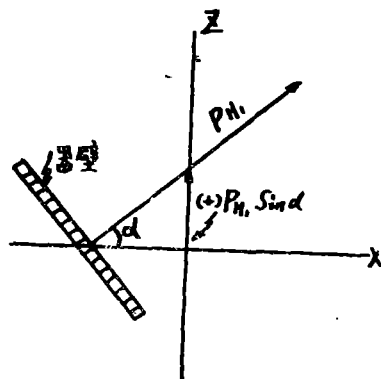


图 2. 作用在锥体面积上的反作用力在 Z 轴的分力

$$\Delta \Delta = \frac{G_P}{g} W_{P1} + \frac{G_H}{g} W_{H1} - \frac{G_P + G_H}{g} W_{混} \quad (2)$$

显然, 动量 $\Delta \Delta$ 的变化, 应等于作用在该分离体上各外力之和。

下面, 我们即对工作状态的喷射器的分离体上所受的各外力进行具体分析:

(1) 混合流作用在分离体截面 II—II 处的反作用力为 $p_2 f_2$ (设 Z 轴向上为正)

(2) 作用在截面 I—I 和截面 II—II 之间的器壁面积, 即作用在收缩锥体面积上的反作用力, 在 Z 轴上的分力 (见图 2) 应为 $\int_{f_2}^{f_1} P_{H1} \sin \alpha df$ (正向)

(3) 工作流作用在截面 I—I, 即作用在喷嘴通道面积上力为 $P_{P1} \cdot f_{P1}$ (负向)。

(4) 引射流作用在截面 I—I 的环隙面积的作用力为 $P_{H1} f_{H1}$ (负向)

(5) 由引射流作用在截面 I—I 喷嘴端面而引起的反作用力为 $P_{H1} f_c$ (负向)

(6) 分离体中溶液的重力为 $1.2 L f_2 r$ (负向)。

因分离体体积应为锥体体积和喉管体积之和, 为了简化计算, 近似地取两者共长为 $1.2 L$, 因而 $1.2 L f_2 r$ 即表示包括锥体体积在内。

(7) 混合液通过喉管器壁的表面摩擦力为:

$$1.03 \frac{\lambda}{d} L \frac{W_{混}^2 \cdot r_{混}}{2g} f_2 \quad (\text{正向})$$

1.03 值已包括锥体部分的摩擦力在内。

基于以上各力分析, 式 (5) 可写成

$$\frac{G_P}{g} W_{P1} + \frac{G_H}{g} W_{H1} - \frac{G_P + G_H}{g} W_{混} = P_2 f_2 + \int_{f_2}^{f_1} P_{H1} \sin \alpha df - P_{P1} f_{P1} - P_{H1} \cdot f_{H1}$$

$$P_{H1}f_C - 1.2f_2Lr + 1.03\frac{\lambda}{d}L\frac{W_{混}^2 \cdot r_{混}}{2g}f_2 \quad (3)$$

在实际条件下, 显然 $P_{P1} = P_{H1}$, 因而得:

$$\begin{aligned} \frac{G_P}{g}W_{P1} + \frac{G_H}{g}W_{H1} - \frac{G_P + G_H}{g}W_{混} = P_2f_2 + \int_{f_2}^{f_1} P_{H1}\sin\alpha df - P_{H1}(f_{P1} + f_{H1} + f_C) \\ - 1.2Lf_2r_{混} + 1.03\frac{\lambda}{d}\frac{W_{混}^2 \cdot r_{混}}{2g}f_2 \end{aligned} \quad (4)$$

式中积分项 $\int_{f_2}^{f_1} P_{H1}\sin\alpha df$ 为收缩管锥体的曲面积分, 为简化计算, 现取所截锥体两端的直径 d_{I-I} 和 $d_{I'-I'}$ 的平均值为 $\frac{d_{I-I} + d_{I'-I'}}{2}$, 则锥体的折合平均面积在垂直Z轴方向的投影面积, 由此得:

$$P_{H1}\pi E \frac{d_{I-I} + d_{I'-I'}}{2} \sin\alpha = P_{H1}(f_{H1} + f_{P1} + f_C - f_2) \quad (5)$$

代入式(7)得:

$$\begin{aligned} \frac{G_P}{g}W_{P1} + \frac{G_H}{g}W_{H1} - \frac{G_P + G_H}{g}W_{混} = P_2f_2 - P_{H1}f_2 - 1.2Lf_2r_{混} + 1.03\frac{\lambda}{d} \times \\ \frac{W_{混}^2 \cdot r_{混}}{2g}Lf_2 \quad \text{令 } W_{混}^2 = \frac{(G_P + G_H)^2}{r_{混}^2 \cdot f_2^2} \\ P_2 = P_1 + \Delta P_{增压} - \eta_K \frac{W_{混}^2 \cdot r_{混}}{2g} \quad [\text{注}] \end{aligned}$$

由此得:

$$\begin{aligned} \frac{G_P}{g}W_{P1} + \frac{G_H}{g}W_{H1} - \frac{2(G_P + G_H)^2}{2gr_{混}f_2^2} = P_1f_2 + \Delta P_{增压}f_2 - P_{H1}f_2 - 1.2r_{混}Lf_2 \\ - \frac{\eta_K(G_P + G_H)^2}{2gr_{混} \cdot f_1^2} + 1.03\frac{L}{d}\frac{\lambda(G_P + G_H)^2 r_{混}}{r_{混}^2 \cdot f_2^2 \cdot 2g}f_2 \end{aligned} \quad (6)$$

整理后:

$$\begin{aligned} (\Delta P_{增压} + P_1 - P_{H1} - 1.2r_{混}L)f_2 - \left(\frac{G_P}{g}W_{P1} + \frac{G_H}{g}W_{H1}\right)f_2 \\ - \frac{(G_P + G_H)^2}{2gr_{混}f_2}(\eta_K - 2 - 1.03\frac{\lambda}{d}L) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

注: η_K 为扩压管的扩压效率, 其定义为在扩压管中流体所能恢复成静压的这部分动能与其功能之比。又尾管中的背压为扩压管流体入口压强 P_2 与该管中流体重新获得的压强之和, 即

$$P_{背} = P_2 + \eta \times \frac{W_{混}^2 \cdot r_{混}}{2g}, \text{ 又 } P_{背} = P_1 + 4P_{增压} \quad \text{则得 } P_2 = P_1 + \Delta P_{增压} - \eta_K \frac{W_{混}^2 \cdot r_{混}}{2g}$$

现今

$$A = \Delta P_{\text{增压}} + P_1 - P_{H1} - 1.2r_{\text{混}}L$$

$$B = \frac{G_P}{g} W_{P1} + \frac{G_H}{g} W_{H1}$$

$$C = (\eta_K - 2 - 1.03 \frac{\lambda}{d} L) \frac{(G_P + G_H)^2}{2gr_{\text{混}}}$$

由式可将式 (7) 写成

$$A f_2^2 - B f_2 - C = 0$$

则解得:

$$f_2 = \frac{B \pm \sqrt{B^2 + 4(\Delta P_{\text{增压}} + P_1 - P_{H1} - 1.2r_{\text{混}}L)C}}{2(\Delta P_{\text{增压}} + P_1 - P_{H1} - 1.2r_{\text{混}}L)} \quad (8)$$

从而即可求出喉管的直径 (d)

$$d = \sqrt{\frac{4f_2}{\pi}} \quad (9)$$

喷射器的其他尺寸, 则可参照它们与 d 的相应关系式而求出, 这可参阅专门文献^[1]。

至于喷射器的尾管长度的设计, 本文采用传质方程来确定:

$$G_a = K_{\text{气}} V_a \frac{(C_1 - C_1^*) - (C_2 - C_2^*)}{\ln \frac{C_1 - C_1^*}{C_2 - C_2^*}}$$

$$\text{或 } G_a = K_{\text{气}} V_a \frac{1}{\ln C_1 / C_2} \quad (10)$$

式中 C_1 , C_1^* ——分别为尾管进口时气相中实际 H_2S 和平衡 H_2S 的含量克/标米³; C_2 , C_2^* ——分别为尾管出口 H_2S 和平衡 H_2S 的含量克/标米³; G_a ——每小时从半水煤气中吸收的 H_2S 量, 克/标米; V_a ——尾管的吸收容积, 米³。

二、无降液旋流板的设计方法

我院开发的无降液管旋流板的设计方法, 系按空间投影而建立相应方程式。

本文将旋流板的开孔面积定义为垂直于气体流动方向的该通道面积 (见图3)。由于各叶片以一定仰角固定于空间, 故两叶片在空间形成的气体通道面积近似地可视为一三角形。从而简化了计算

由此得由 m 个叶片所组成的总气体通道面积为

$$A_{0\text{总}} = \sum_{n=1}^m A_0'$$

$$\text{而 } A_0' = \frac{1}{2} A'F \cdot A'B' \quad (11)$$

由于以一定仰角向上翻翘的两个叶片, 原从同一块园平板切出, 且共轭一条切缝 (见图4)

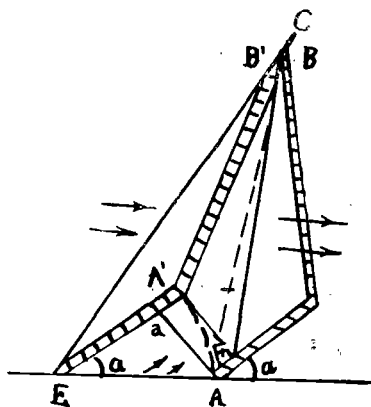


图3. “拟正弦”旋流板气体通道图

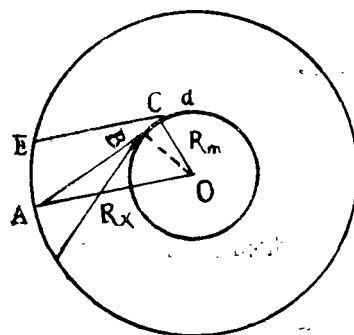


图4. 叶片样图

则有 $\overline{A'B'} = \overline{AB}$, $\overline{A'C'} = \overline{AC}$, $\overline{B'C'} = \overline{BC}$

式中带撇(')的字母,均表示相应该字母在空间位置。在式(13)中, $\overline{A'B'}$ 本应以 \overline{AC} 或 $\overline{A'C'}$ 代之,但考虑到两叶片上翘后,叶片末端 $\overline{B'C'}$ (或 \overline{BC}) 虽成一小段通气缝隙,却被焊缝所复盖,因而:

$$\overline{A'B'} = \overline{A'C} - \overline{B'C'}$$

$$\text{则 } \overline{A'C} = \overline{AC} = \sqrt{R_x^2 - R_m^2}$$

由于叶片系均匀焊接,则有

$$\overline{B'C'} = \overline{BC} = \frac{2\pi}{m} R_m$$

式中 R_m —盲板圆半径

R_x —旋流板叶片外圆半径

$$\text{则: } \overline{A'B'} = \sqrt{R_x^2 - R_m^2} - \frac{2\pi}{m} R_m \quad (12)$$

因二叶片同一仰角,故有 $\overline{A'F} \perp \overline{Aa}$

$$\text{而 } \overline{Aa} = EA \sin \alpha \quad (\alpha \text{—仰角})$$

$$EA = \frac{2\pi}{m} R_x$$

$$\text{则: } \overline{A'F} = \frac{2\pi}{m} R_x \sin \alpha \quad (13)$$

代入式(11),经整理后得旋流板总开孔面积 Λ_0 总

$$\Lambda_{0\text{总}} = \pi R_x \sin \alpha \left(\sqrt{R_x^2 - R_m^2} - \frac{2\pi}{m} R_m \right)$$

若扣除板厚 (δ) 所占空间中的面积, 可得

$$A_{0\text{总}} = \pi R_x \sin \alpha \sqrt{(R_x^2 - R_m^2 - \frac{2\pi}{m} R_m)} - m \delta \overline{A'B'}$$

可得:

$$A_{0\text{总}} = (\sqrt{R_x^2 - R_m^2} - \frac{2\pi}{m} R_m) (\pi R_x \sin \alpha - m \delta)$$

$$\text{则开孔率为: } \varphi \% = \frac{(\sqrt{R_x^2 - R_m^2} - \frac{2\pi}{m} R_m) (\pi R_x \sin \alpha - m \delta)}{\frac{\pi}{4} (D_T)^2}$$

(1) 拟正弦板的设计

“拟正弦”板设计中主要是求定 D_x , 作者根据下列三个式子

$$A_{0\text{总}} = (\sqrt{R_x^2 - R_m^2} - \frac{2\pi}{m} R_m) (\pi R \sin \alpha - m \delta), \text{米}^2;$$

$$W_{\text{实}} = \frac{W_{\text{气}}}{A_{0\text{总}} \cdot 3600} \text{米/秒}$$

$$F_0 = W_{\text{气}} \sqrt{r} \quad \text{公斤}^{1/2} / \text{米}^{1/2} \cdot \text{秒}$$

从而导出设计拟正弦板的设计公式

$$D_x^2 - 0.108 D_x - 8.9 \times 10^{-5} V_{\text{气}} \sqrt{r} = 0 \quad (14)$$

式中 F_0 —气体穿孔负荷因子, 实验证明, $F_0 > 8$ 时, 则可保证板上的液体不致泄漏。

(2) 拟正切旋流板的设计

本板适于处理生产气量较大时采用。它与“拟正弦”板的区别是“拟正弦”板的二片叶片系按距离 AE 而焊定。而“拟正弦”板的二片叶片间系按图6或图7的 A^*E 距离而焊定。两者关系为

$$A^*E = EA + X$$

$$X = \overline{EA^*} - EA = EA^* (1 - \cos \alpha) = \frac{\pi D_x}{m} (1 - \cos \alpha)$$

$$\overline{A^*E} = (EA^* - 1) \tan \alpha$$

而后根据下列两式

$$A_{0\text{总}} = m \left[\left(\frac{\pi R_x}{m} - \frac{x}{2} \right) \tan \alpha \left(\sqrt{R_x^2 - R_m^2} - \frac{2\pi}{m} R_m \right) - \delta \overline{AB} \right]$$

$$F_0 = W \sqrt{r} = \frac{V_{\text{气}} \sqrt{r}}{3600 \cdot A_{0\text{总}}}$$

从而, 建立设计拟正切板的公式

$$D_x^2 - 10.8 \times 10^{-2} D_x - 10.8 \times 10^{-5} V_{\text{气}} \sqrt{r} = 0 \quad (15)$$

由于篇幅所限，以上两种旋流板的设计方程的详细导出过程，可以参考作者的专文^[8]。

(3) 旋流板的实际板数的求定

$$N_{(实)} = \frac{N_{理}}{E_T} = \frac{\log [(A-1) \frac{y_b - mx_a}{y_a - mx_a} + 1]}{\log A} - 1/1 - \frac{\log [A + E_0(1-A)]}{\log A}$$

$$\text{或: } N_{(实)} = \log [(A-1) \frac{y_b - mx_a}{y_a - mx_a} + 1] - \log A / \log A - \log [A + E_0(1-A)]$$

式中 E_T ——全塔效率

E_0 ——莫弗利效率或称单板效率，其定义

$$\text{为 } E_0 = \frac{Y_{n-1} - Y_n}{Y_{n-1} - Y_n^*} \text{ 一般可取 } 0.4 \sim 0.5$$

三、实验研究

因受篇幅限制，这里仅将主要实验结果予以简介。

1、“拟正弦”与“拟正切”旋流板的湿板阻力降测定：

我们曾制作两种拟正弦、拟正切旋流板作对比研究，各板参数如下：

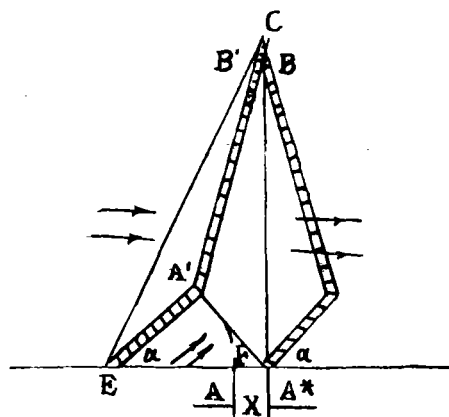


图5.“拟正切”旋流板气体通道图

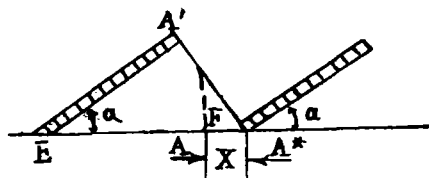


图6. 叶片图

| 板型 \ 参数 | D_x (毫米) | D_m (毫米) | m (片) | α° (仰角) |
|---------|---------------|---------------|------------|------------------------|
| 1* 拟正切 | 100 | 33 | 20 | 25 |
| 2* 拟正弦 | 100 | 33 | 24 | 25 |
| 3* 拟正切 | 100 | 37 | 24 | 25 |
| 4* 拟正弦 | 100 | 33 | 20 | 25 |

通过试验，对于 D_x 相同而其他尺寸不同的四种板型，所获得的湿板阻力与气流速度的关系如图7所示。

从图7可以看出，拟正弦板的湿板阻力降最大，其次序为：

$$2 > 4^* > 3^* > 1^*$$

这与我们理论上分析结论是一致的，说明拟正切板的实际工作性能最佳。

2、关于液泛的试验

(1) 对 $D_T = 285$ 毫米的塔的泛点试验

我们对“拟正弦”板及“拟正切”板在不同气量和液量下测定液泛点前的阻力变化数值，如表1所示。校核其“拟正弦”板出现液泛点时相应的 F_0 。可知，一般拟正弦无降液管旋流

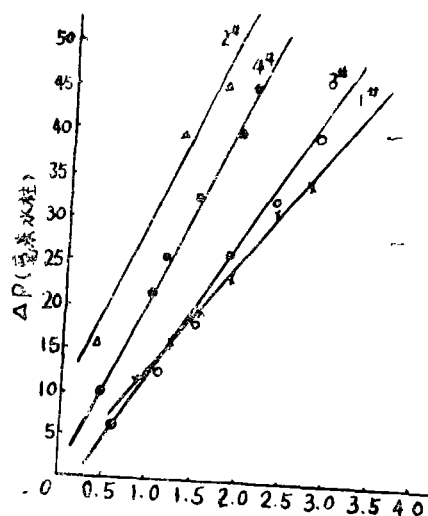


图7 四种不同旋流板的湿板阻力降

的。如表2中的第3和第5列数据，已清楚说明这种关系，但对其他两种无降液管旋流板，此时均不出现液泛现象。

表 1

| 阻力降 (毫米汞柱) 气量 (米³/时) | 拟 正 弦 板 | | | 拟 正 切 板 | | | 备 注 |
|-----------------------------------|-----------|------|------|-----------|------|------|---------------------------------------|
| | 供液量(米³/时) | | | 供液量(米³/时) | | | |
| | 3.24 | 4.86 | 6.48 | 3.24 | 4.86 | 2.48 | |
| 336 | 17.5 | 23.5 | — | 13.5 | 21.5 | — | (1)两种板 型锥体上 导气门均 为两扇扇 对开。 |
| 360 | 20 | 25 | — | 16.5 | 27 | — | |
| 384 | 22.5 | 29.5 | — | 20 | 27.5 | — | |
| 408 | 24.5 | 36 | 65 | 21.5 | 31 | — | |
| 432 | 28 | 41.5 | 73 | 24 | 34.5 | 50 | |
| 456 | 31.5 | 46 | 74 | 26 | 38.5 | 58 | |
| 480 | 33.5 | 54 | 80.5 | 29 | 42 | 63 | |
| 504 | 41 | 61 | 92.5 | 37 | 47 | 70 | |
| 528 | 46.5 | 66 | 液泛 | 36 | 55 | 78 | |
| 552 | 49 | 71 | — | 39 | 58 | 80 | |
| | | | | | | | (2)空气— 水系统。 r空=1.29 |

3、不同板型的泄漏点

我们曾测定了3 1*~4*四种板型的溶液起始泄漏点，其数据如表3所示。

表3数据说明，当板上液量增大时，板上漏液提前出现。如3*时板在 $L=0.5$ 米³/时，开始漏液气速为6.8米/秒；而在 $L=2.0$ 时，开始漏液气速为4.7米/秒，其他各板也几乎类同。若欲使“拟正切”板不泄漏，相应所要求的气速要高一些，也即说“拟正切”容易泄漏。但是校验 F_0 可知，即取其最高限气速 $W=7.9$ 作校核，若水煤气的重度 $r=0.97$ ，则可求得：

板出现液泛时 $F_0>25.949$ ，但对相同的开孔面积的有降液管旋流板，出现液泛点的 F_0 一般在16以上。由表1可见，对于拟正切无降液管旋流板而言，其泛点向后推迟。由于受鼓风机容量限止，未作出该板的液泛气速。若比较出现液泛点的气液化比，对拟弦板为 $528/6.48=81.4$ 米³/米³。而对拟正切板为 $552/6.48=85.18$ 米³/米³，此时尚未出现液泛现象，足以说明后者性能较好。

(2) 对于 $D_T=133$ 毫米塔的液泛试验

本试验将有降液管旋流板，“拟正弦”及“拟正切”无降液管旋流板三种板型作对比试验；发现随着液量的增大，表2不同板型液泛点比较对具有24片有降液管旋流板而言，所能适应的气量是不大的。

表 2

| | | | | | | |
|---------------|-------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| 液量(L) | 米 ³ /时 | 1.0 | 1.5 | 2 | 2.5 | |
| 气量(Q) | 米 ³ /秒 | 22 | 14 | 4.5 | 4.6 | 2.6 |
| 24片叶片有降液管板 | | 0 | 0 | × | × | × |
| 20片叶片无降液管拟正切板 | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 20片叶片无降液管拟正弦板 | | 0 | 0 | 0 | 0 | × |
| 24片叶片无降液管拟正切板 | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

表 3

| 液量 (米 ³ /时) | 1* | 2* | 3* | 4* |
|---------------------------|-----|-----|-----|-----|
| 0.5 | 3.8 | 3.8 | 6.8 | 6.8 |
| 1.5 | 6 | 4.7 | 7.6 | 7.9 |
| 2.0 | 3.2 | 3.0 | 4.7 | 5.5 |

$$F_0 = W\sqrt{r} = 7.9\sqrt{0.97} = 7.7$$

而在设计中,我们采用的 F_0 值,一般都在9以上。由此可见。在正常生产状态下,拟正切板是否会泄漏,是无须多虑的了。

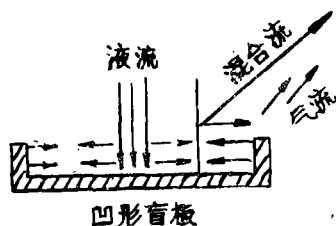


图8. 凹形盲板流体流动状态图

4、关于盲板结构问题

本实验最初是沿用许多化肥厂凹状盲板以固定叶片,如图8所示。结果发现,当上段液体喷入该盲板时,液体是向着四周沿壁溅射,以致在液流与叶片之间形成一段空隙,这对塔板效率有很大影响。分析其原因,从力学观点来看,当溶液落到盲板后,部分溶液由于力的作用,朝着垂直方向跃起,都分溶液沿着盲板水平方向前进,在行途中溶液与盲板外缘壁相

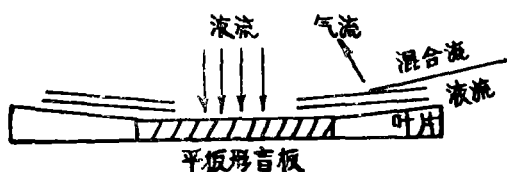


图9. 平板型流体流动状态图

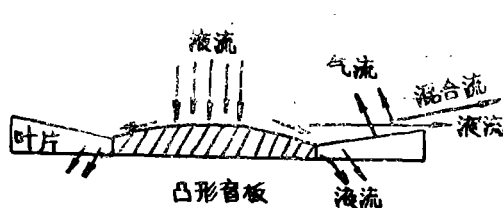


图10. 凸形盲板流体流动状态图

碰,受到壁对流体大小相等方向相反作用力,重又折回,阻碍后部的流体继续行进。因而,大部分液体只能从垂直方向跃出。又因受空间气流的强烈旋力作用,遂在空间形成一个气液旋转的环流。鉴此,我们改用了平板型盲板,如图9所示,取消了盲板外缘,结果情况大为改观,此时整个液流平贴于叶片表面旋流,消除了飞溅现象。我们又曾以凸球石盲板进行试验,如图10,此种盲板会导致溶液向着盲板沿边的叶片缝隙漏下,遂被弃去。

文中符号说明

W_{P1} ——在截面I—I处工作流的线速度,米/秒;

W_{H1} ——在截面I—I处环隙间放射流的线速度,米/秒;

P_{P1} ——在截面I—I处工作流的压强,公斤/米²

- P_{H1} ——在截面 I—I 处放射流的压强, 公斤/米²
 P_1 ——喷射器入口处放射流的压强, 公斤/米²;
 P_2 ——在截面 II—II 处混合流的压强, 公斤/米²;
 f_{P2} 在截面 I—I 处工作流的通道面积, 也即喷咀的流通面积, 米²;
 f_2 截面 II—II 处的面积, 米²;
 f_{H1} ——截面 I—I 处气体环隙间通道面积, 米²;
 f_c ——喷咀端壁面积, 米²;
 G_P ——工作流的重量流量, 公斤/秒;
 G_H ——引射流的重量流量, 公斤/秒;
 L ——喉管长度, 米;
 α ——收缩管半角, 度;
 r ——流体的重度, 公斤/米³;
 X ——管壁的摩擦系数
 E ——自截面 I—I 到喉管始端的收缩管 (锥体部分) 的斜边长度, 米;
 H ——尾管高度, 米;
 K_{ga} ——容积传质系数, 1/时;
 $X_a X_b$ ——塔顶、塔底液相中的 H_2S 含量 $\frac{\text{公斤分子 } H_2S}{\text{公斤分子 氨水}}$;
 $Y_a Y_b$ ——塔顶、塔底气相中的 H_2S 含量 $\frac{\text{公斤分子 } H_2S}{\text{公斤分子 氨水}}$;
 P_{172S^*} ——硫化氢平衡分压
 E_T ——全塔板效率
 E_0 ——气相单板效率
 A ——吸收因子 $A = \frac{K}{m} = \frac{L}{V} / m$
 m ——相平衡常数

参 考 文 献

- [1.] 《化肥工业》(旋流板技术专辑), 1978.
- [2.] 《小氮肥》, 1981年第1期。
- [3.] E. Я索科洛夫. E. M. 津格 喷射器 1976.(苏)
- [4.] 广东轻工机械设计研究所编 水喷射冷泄器和抽气器 1975
- [5.] 王时珍 关于蒸气——热水喷射泵计算方法的探讨《氮肥设计》, 1976.NO4
- [6.] 燃化部第六设计院等编气液传质设备设计 1973
- [7.] B. M. 拉默, “化学工业中的吸收操作” 1951
- [8.] “喷旋塔中旋流板新设计方法及其性能的研究” 化肥工业 NO3 1983.