

# 高密度循环流化床中 L 阀返料特性的试验研究

张润元 樊保国 李晓栋 乔晓磊

(太原理工大学 电气与动力工程学院, 山西 太原 030024)

**摘要:** 在高密度循环流化床上进行配气方式、充气口位置、充气口尺寸对 L 阀返料流率  $M$ 、系统稳定性和 L 阀阻力影响的试验。L 阀管径为 0.159 m, 竖直段上开有 I 类充气口、水平段上开有 II 类充气口。试验表明: I、II 类充气口配合充气时, 增大 II 类充气口的充气量是增大 L 阀返料流率的关键, 增大 I 类充气口的充气量比增大 II 类充气口的充气量系统运行更稳定, 且在充气量为  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  时系统运行最稳定; L 阀阀体阻力随 I 类充气口充气量的增大而增大, 随 II 类充气口充气量的增大而减小, 且增大 II 类充气口的充气量可以作为减小阀体阻力的有效方式。到此为止。在 I、II 类充气口配合充气的条件下, 分别固定竖直段上充气口 b 的充气量和水平段上 g 充气口的充气量, 前者比后者大; 当增大 I 类充气口的气量时系统运行更稳定。

**关键词:** 高密度循环流化床; L 阀; 配气方式; 返料特性

中图分类号: TQ546 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.03.012

## 引言

HDCFB(高密度循环流化床)要求同时满足返料流率  $G_s$  大于  $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$  和颗粒浓度大于  $0.1^{[1]}$ , 由于其具有气固通量大、反应效率高、转化率高、传热效果好等优点<sup>[2]</sup>, 使得这一类反应器特别适合以中间产物为目的的催化裂化反应。作为 HDCFB 关键部件的返料阀, 要保证循环物料在提升管、分离器、立管和返料阀所组成的循环回路中流动稳定、流量可控和无气体反窜。其中 L 阀是一种被广泛应用的最简单的返料阀。近些年国内外不少学者对 L 阀的流动特性进行了研究。文献[3~4]对 L 阀进行研究, 试验发现 L 阀具有良好的调节特性, 通过少量充气即可实现较大的物料流动, 推荐充气口高度到水平管中心线的距离为 L 阀管径的 2 倍为

最佳; 文献[5]和文献[6]对 L 阀充气管的插入深度进行研究, 试验表明通过调节充气管的插入深度可获得对固体流率的多条调节特性曲线; 文献[7~8]对 L 阀在不同的物料、不同的影响因素下进行研究, 指出物料输送特性与料位高度、充气量、充气口位置和物料性质有关; 文献[9]在保证颗粒流量稳定性的前提下, 通过喉口结构、充气位置、充气方式及稳料箱位置的不同组合, 研究了 L 阀的调节特性; 文献[10]采用冷态模化试验法, 研究了流化风、促动风和吹扫风对 L 阀排渣特性的影响; 文献[11~12]在密相输运床上对 L 阀的返料特性进行研究, 表明系统存料量、充气量和充气口位置等因素对其返料能力有一定的影响; 文献[13]在 L 型进渣阀半工业试验台上, 针对引渣风、引渣风管深入比例、试验物料对进渣阀的进渣特性进行了试验研究。以上研究均表明, L 阀的返料特性与充气量、充气口位置和料位高度等因素有关, 但是上述研究大多是在较低循环流率下侧重研究各因素对返料流率的影响, 未对各因素对系统稳定性和阀体阻力的影响进行深入分析, 针对高密度循环流化床的研究更是很少。

本研究在高密度循环流化床条件下, 研究配气方式、充气口位置、充气口尺寸对 L 阀返料流率  $M$ 、系统稳定性和 L 阀阻力的影响。

## 1 试验系统及方案

### 1.1 试验系统

如图 1 所示, 试验系统主要由主床、分离器、储料罐、立管、L 阀、送引风系统和温度、压力、差压以及流量等参数的测量系统组成。其中, 主床有效高度为 7.5 m, 内径为 0.208 m。为了便于观察物料的

收稿日期: 2015-06-05; 修订日期: 2015-07-24

基金项目: 山西省社会发展科技攻关基金资助项目(20140313002-3); 山西省高等学校留学回国人员科研基金资助项目(2011-15)

作者简介: 张润元(1987-), 男, 山西忻州人, 太原理工大学硕士研究生。

流动情况,在主床和立管的不同高度安装有视窗。储料罐直径为 0.9 m,在其内部存满物料,可以使系统运行时立管料位高度变化很小,保证系统稳定运行。系统运行时,来自罗茨风机的风通过主床布风板进入主床,携带 L 阀送来的物料沿主床高度提升至分离器,分离下来的物料落入立管,再由 L 阀返回主床,未分离出的细小颗粒进入除尘器,经除尘器后,清洁气体排入大气。

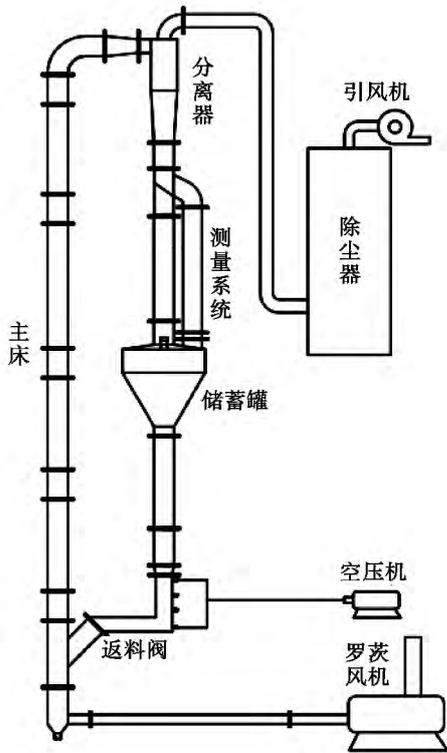


图 1 试验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the test system

试验用 L 阀如图 2 所示。L 阀管径  $d_0$  为 0.159 m, 竖直段上有 I 类充气口 (a、b、c、d、e、f), 测压口 (h、i、j), 水平段上为 II 类充气口 (g)。其中 I 类充气口根据高度不同可以分为: 距水平段中心线 1 倍阀体管径高度 (c、f)、2 倍阀体管径高度 (b、e) 和 3 倍阀体管径高度 (a、d); 根据充气口直径大小可以分为: 1/10 阀体管径 (a、b、c) 和 1/15 阀体管径 (d、e、f)。II 类充气口为套装设计, 高度位于水平段中心线以下 20 mm 的位置, 根据充气口直径大小可以分为: 1/10 阀体管径 ( $g_1$ ) 和 1/15 阀体管径 ( $g_2$ )。

### 1.2 试验物料

试验过程所采用的循环物料为 Geldart 分类法

中的 B 类物料石英砂。试验用床料的物理特性: 平均粒径 569  $\mu\text{m}$ , 堆积密度 1 711  $\text{kg}/\text{m}^3$ , 颗粒密度 3 019  $\text{kg}/\text{m}^3$ , 临界流化速度  $u_{mf}$  为 0.43 m/s, 终端速度  $u_t$  为 5.09 m/s。

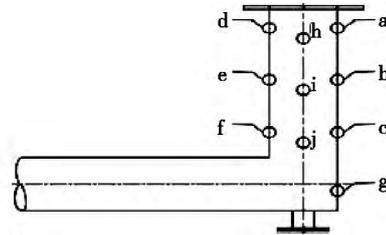


图 2 L 阀示意图

Fig. 2 Schematic diagram of a L valve

临界流化速度  $u_{mf}$ 、终端速度  $u_t$  的计算式为:

$$u_{mf} = 0.294 \frac{d_p^{0.584} \rho_p^{0.528}}{\nu_g^{0.056} \rho_g^{0.528}} \quad (1)$$

$$u_t = \begin{cases} g(\rho_p - \rho_g) d_p^2 / 18\mu & Re_t \leq 0.4 \\ \left[ \frac{\Delta(\rho_p - \rho_g)^2 g^2}{225\rho_g\mu} \right]^{1/3} & 0.4 \leq Re_t \leq 500 \\ \left[ \frac{3.1g(\rho_p - \rho_g) d_p}{\rho_g} \right]^{1/2} & 500 \leq Re_t \leq 2 \times 10^5 \end{cases} \quad (2)$$

$$Re_t = \frac{u_t d_p}{\nu} \quad (3)$$

式中:  $\rho_b$ —堆积密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$  ( $\rho_b = 1\ 711$ );  $\rho_p$ —颗粒密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$  ( $\rho_p = 3\ 019$ );  $d_p$ —平均粒径,  $\mu\text{m}$  ( $d_p = 569$ );  $\rho_g$ —空气密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$  ( $\rho_g = 1.205$ );  $\nu_g$ —运动粘度,  $\text{m}^2/\text{s}$  ( $\nu_g = 15.06 \times 10^{-6}$ );  $\mu$ —动力粘度,  $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$  ( $\mu = 18.1 \times 10^{-6}$ )。

### 1.3 试验方案

在表观气速  $U_g$  为 5.9 m/s, 料位高度  $H$  为 5.6 m 的条件下进行试验。试验过程中循环流率  $G_s$  通过储料罐上方的测量旁路读取, 一定时间  $t$  内的料柱高度  $h$  由式 (4) 计算得到, 而返料流率  $M$  由式 (5) 进行计算。

$$G_s = \frac{\rho_b \cdot h}{t} \quad (4)$$

$$M = \frac{G_s \cdot A_1}{A_2} \quad (5)$$

式中:  $h$ —料位高度, m;  $t$ —时间, s;  $A_1$ —立管截面积,  $\text{m}^2$ ;  $A_2$ —返料阀截面积,  $\text{m}^2$ 。

主床压差和与阀体阻力通过安装在主床和 L 阀上的压差计来测量。返料风量用布置在返料阀和空压机之间的玻璃浮子流量计测量。主床风量用安装在主床风室前端的涡街流量计测量。试验时需分别固定充气口的高度和直径调节 I 类充气口充气量的大小。

## 2 试验结果与分析

### 2.1 配气方式对 L 阀返料特性的影响

#### 2.1.1 对循环速率 $G_s$ 的影响

为了在高密度流率下进行试验,需要找到能达到高密度运行条件的配气方式。图 3 为配气方式对循环流率的影响。当使用 b 或 g 充气口单独充气时,充气量  $Q$  从  $19 \text{ m}^3/\text{h}$  增加到  $37 \text{ m}^3/\text{h}$  时  $G_s$  的变化趋势比较接近,并且  $Q$  接近  $40 \text{ m}^3/\text{h}$  时  $G_s$  也难达到  $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。而当 I 类充气口 b 与 II 类充气口 g 配合充气时,固定  $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $Q_g$  从  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  增加到  $32 \text{ m}^3/\text{h}$ ,在  $Q_g$  为  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  左右  $G_s$  就能达到  $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ,实现高密度运行。这是由于 I、II 类配合充气时,竖直段与水平段中的物料同时被松动,大大降低了流动阻力,所以在较小的充气量  $Q$  下就能达到高密度运行。以下试验过程都是在 I、II 类充气口配合充气的条件下进行的。

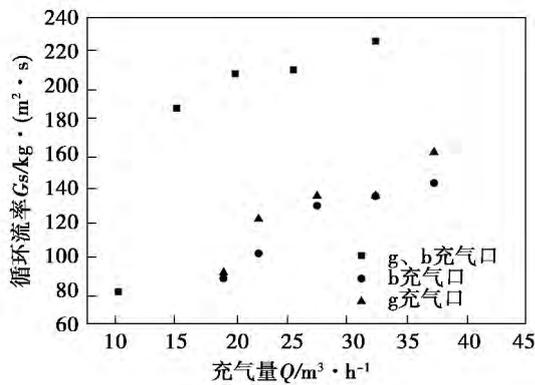


图 3 配气方式对循环流率  $G_s$  的影响

Fig. 3 Effects of different air distribution modes on  $G_s$

#### 2.1.2 对返料流率 $M$ 的影响

在 I、II 类充气口配合充气的条件下,

有两种不同的充气组合方式:固定 I 类充气口 b 的充气量,增加 II 类充气口 g 的充气量和固定 II

类充气口 g 的充气量,增加 I 类充气口 b 的充气量。本研究分别在固定 I 类充气口 b 的充气量  $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  和固定 II 类充气口 g 的充气量  $Q_g$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  的情况下进行试验。如图 4 所示,横坐标为 I、II 类充气口的总充气量,纵坐标为反映 L 阀返料能力的单位体积充气量所对应的返料流率  $M$ ,图中曲线表示了 L 阀返料能力随充气量的变化关系。从图中可以看出,两种配气方式下,单位体积充气量所对应的返料流率  $M$  都是随总充气量的增加先增大后减小,并且在较小的充气量下就达到最大值;当总充气量相同的情况下, $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  时 L 阀的返料能力比  $Q_g$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  时 L 阀的返料能力大。由此也可以说明,增大  $Q_g$  是增大 L 阀的返料能力的关键因素。对于  $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $Q_g$  增大时,由于 II 类充气口位于水平段中心线之下  $20 \text{ mm}$ ,正对水平段,气体较易直接推动物料进入主床,在较小的  $Q$  下就易达到更大的返料量。但是随着  $Q$  的增大,会有部分气体沿着水平段上边缘短路进入主床,对物料的有效推动作用减弱,所以返料能力会有所减小。当  $Q_g$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$ 、 $Q_b$  较小时,随着  $Q_b$  的增大,立管中物料可以被均匀的松动,减小流动阻力,返料能力增大,但是  $Q$  超过  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  时,立管中出现气塞现象,落料不稳,影响物料的下落,所以返料能力开始减小<sup>[14-15]</sup>。为了使返料能力尽可能大,以下研究都是在固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$  变化 I 类充气口充气量  $Q$  的条件下进行的。

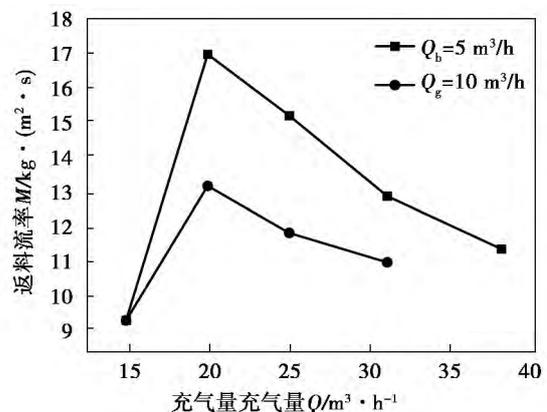


图 4 充气量  $Q$  对返料流率  $M$  的影响

Fig. 4 Effect of  $Q$  on  $M$

#### 2.1.3 对系统运行稳定性的影响

系统稳定性可以用沿主床高度总压差的相对标准偏差  $RSD$  来表示,且  $RSD$  越小,稳定性越好。图

5 为不同组合方式下  $RSD$  随充气量  $Q$  的变化关系。图中横坐标为 I 类充气口  $b$  的充气量( II 类充气口  $g$  的充气量),纵坐标为  $RSD$ 。由图可知,两种组合方式下的  $RSD$  都是随着  $Q$  的增大先减小后增大,在  $Q$  为  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  时最稳定;当 I 类充气口的  $Q_b$  增大时,系统稳定性比 II 类充气口的  $Q_g$  增大时要好。由此也可以说明,在运行过程增大 I 类充气口的  $Q_b$  比增大 II 类充气口的  $Q_g$  系统更稳定。对于  $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  且  $Q_g$  增大的方式,当  $Q_g$  较小时,随着  $Q_g$  的增大,在水平段的气体可以直接将物料较顺畅的带入主床,水平段物料波动较小;在  $Q_g$  增大到  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  后,水平段上表面发生气体短路,造成物料剧烈的波动流<sup>[16]</sup> 这是影响系统稳定性的主要因素。对于  $Q_g$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  且  $Q_b$  增大的方式,当在  $Q_b$  较小时,随着  $Q_b$  的增大,立管物料被松动,落料均匀,稳定性越来越好;在  $Q_b$  增大到  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  后,立管发生气体反窜,落料不均,影响系统的稳定运行。

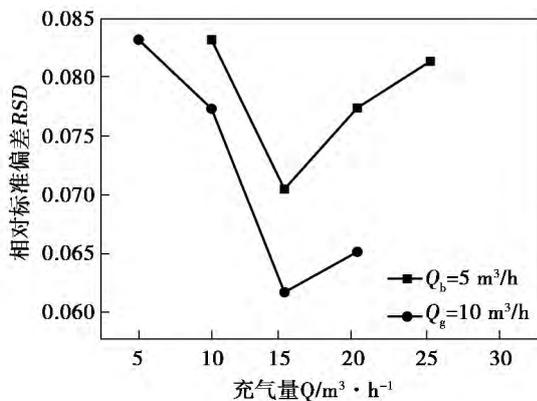


图 5 充气量  $Q$  对  $RSD$  的影响

Fig.5 Effect of aeration rate  $Q$  on  $RSD$

### 2.1.4 对阀体阻力 $\Delta P$ 的影响

图 6 为不同组合方式下  $\Delta P$  随充气量  $Q$  的变化关系。图中横坐标为 I 类充气口  $b$  的充气量( II 类充气口  $g$  的充气量),纵坐标为  $\Delta P$ 。如图所示,当  $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  时,  $\Delta P$  随  $Q_g$  的增大而减小;当  $Q_g$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  时,  $\Delta P$  随  $Q_b$  的增大而增大。这说明增大 II 类充气口的充气量可以作为减小阀体阻力的有效手段<sup>[17]</sup>。对于  $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  时,增大  $Q_g$  可以有效地推动水平段物料迅速进入主床,进而立管物料也可以较通畅的下落,减小阀体阻力;当  $Q_g$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  时,随着  $Q_b$  的增大,立管落料增加,而水平段输送能力

没变,所以 L 阀整体的阻力增加。

### 2.2 L 阀几何尺寸对其返料特性的影响

#### 2.2.1 对返料流率 $M$ 的影响

##### (1) I 类充气口高度

图 7 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ ,改变 I 类充气口  $a, b, c$  的  $Q$  时,  $M$  随 I 类充气口高度的变化关系。由图中可以看出,当  $Q$  较小时,位于 1 倍管径高度处的充气口  $c$  的  $M$  较高,而当充气量增大时 2 倍管径高度处的充气口  $b$  的  $M$  最高。这是由于  $c$  口位置较低,立管有效高度较高,在较小的  $Q$  时就能提供较大的推动力。但是当  $Q$  增大时,会有部分气体沿水平段上表面短路直接进入主床,从而大大降低了其所能提供的有效推动力。同时 3 倍管径高度处  $a$  立管有效高度相对较低,提供的有效压头较小,在充气量增大时很容易发生气体向上反窜的现象,减小了对物料向下的推动作用。而  $b$  口正好介于以上两者之间,相比之下其返料流率最高,返料作用最有效,这与文献 [1] 中得到结论相一致。

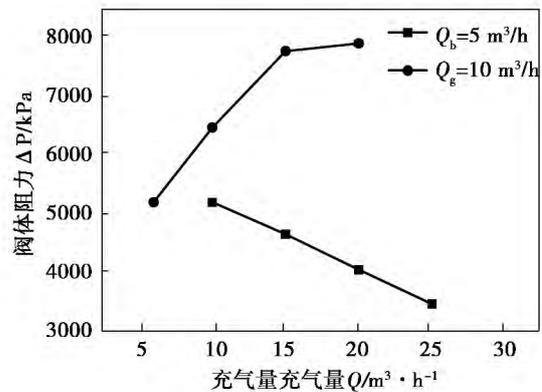


图 6 充气量  $Q$  对  $\Delta P$  的影响

Fig.6 Effect of aeration rate  $Q$  on  $\Delta P$

##### (2) I 类充气口直径

图 8 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ ,改变 I 类充气口  $a, d$  的  $Q$  时,  $M$  随 I 类充气口直径的变化关系。由图可知,随着 I 类充气口的  $Q$  从  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  增大到  $12 \text{ m}^3/\text{h}$ ,直径为  $1/15$  阀体管径的充气口  $d$  的  $M$  普遍比  $1/10a$  时的高。因为在同样的  $Q$  下,  $d$  口的气体速度快,动量大,刚性强,在充气口附近的气体不易发生偏斜向上反窜,对物料的有效推动力大,故其返料流率较高,返料作用较强。

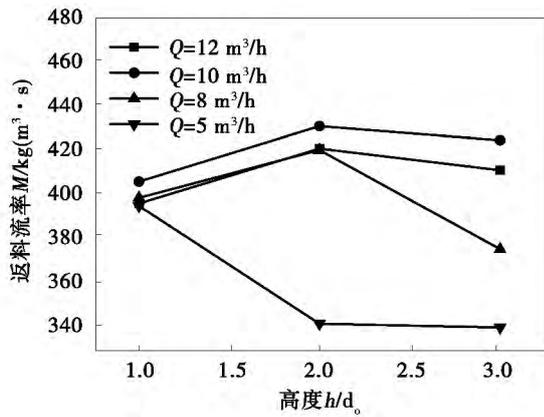


图 7 M 随 I 类充气口高度的变化关系

Fig. 7 Variations of  $M$  with class I air outlet height

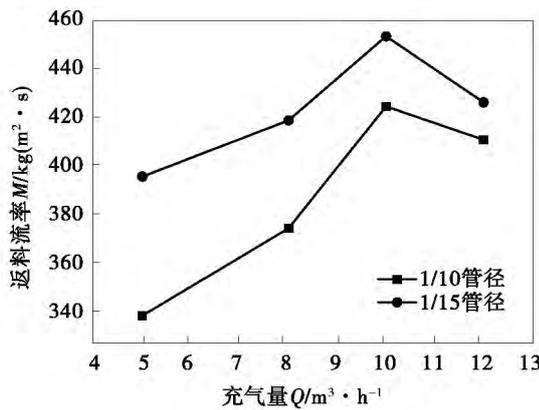


图 8 返料流率  $M$  随 I 类充气口直径的变化关系

Fig. 8 Variations of  $M$  with class I air outlet diameter

(3) II 类充气口直径

图 9 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ , 改变 I 类充气口  $a$  的  $Q$  时,  $M$  随 II 类充气口  $g_1$ 、 $g_2$  直径的变化关系。从图中可以看出, 当  $Q$  增大时, 直径为 1/15 阀体管径的充气口  $g_2$  的  $M$  普遍比 1/10 ( $g_1$ ) 时的高。这是由于在两种直径下, I 类充气口固定, 竖直段对物料的推动作用恒定,  $g_2$  口的动量是  $g_1$  口的 2.25 倍, 其对水平段物料的推动力大于  $g_1$  口, 故  $g_2$  口的返料流率较大。

主要因素为水平段波浪状的沙丘流<sup>[18]</sup>, 这种波动流会造成主床底部返料口附近的气固两相流扰动加剧, 从而影响整个主床的稳定性。而水平段的气体短路会加剧这种不稳定的沙丘流。当充气口高度为 3 倍管径  $a$  时, 最不容易发生水平段的气体短路现象, 系统运行最稳定。但此时立管的有效高度相对降低, 减小了对物料的推动作用,  $M$  相应减小。

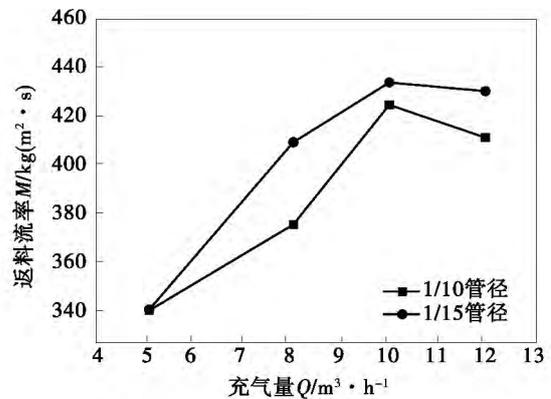


图 9 M 随 II 类充气口直径的变化关系

Fig. 9 Variations of  $M$  with class II air outlet diameter

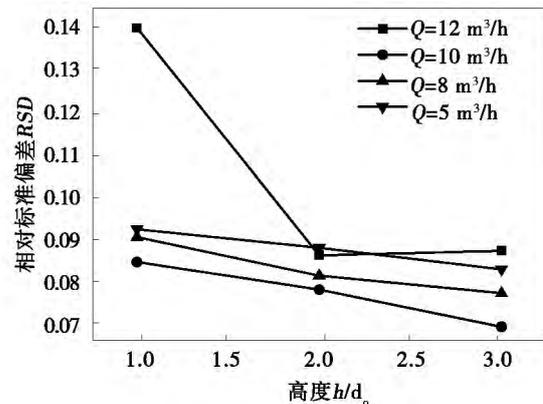


图 10 RSD 随 I 类充气口高度的变化关系

Fig. 10 Variations of RSD with class I air outlet height

(2) I 类充气口直径

图 11 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ , 改变 I 类充气口  $a$ 、 $d$  的  $Q$  时, 系统运行稳定性随 I 类充气口直径的变化关系。由图可知, 随着  $Q$  的增大, 直径为 1/15 阀体管径的充气口  $d$  的 RSD 要比 1/10 管径小, 系统稳定性更好。因为 1/10 管径的充气口  $a$  较易发生气体向上反窜, 造成立管落料不稳, 进入到水平段的物流也不稳, 加剧水平段的波动, 故充气口直径

为 1/15 阀体管径时系统更稳定。

(3) II 类充气口直径

图 12 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$  改变 I 类充气口 a 的  $Q$  时, 系统运行稳定性随 II 类充气口  $g_1$ 、 $g_2$  直径的变化关系。从图中可以看出, 当  $Q$  增大时, 直径为 1/15 阀体管径的充气口 ( $g_2$ ) 的  $RSD$  要比 1/10 管径的充气口 ( $g_1$ ) 小, 系统运行更加稳定。由于在立管来料稳定性一定的情况下, 1/15 阀体管径的充气口气流流量大, 可以更加顺畅的将物料推送出去, 降低物料流的波动性, 使系统运行更加稳定。

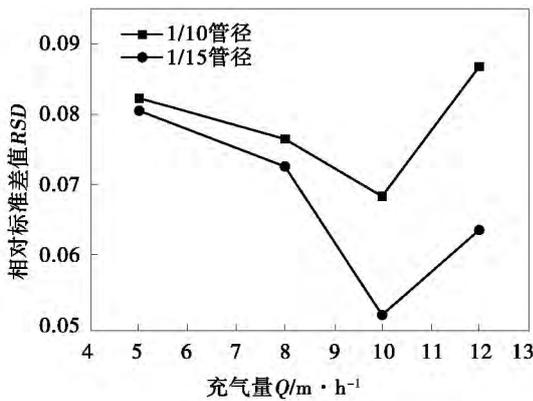


图 11 RSD 随 I 类充气口直径的变化关系  
Fig. 11 Variations of RSD with class I air outlet diameter

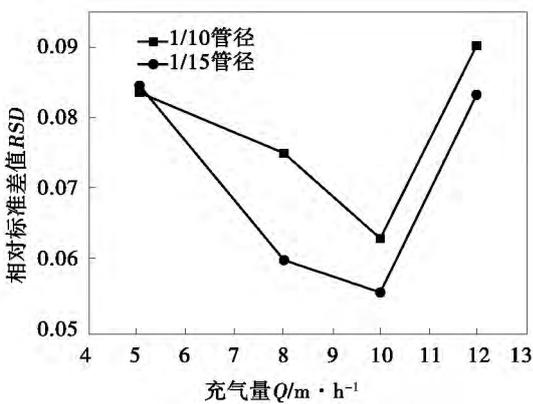


图 12 RSD 随 II 类充气口直径的变化关系  
Fig. 12 Variations of RSD with class I air outlet diameter

2.2.3 L 阀几何尺寸对阀体阻力  $\Delta P$  的影响

(1) I 类充气口高度

图 13 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$  改变 I 类充气口 a、b、c 的  $Q$  时, 阀体阻力随 I 类充气口高度的变化

关系。在其它条件相同的情况下, 阀体阻力越小, 可获得的最大  $M$  便越大, 所以实际过程中希望阀体阻力越小越好。如图 13 所示, 当  $Q$  增大时, 随着充气口位置由 1 倍管径 c 处升高到 3 倍管径 a 处, 阀体阻力呈减小的趋势。由于阀体阻力由水平段和竖直段两部分组成, 而水平段的充气情况不变, 其阻力随竖直段的来料量而变, 所以阀体阻力主要由竖直段部分决定。在测压点不变的情况下, 随着充气口高度的增加, 气体推动物料的高度也在增加, 使更多物料流动顺畅, 同时当高度增加到 3 倍管径时, 易发生气体反窜, 使沿立管向下来流的物料相对减少, 故高度增加时竖直段阻力减小, 阀体阻力程减小的趋势。但随着高度的增加, 要避免充气量太大, 否则在立管中易形成气塞, 影响物料的正常下落, 降低旋风分离器效率。

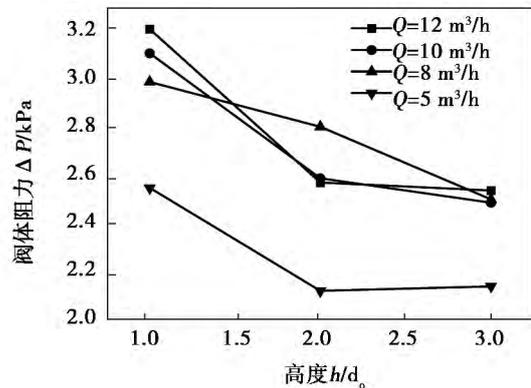


图 13 阀体阻力  $\Delta P$  随 I 类充气口高度的变化关系  
Fig. 13 Variations of  $\Delta P$  with class I air outlet height

(2) I 类充气口直径

图 14 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$  改变 I 类充气口 a、d 的  $Q$  时, 阀体阻力随 I 类充气口直径的变化关系。由图中看出, 随着  $Q$  的增大, 直径为 1/10 阀体管径的充气口 a 的阻力要比 1/15 管径充气口 d 小。因为 a 口的气体动量小, 易发生气体反窜, 使立管中向下流动的物料减少, 而水平段充气量不变, 可以及时把这些物料输送走, 故采用 a 口时阻力小。

(3) II 类充气口直径

图 15 表示固定  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$  改变 I 类充气口 a 的  $Q$  时, 阀体阻力随 II 类充气口  $g_1$ 、 $g_2$  直径的变化关系。如图所示, 当  $Q$  增大时, 直径为 1/15 阀体管

径的充气口  $g_2$  的阻力要比  $1/10$  管径的充气口  $g_1$  小。这是由于竖直段 I 类充气口固定, 其对物料的推动作用不变, 水平段  $g_2$  口的气速高, 动量大, 对物料的推动力更强, 可以较顺畅的对物料进行输送, 所以采用  $g_2$  口阻力小。

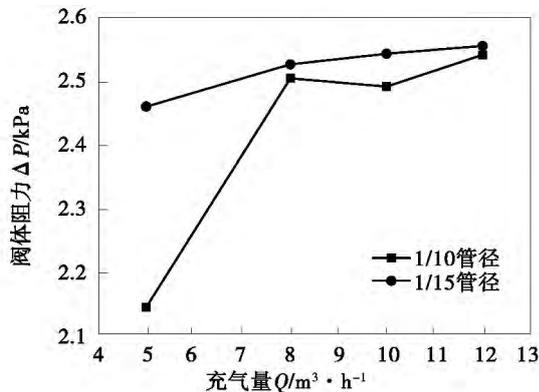


图 14 阀体阻力  $\Delta P$  随 I 类充气口直径的变化关系

Fig. 14 Variations of  $\Delta P$  with class I air outlet diameter

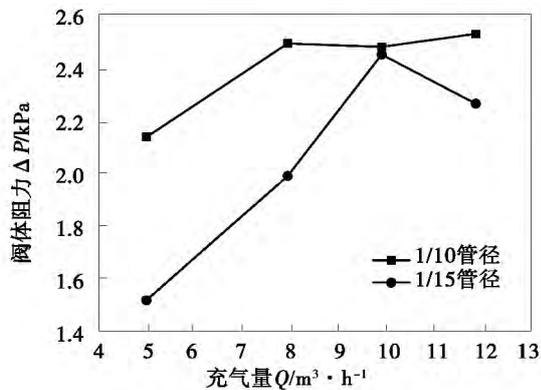


图 15 阀体阻力  $\Delta P$  随 II 类充气口直径的变化关系

Fig. 15 Variations of  $\Delta P$  with class II air outlet diameter

### 3 结论

(1) 当 I、II 类充气口配合充气时, 在 II 类充气口的  $Q_g$  为  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ , I 类充气口的  $Q$  接近或超过  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  的条件下可以达到  $G_s$  大于  $200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、颗粒浓度大于 0.1 的高密度循环流化床运行条件。

(2) 配合充气时, L 阀的返料能力随总充气量

的增加先增大后减小,  $Q_b$  为  $5 \text{ m}^3/\text{h}$  时 L 阀的返料能力比  $Q_g$  为  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  时 L 阀的返料能力大, 说明增大 II 类充气口的  $Q$  是增大 L 阀的返料能力的关键因素。

(3) 在运行过程, 增大 I 类充气口的充气量  $Q$  比增大 II 类充气口的充气量  $Q$  系统运行更稳定, 且在  $Q$  为  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  时系统最稳定。

(4) L 阀阀体阻力  $\Delta P$  随 I 类充气口的充气量  $Q$  的增大而增大, 随 II 类充气口的充气量  $Q$  的增大而减小, 且增大 II 类充气口的充气量可以作为减小阀体阻力的有效手段。

(5) 当分别满足 I 类充气口高度在 3 倍阀管径处和直径为  $1/10$  阀管径, II 类充气口直径为  $1/15$  阀管径的条件时, L 阀阀体阻力较小。

### 参考文献:

- [1] Grace J. R., Issangya A. S., Bai D. R., et al. Situating the high-density circulating fluidized bed [J]. *AIChE J*, 1999, 45(10): 2108-2116.
- [2] Liu J. Z.. Particle and gas dynamics of the high density circulating fluidized bed [D]. Canada: University of British Columbia, 2001.
- [3] Knowlton T. M., Hirsan I. and Leung L. S.. L-Valves characterized for solids flow [J]. *Hydrocarbon Processing*, 1978, 57(3): 149-156.
- [4] Geldart D., Jones P.. The behavior of L-valves with granular powders [J]. *Powder Technology*, 1991, 67(2): 163-174.
- [5] 刘景源, 还博文, 张伟昌. 多控特性 L 阀控制特性的研究 [J]. *上海交通大学学报*, 1996, 30(1): 135-138.  
Liu Jingyuan, Huan Bowen, Zhang Weichang. An investigation on controllable characteristics of multi-controlling L-valve [J]. *Journal of Shanghai Jiaotong University*, 1996, 30(1): 135-138.
- [6] 房倚天, 吴晋沪, 王鸿瑜, 等. 带水平吹气管 L 阀的特性及公式 [J]. *化学反应工程与工艺*, 1999, 15(4): 424-427.  
Fang Yitian, Wu Jinhui, Wang Hongyu, et al. Characteristics and formula of the L type valve with a horizontal air blowing tube [J]. *Chemical Reaction Engineering and Technology*, 1999, 15(4): 424-427.
- [7] 楼波, 朱松森. 对循环流化床 L 阀返料装置的设计建议 [J]. *江西电力*, 1998, 22(4): 6-8.  
Lou Bo, Zhu Songsen. Proposal for design of a material returning device with a L type valve in a circulating fluidized bed [J]. *Jiangxi Electric Power*, 1998, 22(4): 6-8.
- [8] 黄文迪, 许国良, 李宏顺, 等. L 阀控制物料循环的数学模型及其应用 [J]. *华中理工大学学报*, 1995, 23(4): 100-104.  
Huang Wendi, Xu Guoliang, Li Hongshun, et al. A mathematical Model for the L-valve and its application in matter transfer control [J]. *J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech*, 1995, 23(4): 100-104.

[9] 张 伟. 循环流化床 L 阀特性实验研究及神经网络建模 [D]. 上海: 上海交通大学 2005.  
Zhang Wei. Experimental study of the characteristics of a L type valve in a circulating fluidized bed and its modeling by using the neural network [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University 2005.

[10] 康 达, 陆慧林. 循环流化床锅炉 L 阀排渣特性试验研究 [J]. 锅炉制造 2006, 12(4): 24 - 26.  
Kang Da, Lu Huilin. Test study on discharge characteristic of L valve in CFB [J]. Boiler Manufacturing, 2006, 12(4): 24 - 26.

[11] Jun-Sik K., Ryo T., Atsushi T.. Effects of solids feeder and riser exit configuration on establishing high density circulating fluidized beds [J]. Powder Technology 2008, 187(1): 37 - 45.

[12] 王嘉昌. 密相输运床回料装置的实验研究 [D]. 北京: 中国科学院, 2010.  
Wang Jiachang. Experiment study on the solid recycle devices in dense transport bed [D]. BeiJing: Chinese Academy of Sciences, 2010.

[13] 胡 清, 卢啸风, 甘 露, 等. L 型进渣阀进渣特性试验研究 [J]. 热能动力工程 2013, 28(3): 272 - 275.  
Hu Qing, Lu Xiaofeng, Gan Lu, et al. Experimental study of the slag admission characteristics of a L type slag inlet valve [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2013, 28(3): 272 - 275.

[14] 郭慕孙, 李洪钟. 流态化手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2008: 651 - 658.

Guo Musun, Li Hongzhong. Handbook of Fluidization [M]. BeiJing: Chemical Industry Press 2008: 651 - 658.

[15] Chan C. W., Seville J., Fan X. F., et al. Particle motion in L-valve as observed by positron emission particle tracking [J]. Powder Technology 2009(193): 137 - 149.

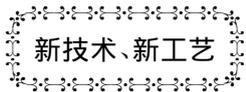
[16] Jong H. L., Dong H. L., Ho J. C., et al. Pressure change and control of the solid circulation rate of Geldart A particles in a small diameter L-valve [J]. Powder Technology, 2013, 243(2): 139 - 148.

[17] 岑可法, 倪明江, 骆仲泱, 等. 循环流化床锅炉理论设计与运行 [M]. 北京: 中国电力出版社, 1997.  
Ce Kefa, Ni Hongjiang, Luo Zhongyang, et al. Design theory and operation of circulating fluidized bed boiler [M]. BeiJing: China Electric Power Press, 1997.

[18] 夏晓宇, 李 渊, 朱 彤. 循环流化床回料阀内气固两相流的实验研究 [J]. 热能动力工程 1995, 23(4): 510 - 513.  
Xia Xiaoyu, Li Yuan, Zhu Dan. Experimental study of the gas solid two phase flow inside the material return valve of a circulating fluidized bed [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1995, 23(4): 510 - 513.

[19] 何映平. 试验设计与分析 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2013.  
He Yingping. Design and analysis of experiments [M]. BeiJing: Chemical Industry Press 2013.

( 刘 瑶 编辑)



### 微型涡轮给创新公司提供动力

据《Gas Turbine World》2014 年 9 ~ 10 月刊报道,在南加利福尼亚的一个技术创新公司使用了由 Capstone 涡轮公司供应的 2 台 C1000 微型涡轮,用来提供用于它业务工作的热和电力。Capstone 公司在加利福尼亚的销售者保证该 2 MW 微型涡轮的订货。

在对它的能量用途分析后,该技术创新公司决定升级改进到的电力生产更加有效和可靠。

在比较各种技术以后,根据可靠性、利用率、清洁度和费用节省,创新公司总设计师选译了 Capstone 的微型涡轮。

这 2 台烧天然气的 C1000 微型涡轮是双模式的,意味着它们可以与电网无关而独立运行或以负荷分配容量和电网一起工作。这确保公司在一天或一年的各种时间都能得到最低的电力费用。

另外,将通过热交换器捕获来自微型涡轮排气的热量,以便给用能设备提供热空气和热水。这使装置总的能量效率增加到大于 80%。

( 吉桂明 摘译)

dicating that the optimal composite indicators can be achieved when the proportion of high-calorie & low-sulfur coal, medium-calorie & medium-sulfur coal and low-calorie & high-sulfur coal is 4:3:3. **Key words:** mixture design, coal distribution composite indicators, multi-index response optimization model

暖风器对锅炉热效率影响特性分析 = **Analysis on the Influence of Air Heater on Boiler Thermal Efficiency**

[刊, 汉] FAN Qing-wei, DONG Huai-tuo (Guangdong Yudean Environmental Protection Co. Ltd., Guangzhou, Guangdong Province, China, Post code: 510630), MOU Chun-hua, XIE Tian (Xi'an Thermal Power Research Institute Co. Ltd., Xi'an, Shanxi Province, China, Post Code: 710032) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(3). -70-74

The paper firstly makes the analysis on the influences of air heater on boiler thermal efficiency based on the principle of boiler heat balance, and then on the basis of the definitions of the boiler net efficiency and fuel efficiency the paper proposes a calculation formula for boiler thermal efficiency before and after air heater put into operation. The analysis on the test data indicates that for a 200 MW unit, as air heater put into operation, with the definition of boiler net efficiency the boiler thermal efficiency decreases from 92.37% to 91.61%, and with the definition of fuel efficiency the boiler thermal efficiency decreases from 92.37% to 92.62%. The difference between two kinds of boiler thermal efficiency is 1.01%, which shows with the definition of fuel efficiency the boiler thermal efficiency will increase after air heater put into operation. With same heat output quantity, the heat input of fuel will decrease, so the calculation result can better reflect the changes of quantity of fuel entering the boiler. **Key words:** fuel efficiency, net efficiency, air heater, boiler energy balance

高密度循环流化床中 L 阀返料特性的试验研究 = **Experimental Study on Returning Characteristics of L-valve in HDCFB**

[刊, 汉] ZHANG Run-yuan, FAN Bao-guo, LI Xiao-dong, QIAO Xiao-lei (College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan, Shanxi province, China, Post Code: 030024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(3). -75-82

A test on the influences of the air distribution mode, air-charging port location and air-charging port size on the L-valve returning flow rate  $M$ , system stability and L-valve resistance is made in the high density circulating fluidized bed (HDCFB). The pipe diameter of L-valve is 0.159m and the Class-I air-charging port and Class-II air-charging port are opened separately in vertical section and in horizontal section. The test results show when air charged joint-

ly from Class-I and Class-II ports ,increasing the charging quantity from Class-II port is the key to the increase of L-valve returning flow rate. Compared with the increase of charging quantity from Class-II port ,more stable system operation can be achieved by increasing the charging quantity from Class-I port and the best system operation stability can be got when the charging quantity is of  $15 \text{ m}^3/\text{h}$ . The L-valve resistance will increase with the increase of charging quantity from Class-I port ,but will decrease with the increase of charging quantity from Class-II port ,so increasing the charging quantity from Class-II port will become the effective way for reducing the valve resistance. With air charged jointly from Class-I and Class-II ports ,compared with the L-valve returning capability achieved as the air charging quantity from air charging port g in horizontal section being of  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  ,greater L-valve returning capability can be achieved as the air charging quantity from air charging port b in vertical section being of  $5 \text{ m}^3/\text{h}$ . Increasing the charging quantity from Class-I port can achieve more stable system operation. When the charging quantity being of  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  ,the best system operation stability can be reached. **Key words:** high density circulating fluidized bed ( HDCFB) ,L-valve ,air distribution mode ,returning characteristics

660 MW 机组增设低温省煤器的经济性分析 = **Economic Analysis for 660 MW Unit Added with Low-temperature Economizer** [刊 汉]TONG Jia-lin ,WENG Jing ( Electric Power Research Institute of State Grid Zhejiang Electric Power Company ,Hangzhou ,Zhejiang Province ,China ,Post Code: 310014) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31( 3) . -83 -86

The heat loss of the exhaust gas is the greatest loss in all kinds of the boiler heat loss. The major influence factor on the heat loss of the exhaust gas is the exhaust gas temperature. Adding a low-temperature economizer into the rear duct of power station boiler and utilizing the waste heat of the exhaust gas to heat condensate water can decrease the inlet flue gas temperature of desulfurization system. Taking a domestic 660MW ultra-supercritical unit as the study object ,the paper uses the equivalent enthalpy drop method for the calculation and analysis on the energy-saving effect of low-temperature economizer. The calculation results show that the coal consumption rate for power generation can be decreased by  $2.33 \text{ g/kWh}$  after low-temperature economizers put into operation and the significant energy-saving effect can be achieved. Compared to the domestic same-type Gas-Gas-Heater units ,the specific pressure of induced draft fan can drop about  $1000 \text{ NM/kg}$  and the operating point can be improved remarkably. **Key words:** low-temperature economizer ,waste heat utilization ,coal consumption rate for power generation ,induced draft fan

基于热力学模型的烧结环冷机漏风率测算方法研究 = **Study on Calculating Method for Air Leakage Rate of**