

离心风机喘振现象原因分析及治理

李 克¹, 刘建亭², 卢金会³

(1.河南中材环保有限公司, 河南 平顶山 467002; 2.河南科技大学机电工程学院, 河南 洛阳 471023;
3.华沃(山东)水泥有限公司, 山东 枣庄 277399)

摘 要:针对华沃(山东)水泥有限公司离心式引风机在改造后使用过程中出现的喘振现象, 对离心式风机发生喘振的因素进行了分析, 针对此风机发生的喘振现象提出整改方案, 并对方案实施后的效果进行跟踪分析, 最后总结了风机改造过程中需要特别注意的事项。

关键词:离心式; 风机喘振; 管网阻力

中图分类号: TM621.7 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3969/j.issn.1674-9146.2016.10.072

锅炉用离心引风机在系统中运行, 由于对技术性能的要求不同, 需要经常调节性能参数。当离心风机流量不断地减小, 减小到 q_{Vmin} 值时, 气流在流动中就会出现严重的旋转脱离。流动严重恶化, 这时本应是连续流动的气流就会在叶道中产生脱离, 使气流在叶轮出口处形成间断的气流团, 而在风机出口处的流动会呈现间歇的一个一个的气流团涌出出口。由于在振动中呈周期性又有一定节奏的喘息声, 这种现象常常被称为“喘振”。鉴于此, 笔者在对离心式风机发生喘振因素研究的基础上, 针对此风机发生的喘振现象提出整改方案。

1 设备概况

华沃(山东)水泥有限公司2条3000 t/D新型干法水泥生产线窑头电除尘器由于排放不达标进行技术升级改造, 改造的内容为窑头电除尘器改造为袋式除尘器, 改造后除尘系统设备阻力在原有设备管道阻力上增大700~1000 Pa, 原有风机系统经过分析已不能满足除尘系统改造后的生产需要, 风机需要增大压头来克服改造后的管道及设备阻力。原窑头尾排风机型号为: Y4-73-11-No25D, 原风机风量380000 m³/h, 全压为1450 Pa; 配用电机型号为YRKK500-10, 额定功率280 kW。经过更换风机的主轴、联轴器、轴承箱、电机、电机底座等, 风机型号改造为Y4-73-11-No25.5D, 风机风量为

380000 m³/h, 全压为3300 Pa; 配用电机型号为YRKK560-8, 额定功率560 kW。

2 设备存在的问题

除尘器及风机系统改造投入运行后, 风机进口调节阀打开到40%, 风机电流24 A (额定电流为40.88 A), 风机进口静压达到3100 Pa, 系统风量已满足生产要求, 此时风机壳体振动明显, 系统内风机前风管及除尘设备壳体刚度薄弱部分出现明显的有固定频率的振动。当打开除尘器进口前冷风阀阀门开度到50%时(冷风阀直径 $\varphi 800$ mm), 喘振现象有所减弱; 冷风阀阀门全开时风机不会发生喘振现象, 但此时由于除尘器进口静压偏低, 影响余热发电系统稳定运行, 因此冷风阀不能全开。

3 风机发生喘振现象的原因分析

一是风机喘振产生的原因。通风机和管网系统是联合工作的, 当一个气流团流出风机出口后, 在下一个气流团之间产生一段负压, 而此时管网中的压力并没有马上减小。流体总是从高压区流向低压区, 那么, 这个气流在向前流动时在后面就会出现一个负压区, 当这个气流一直流到与前面压力相等时不再流出, 而瞬时叶轮出口的压力将高于后面的负压区, 这时它又发生倒流, 随之马上与第二个气流团相遇, 又开始逆流。周而复始, 就在整个系统中产生了周期性的气流振动现象, 这种振动现象

收稿日期: 2016-07-29; 修回日期: 2016-08-29

作者简介: 李 克(1977-), 男, 河南平顶山人, 高级工程师, 主要从事环保设备开发及应用研究, E-mail: likeemail@126.com。

在流体力学中称之为旋转脱离，在透平机械中也被称为“飞动”或称“喘振”^[1]。二是风机发生喘振现象与管网系统密切相关，管网的容量越大，则喘振的振幅越大，频率越低；管网的容量越小，则喘振的振幅越小，频率越高。

发生系统喘振的先决条件有 2 个：一是通风机的流量很小时，气流的入口角与叶片的安装入口角差值越大，也就是说冲角值明显增加，效率迅速下降，无法把气流输出；二是管道的影响，如管网的阻力系数很大，管网的性能曲线与通风机的性能曲线在左下部相交，风机运行进入喘振区发生喘振。管网阻力小，或者管路比较短就难以产生喘振^[2]。

4 离心风机防喘振的措施

1) 风机的选型要在高效范围内，不要人为地随意增加选型系数，使风机在运行中设计流量远远高于实际流量。当采用大量节流时，很容易把风机调节到喘振区域工作。为此在风机设计和选型中，要避免工况范围接近或进入喘振区。

2) 在系统运行中风机一旦发生喘振，可以改变风机的转速，这样可以将风机的性能曲线向小流量区移动，扩大通风机的稳定工况范围。

3) 由于在某些工作场合均不具备上述调节条件，不能停机影响生产，但有一种简单快捷的调节方法可以消除喘振，就是加设放风阀。这种方法在风机调节中被广泛地应用。

5 风机喘振解决措施

华沃水泥有限公司窑头除尘器袋除尘器改造项目，改造后由于除尘器阻力增大，对冷却机及余热发电锅炉的改造均按照冷却机废气参数 200 000 Nm³/h--250 ℃设计。余热发电投入运行后进入除尘器的进口温度在 110 ℃左右，系统工况条件下风机设计所需最佳工况点在：风量 200 000×(273+110)/273=280 586 m³/h，系统阻力为 3 300 Pa，项目改造前，根据业主提供风机参数按照风机风量 380 000 m³/h、全压 3 300 Pa 进行风机选型设计，技术人员未对正在运行的风机进行标定，致使风机选型风量偏大，风机管网的性能曲线与通风机的性能曲线在左下部相交，进而进入喘振区发生喘振。

1) 标定风机冷态及热态（工况条件）下的风量及全压，以及满负荷生产条件下的风量及全压，为后续风机调整及系统工艺工况调整做准备。根据业主的生产安排，针对风机喘振设备方及风机厂家技术人员先后 3 次到现场进行实测，对测量结果进行分析，表 1 为风机冷态测量结果。

2) 实测窑头系统管路各段的阻力，判断各段阻力是否在正常范围之内，对阻力高的部分进行检

表 1 风机冷态下性能参数

调节阀开度 /%	除尘器进口压力 /Pa	风机进口压力（冷态 23℃） /Pa	换算为工况条件下风压力（工况 110℃） /Pa
10	-950	-1 100	-850
20	-1 700	-1 950	-1 506
30	-2 200	-2 550	-1 970
40	-2 600	-2 950	-2 279
50	-3 350	-3 750	-2 897
60	-3 580	-4 000	-3 091
70	-3 680	-4 100	-3 170
80	-3 700	-4 200	-3 245
95	-3 900	-4 300	-3 308

查，查看是否存在积灰情况，在有可能降低阻力位置进行处理。设备厂商技术人员对窑头工艺系统进行各段阻力测量，测得余热锅炉阻力在 1 500 Pa 左右，余热锅炉发电量比设计值偏大，说明风机与管网不匹配，风机出力过大，风机压头有较大的富余量。风机的运行效率低，耗电量大。如果将压头降低 30%以上，采用变频调整风机转速比较合理；压头降低不超过 20%时，而且风机叶轮进口直径与叶轮外径之比小于 0.7，切短叶片减小叶轮直径比较合适。

根据风机厂家提供的风机特性曲线，现场需进行性能试验，确认无误后再进行下一步工作。经现场检测，当风机满足生产满负荷运转时，风机的工作点为 A 点（见图 1），相对应的流量为 q_a ，压力为 p_a 。延长由试验得出的管网阻力特性曲线，使之与风机特性曲线交于 B 点，查出对应的流量 q_b 和压力 p_b ，按 $D'_2=D_2(q_d/q_b)$ 确定需切短叶片后的叶轮直径。式中： D'_2 为切短叶片后的直径； D_2 为叶轮叶片原有直径。

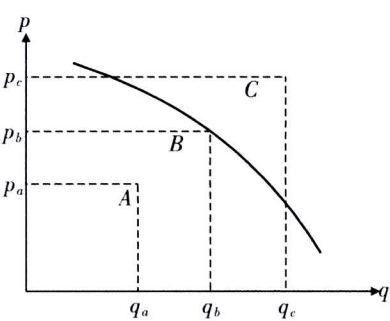


图 1 割除后图片

根据风机厂家提供的风机特性曲线及现场测试，确认系统满负荷时风机的工作点，根据以上方法确定风机叶片需割除 70 mm，割除后图片见图 1。风机割除前后性能对比可以按相关公式计算出流量及压力值，见第 74 页表 2。

4) 调整工艺管路各阀门开度，降低工艺系统

表 2 风机叶片割除部分前后性能表对比

流量 /m ³ ·h ⁻¹	压力 /Pa	割除后流量 /m ³ ·h ⁻¹	割除后压力 /Pa
232 000	3 980	219 240	3 554.140
275 000	3 862	259 875	3 448.766
310 000	3 720	292 950	3 321.960
348 000	3 520	328 060	3 143.360
380 000	3 300	359 100	2 946.900
420 000	2 980	396 900	2 661.140
470 000	2 410	444 150	2 152.130
500 000	2 010	472 500	1 794.930

的整体阻力。在此项目中，在满足余热发电系统正常运行的条件下，保证除尘器进口温度不超温的情况下适当调整直接进入除尘器的管路阀门，减小管道阻力。根据现场测试结果及风机性能曲线表等参数，调节风机调节阀、管路调节风门等装置改变系统阻力，通过改变系统的体积流量来改变系统运行的工况点，使风机运行避开喘振区域^[3]。此方法简单，作用效果明显，在满足系统各个工况点正常运行的情况下使用。

5) 调整窑头电改袋除尘器脉冲清灰周期，降低除尘器本体阻力。要使风机避开喘振区，降低管网系统的阻力是根本的办法。袋式除尘器随着运行时间的增加，其阻力也是一个变化的过程，改造后

的袋式除尘器刚投运时由于滤袋表面粉尘不多，运行阻力会很小，运行 4 到 5 个月之后粉尘厚度会增加，除尘器系统阻力也会相应地增加，通过调整袋除尘器清灰喷吹时间间隔来调整喷吹周期，从而降低袋式除尘器的运行阻力，也是降低管网系统阻力的有效方法^[4]。

6 风机喘振治理效果

通过对余热发电管路系统的检修，调整窑头除尘工艺管道阀门开度及除尘器脉冲清灰周期，适当打开除尘器前冷风阀，增加流量，在随后的客户回访中确认，风机喘振现象已基本消除，管路及除尘器壳体已经没有任何振动现象发生，风机能够安全可靠地运行。

参考文献：

[1] 刘海山,赵明.风机喘振原因分析与治理[J].华北电力技术, 2008(6):25-26.

[2] 王涛,周琦.离心式鼓风机喘振原因分析及对策[J].中国给水排水,2010(12):47-48.

[3] 刘家钰.电站风机改造与可靠性分析[M].北京:中国电力出版社,2001.

[4] 续魁昌,王洪强,盖京方.风机手册[M].北京:机械工业出版社,2010.

(责任编辑 王 雯)

Cause Analysis and Treatment for Surge of Centrifugal Blower

Li Ke¹,Liu Jian-ting²,Lu Jin-hui³

- (1. Sinoma(Henan) Environmental Protection Co., Ltd, Pingdingshan 467002 China;
2. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471023 China;
3. Huawo(Shandong) Cement Co., Ltd, Zaozhuang 277399 China)

Abstract: In order to solve the surge of centrifugal blower in Huawo(Shandong) Cement Co., Ltd, the reasons and influence factors for surge were analyzed, reformation schemes were proposed and implementation effect was analyzed. Then some items that should be noticed were summed up for the modification of centrifugal blower.

Key words: centrifugal fan; surge; resistance of pipelines

(上接第 71 页)

Structural Design of Hem-type Sheet Transfer Mechanism Based on UG Software

Zhu Yu-lin

(Basis Department of PLA Air Force No.1 Aviation University, Xinyang 464000 China)

Abstract: With the help of UG software, the structure of hem-type sheet transfer mechanism with conjugate cam was designed, its composition and working principle were analyzed and the UG motion analysis method and the traditional motion analysis method were compared. It provides a new thinking mode for further research.

Key words: UG; conjugate cam; hem style; sheet transfer mechanism