

董占元,吴彪. 弯头导叶对主要通风机直立扩散器扩散效率的影响试验与分析[J]. 矿业安全与环保,2019,46(6):98-101.
文章编号:1008-4495(2019)06-0098-04

弯头导叶对主要通风机直立扩散器扩散效率的影响试验与分析

董占元,吴彪

(中国矿业大学(北京)应急管理与安全工程学院,北京 100083)

摘要:以山西省四老沟矿直立扩散器为参照,开展扩散器模型试验,研究弯头导叶结构对直立扩散器扩散效率的影响规律。针对原装置存在的弯头处阻力过大的问题,设计了一种新型导流叶片弯头。试验结果表明:与安装原有弯头相比,安装了新型导流板弯头的扩散器,其回收动压效率显著提升。研究结果对矿井主要通风机的高效运行可起到指导作用。

关键词:矿井通风;直立扩散器;模型试验;弯头导叶;扩散效率

中图分类号:TD724.3 **文献标志码:**B

Test and Analysis on the Effect of Elbow Guide Vanes on Diffusion Efficiency of Main Fan Vertical Diffuser

DONG Zhanyuan, WU Biao

(School of Emergency Management and Safety Engineering, China University of Mining and Technology (Beijing), Beijing 100083, China)

Abstract: Taking the vertical diffuser of Silaogou Coal Mine in Shanxi Province as a reference, the model test of diffuser was carried out to study the influence of elbow guide vane structure on the diffusion efficiency of diffuser. In order to solve the problem of excessive resistance at the elbow of the original device, a new elbow device equipped with guide vanes was designed. The test results show that recovery dynamic pressure efficiency of diffuser with guide vanes at new elbow is significantly improved compared with that with original elbow. The research results play a guiding role on the efficient operation of mine main fan.

Keywords: mine ventilation; vertical diffuser; model test; elbow guide vane; diffusion efficiency

在矿井主要通风机出口处外接一个结构合理的扩散器,其在一定程度上可以将动压转化为静压,进而提高通风机的通风能力^[1]。优化扩散器结构,提升扩散器回收动压的能力,对矿井主要通风机的高效运行有着重要意义。

目前,我国矿山使用的扩散器主要分为两类:直立式扩散器与倾斜式扩散器。直立式扩散器空气动力性能较差,在扩散器出口常出现比较明显的涡流区;倾斜式扩散器转角较大,内外边界线形欠佳,而且出风口内转角区域经常出现较大范围的涡流区^[2]。

扩散器的外形结构对扩散器自身回收动压的能力

有着重要影响。修东亮等^[3-6]通过模型实验平台,研究了扩散器扩散角度、扩散器长度等外形几何参数对扩散器扩散效率的影响;KOJI Shimoyama等^[7]利用数值模拟的方法研究了扩散器几何结构对通风机通风效率的影响;张丽芳^[8]、曹嘉佳^[9]、丁涛^[10]、杨雪龙^[11]等利用数值模拟软件,模拟分析了扩散器扩散角度、扩散器长度等因素对扩散器回收性能的影响;陈世强^[2]、王文才^[12]、吴彪^[13]等利用CFD方法,对不同倾角的倾斜式扩散器的扩散效果进行了数值模拟分析。

针对扩散器的研究,主要存在以下问题:研究多集中于倾斜式扩散器,对直立式扩散器的研究则较少;现有研究多是通过改变扩散角度、倾斜式扩散器倾角等扩散器外形结构来提升扩散器工作效率,而对扩散器内部导流结构的研究较少^[14]。

笔者以山西四老沟矿直立扩散器为参照,开展扩散器模型试验,研究扩散器内部弯头导流板(导

收稿日期:2019-09-30;2019-10-30 修订

基金项目:国家自然科学基金项目(51574249)

作者简介:董占元(1991—),男,江苏徐州人,博士研究生,主要从事矿井通风与空气调节方面的研究工作。E-mail:dongzhanyuan1991@163.com。

叶)布置形式对扩散器工作效率的影响规律,为优化扩散器结构、提升矿井主要通风机工作效率提供技术参考。

1 扩散器工作原理与设计参数

1.1 扩散器的工作原理

矿井主要通风机与扩散器的位置布置情况如图1所示,其中断面1—1是扩散器入口断面,断面2—2是扩散器出口断面。

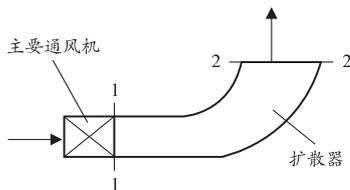


图1 主要通风机与扩散器位置示意图

风流能量方程如下(不计势能)^[15]:

$$p_1 + \frac{\rho}{2}v_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2}v_2^2 + h_k \quad (1)$$

式中: p_i 为*i*-*i*断面的静压, $i=1,2$,Pa; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; $\rho v_i^2/2$ 为*i*-*i*断面的动压, $i=1,2$,Pa; v_i 为*i*-*i*断面的风速, $i=1,2$,m/s; h_k 为扩散器阻力,Pa。

扩散器回收的能量可定义为:

$$\Delta H = \frac{\rho}{2}v_1^2 - \left(\frac{\rho}{2}v_2^2 + h_k \right) \quad (2)$$

式中 ΔH 为扩散器回收的能量,Pa。

由式(1)可得:

$$\frac{\rho}{2}v_1^2 - \left(\frac{\rho}{2}v_2^2 + h_k \right) = p_2 - p_1 \quad (3)$$

联立式(2)、式(3)可得:

$$\Delta H = p_2 - p_1 \quad (4)$$

通过测定扩散器进、出口的静压差,即可得到扩散器回收的能量。

由式(4)可知,只有当 $\Delta H > 0$ 时,扩散器才能起到回收动压作用。工程上认为 p_2 约等于0,因此只有当 p_1 为负值时(即扩散器装置入口断面相对静压为负值),扩散器装置方能起到回收动压作用,且负值越小回收效果越好。

1.2 扩散器模型设计参数

以四老沟矿现场扩散器实物为基准,按一定比例缩小,建立扩散器装置试验模型。试验模型与现场扩散器装置相比,几何边长缩小了25倍,试验扩散器模型由转角弯头与断面沿风流流动方向逐渐扩大的扩散段两部分构成,矿井原有扩散器装置模型设计参数如图2所示。

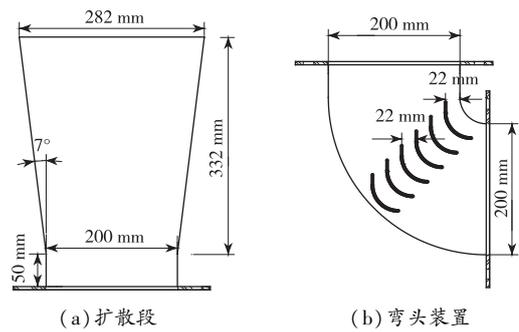


图2 矿井原有直立扩散器模型设计图

由图2(b)可以看出,弯头截面为边长200 mm的正方形,转角弧度对应90°的圆心角,弯头内均匀布置有6片短弧形导流板,相邻导叶之间的水平距离为22 mm,每片导叶长78 mm。由图2(a)看出,扩散段外观几何形状整体呈倒四棱台状,扩散器扩散角约为14°。扩散段入口截面为边长200 mm的正方形,扩散段出口截面为边长282 mm的正方形,截面渐扩段高332 mm,渐扩段下方底座高50 mm。

2 直立式扩散器模型试验研究

2.1 试验平台组成

试验平台主要由弯头装置、扩散段、风筒及轴流式通风机(型号YWF4E-400)组成。轴流式通风机工作参数如表1所示。

表1 轴流式通风机工作参数

额定功率/kW	电压/V	额定风量/ $(\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1})$	额定风压/Pa
190	220	4 800	125

2.2 试验方案

试验过程中设定3个测量断面,分别测定3个断面的风速、静压、动压,风流压力及风速采用JFY-4通风多参数仪测定。选定的3个测量断面如图3(a)中所示,其中断面1—1为弯头入口断面,断面2—2为扩散段入口断面,断面3—3为扩散段出口断面。每个测量断面选取9个测点,然后求其算术平均值,作为该测量断面的风流参数值,测点位置如图3(b)所示。

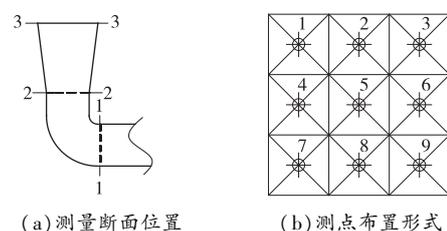


图3 风流参数测量断面与测点布置示意图

针对扩散器模型装置,分别测定其3种工况下的风流参数。通过在通风机入口截面覆盖不同数目的硬纸板,调节风机入口开口大小,最终实现装置内风量的调节。工况1状态对应通风机入口全开的情况,工况2状态对应通风机入口覆盖有2片硬纸板的情况,工况3状态对应通风机入口覆盖有4片硬纸板的情况。

2.3 原有扩散器模型试验结果分析

扩散效率 η_r 是评价装置回收动压效果高低的重要指标,扩散效率被定义为回收能量与扩散器入口动压之比。

1)如图3(a)所示,扩散器装置的扩散效率 η_r 计算公式如下^[1]:

$$\eta_r = \frac{p_3 - p_1}{\frac{1}{2}\rho v_1^2} \quad (5)$$

式中: η_r 为扩散器装置扩散效率; p_1 为弯头入口断面的静压,Pa; p_3 为扩散段出口断面的静压,Pa; $\rho v_1^2/2$ 为弯头入口断面的动压,Pa; v_1 为弯头入口断面的风速,m/s。

2)如图3(a)所示,扩散段的扩散效率 η 计算公式如下^[1]:

$$\eta = \frac{p_3 - p_2}{\frac{1}{2}\rho v_2^2} \quad (6)$$

式中: η 为扩散段的扩散效率; p_3 为扩散段出口断面的静压,Pa; p_2 为扩散段入口断面的静压,Pa; $\rho v_2^2/2$ 为扩散段入口断面的动压,Pa; v_2 为扩散段入口断面的风速,m/s。

按照上述试验方案,开展扩散器模型试验。矿井原有弯头扩散器模型试验数据如表2所示。

表2 原有弯头扩散器模型各工况参数比较

工况类别	弯头入口 静压/Pa	扩散段入口 静压/Pa	扩散段出口 静压/Pa	弯头入口 动压/Pa	扩散段入口 动压/Pa	扩散段出口 动压/Pa	扩散器装置扩散 效率/%	扩散段扩散 效率/%
工况1	105.9	-43.8	-15.7	158.2	237.4	91.8	-77	12
工况2	97.4	-43.2	-15.9	140.7	214.9	78.1	-81	13
工况3	67.9	-29.7	-10.3	96.1	153.3	53.3	-81	13

从表2可以看出,当扩散段搭配原有6片导流板的弯头时,弯头入口静压在3种工况下均呈现正值,根据1.1节中分析的结论,可初步判断出扩散器装置并未起到回收动压的作用。通过计算装置的扩散效率,计算得到3种工况下扩散器扩散效率均为负值,因此也进一步验证了上述判断,可以得出扩散段搭配原有6片导流板的弯头时,整个扩散器装置没有起到回收风机出口动压的作用。单独分析扩散段来看,3种工况条件下扩散段入口静压均为负值,扩散段的扩散效率基本稳定在13%左右。通过比较装置的扩散效率与扩散段的扩散效率,可以看出装置的扩散效率均为负值,而扩散段的扩散效率则可达13%。就扩散段而言起到了回收动压的作用,但就直立扩散器装置整体而言,该装置并未起到回收动压的作用,这一现象主要是由弯头装置影响造成的,原有弯头处安装6片导流片的设计方案不合理,导流片数量过多造成了严重的局部阻力,该种弯头处存在严重的阻力,导致扩散器装置并未起到应有的作用。

2.4 新型弯头的设计与试验结果分析

针对原有扩散器弯头处因导流片设计不合理,导流片数量过多而造成阻力过大的问题,结合流体

力学中风流在通过弯道时易在内转角处产生涡流而引起局部阻力的相关理论^[1-2,15],设计研制了一种新型弯头部件。新型弯头是在原有弯头基础上内部设计了3片导流叶片,叶片形状对应四分之一圆周,3片导叶对应同一圆心,但对应的半径 R 大小不同,各导流片布置在靠近弯头内的转角处。弯头段截面为边长200 mm的正方形,转角弧度对应90°的圆心角。新型弯头结构采用上述设计形式的原因:在导流板总长度基本不变的条件下,与原有6片导流板弯头相比,新型弯头处安装的导流板数目减少,通过减少导流板数量可以降低弯头处阻力;由于风流流经弯道时涡流区主要分布在弯道内转角处,将导流板布置在靠近内转角处可以降低涡流区的影响,以减少压力损失。新型弯头的结构参数如图4所示。

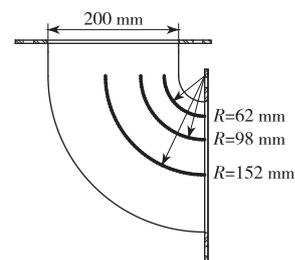


图4 新型弯头结构参数图

在保证原有扩散段部件不变的情况下,用新型弯头替换原有6片导流板弯头,按照2.2节中的试

验方案,对新组合模型进行重复试验,测量结果见表3。

表3 新型弯头扩散器模型各工况参数比较

工况类别	弯头入口 静压/Pa	扩散段入口 静压/Pa	扩散段出口 静压/Pa	弯头入口 动压/Pa	扩散段入口 动压/Pa	扩散段出口 动压/Pa	扩散器装置扩散 效率/%	扩散段扩散 效率/%
工况1	-86.7	-90.4	-5.0	278.3	243.0	106.8	29	35
工况2	-66.4	-66.7	-3.9	205.1	182.3	97.0	30	34
工况3	-39.4	-43.4	-2.9	137.0	132.2	57.6	27	31

从表3可以看出,在3种工况下弯头入口处的静压均为负值,扩散器装置整体起到了回收动压的作用。3种工况下装置的扩散效率均为正值,装置的扩散效率基本稳定在30%左右,与原有6片导流板弯头结构相比,扩散器装置扩散效率显著提升。安设有新型导流结构的弯头与原有弯头相比,弯头处阻力降低,使扩散器装置工作性能得以提高,相应扩散段扩散效率也提升至30%以上。

3 试验结果对比分析

当直立扩散器模型装置分别安装新型弯头与安装原有弯头时,装置的扩散效率变化情况如图5所示。

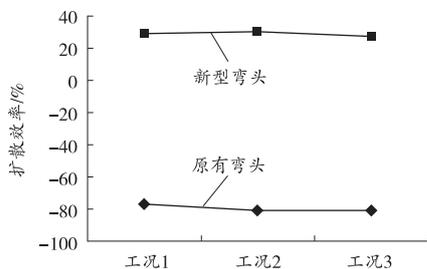


图5 扩散器装置的扩散效率比较

由图5可知,在原有弯头处安装有6片导流板的情况下,弯头处存在严重的阻力,导致扩散器装置工作性能低下,3种工况下装置扩散效率均为负值,扩散器装置未能起到回收动压的作用。弯头处采用新型导流板布置形式后,减小了原有弯头处的阻力,使得3种工况下扩散器装置的扩散效率提升至30%左右,回收动压性能显著提升。

4 结语

1) 四老沟矿原有弯头部件存在严重的局部阻力,导致直立扩散器装置扩散效率低下。

2) 安装新型导流板弯头后,直立扩散器装置扩散效率显著提高。

3) 在弯头处布置结构合理的导流叶片,可以有效提升扩散器装置的扩散效率。

参考文献:

- [1] 王海桥,李威松. 矿井主扇扩散器通风流场数值模拟研究及其应用[J]. 湘潭矿业学院学报,2002,17(4):9-11.
- [2] 陈世强,王海桥,陈重新. 倾斜式矿井主扇扩散塔的数值计算与实验研究[J]. 矿业工程研究,2009,24(2):46-50.
- [3] 修东亮. 轴流式通风机扩散器数值模拟与研究[J]. 煤矿机械,2013,34(3):57-58.
- [4] 王玉山,潘地林. 射流风机出口结构对其动力性能影响的数值分析[J]. 煤炭技术,2015,34(5):296-297.
- [5] 王玉光. 扩散器消声器流场及阻力损失分析[D]. 青岛: 山东科技大学,2005.
- [6] WANG Y C, CHEN H Y. Experimental study of the flow rectification performance of conical diffuser valves[J]. Acta Mechanica, 2011,219(1-2):15-27.
- [7] KOJI Shimoyama, KAZUYUKI Sugimura, SHINKYU Jeong. Performance map construction for a centrifugal diffuser with data mining techniques [J]. Journal of Computational Science and Technology, 2010,4(1):36-50.
- [8] 张丽芳. 矿用对旋式通风机扩散塔气动性能分析与结构改进设计[J]. 煤矿机电,2016(5):80-82.
- [9] 曹嘉佳. 扩散器角度对流体流动能量损失的研究[J]. 现代机械,2016(5):71-74.
- [10] 丁涛,施正香,杨建宝,等. 开放式奶牛舍扰流风机扩散器性能参数优化[J]. 农业机械学报,2016,47(3):320-325.
- [11] 杨雪龙,龙新平,康勇,等. 扩散器结构与喉管长度对喷射泵性能的影响[J]. 哈尔滨工业大学学报,2014,46(1):111-115.
- [12] 王文才,赵晓坤,曾祥柱. 不同结构主扇扩散器局部阻力研究[J]. 中国安全生产科学技术,2016,12(9):71-74.
- [13] 吴彪. 基于常用湍流模型的矿井主扇扩散器气动性能计算[J]. 煤炭科学技术,2014,42(4):131-134.
- [14] 朱修传,潘地林. 导叶安装位置对扩散器性能影响的数值分析[J]. 现代制造工程,2010(1):135-137.
- [15] 张国枢. 通风安全学[M]. 徐州:中国矿业大学出版社,2011.

(责任编辑:陈玉涛)