

煤矿噪声治理专题资料

煤矿噪声治理专题资料

目 录

装消音器的主扇外接扩散器模拟试验	1
煤矿噪声污染急待治理	12
降低局部通风机噪声的途径	18
局扇消音器	21
坑城矿风机噪声治理	22
煤矿噪声评价中值得注意的几个问题	25
掘进机噪音的降低	30
层流消声装置	32
国外井下噪音控制	34
矿井主扇风机噪音的简易治理	35
空气锤双层式消声器	40
轴流式扇风机噪声综合治理	41
太平矿主扇周围环境噪声现状评价	45
风动凿岩机的噪声分析与控制	48
矿山设备噪声的控制	53
轴流式主要扇风机噪声的控制	60
煤矿中噪声的分析与控制	66
压风机进气口噪声分析及其有源抑制方法的研究	70
风机叶片穿孔降噪的研究	73

煤矿井下噪声的危害及其防治方法	77
煤放主扇风机房噪声治理	79
矿井噪声控制	85
用相干功率谱对噪声源诊断	89
矿井主水泵房的噪声及治理对策	94
八一矿通风机噪声综合治理	98
煤矿的噪声与安全生产	101
阻性片式消声器消声系数的数理统计	103
用声强法测量减速器噪声	106
噪声法诊断汽蚀的实验研究	108
煤矿空压机房噪声治理实例分析	111
主井提升电机噪声分析及治理	113
煤矿通风机噪声治理及隔声屏设计	117
电缆电视系统的噪声分析	121
A-1/100型空压机的噪声及其控制	126

装消音器的主扇外接 扩散器模拟试验

王惠宾 执笔

摘 要

为使主扇气流噪声合乎环境质量标准,往往需在主扇外接扩散器上装消音器。装消音器的外接扩散器有多种布置形式。本文介绍了对新庄孜矿钱湖风井主扇三种外接扩散器气流状态的模拟试验装置、方法、内容及结果。这三种布置形式是:主、备扇各设一套外接扩散器和消音器;主、备扇共用一套外接扩散器与消音器;将主备扇外接扩散塔隔墙打通。钱湖风井这三种扩散器的综合阻力系数分别为

1.19~1.22, 0.97~0.98, 0.82~0.83, 以Ⅱ号为好。论文共分三部分:实验装置

与方法、实验内容与结果,结论与建议。论文有十三张插图与十个数据表格。论文还介绍了其吸风试验结果,并对扩散器出口风流状况进行了考查。

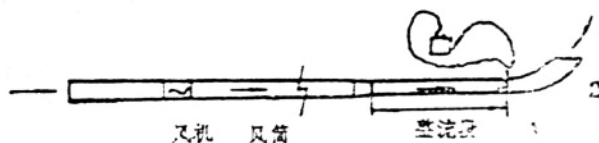
要使主扇气流噪声合乎环境标准,往往需在主扇外接扩散器上装消音器。装消音器的外接扩散器有多种布置形式,为比较其气流特性的优劣。我们对新庄孜矿设计的钱湖风井主扇风机三种外接扩散器进行了模拟试验。

一、试验装置及方法

试验装置如图1a、b所示。



(a)



(b)

图 1

试验风机为JBT-51轴流局扇,测定面断1为 $200 \times 200 \text{ mm}^2$ 方型合胶板风筒,整流段长度为2800mm。扩散器、消音板用胶合板、纤维板制成。扩散器按设计尺寸缩至1/20。根据设计的三个方案制作了三套模型:

Ⅰ号模型:主、备扇各设一套扩散器和消音器(见图2)。

Ⅱ号模型:主、备扇共用一套外接扩散与消音器(见图3和图5)。

Ⅲ号模型:将主、备扇的外接扩散器之扩散塔隔墙打通,实际上是共用二套扩散塔与消音器,见图4、4'和图6(图4'中右侧为消音片)。

三种扩散器的设计尺寸见图(5、6)。

用皮托管与倾斜压差计测定动压和相对静压,用空盒气压计、干湿温度计测空气重率。测定时风流的雷诺数为17~61万(大多数为40~55万)。测定断面1内按等距离垂直布置七个测点。各种状况下均

利用风机进风口调节三个以上工况, 每个工况均测定二次以上, 取平均值。扩散器

出口断面2处流线用细尼龙线绳显示, 见图7。



图2 I号模型



图3 II号模型

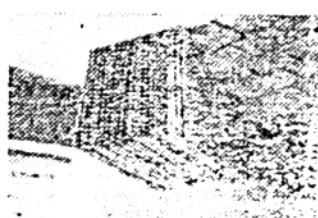
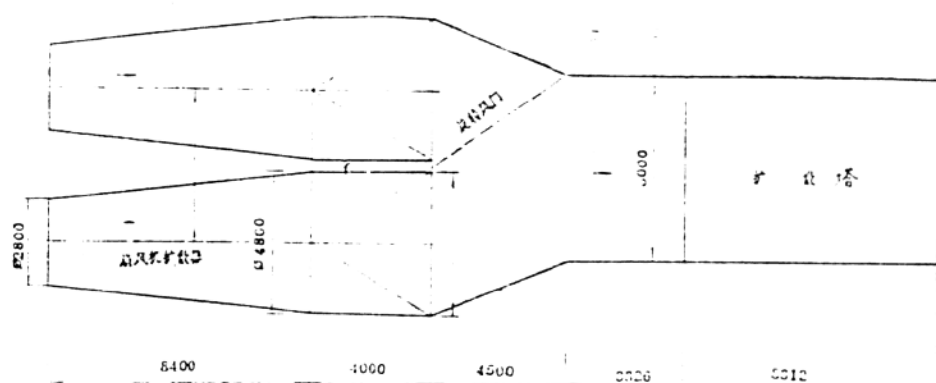


图4 II号扩散器

图4 II号模型实际布置(左)与剖面图(右)



试验目的: 1、测定该扩散器风阻时各项技术数据。 2、测定该扩散器风阻。
3、阻塞比0.9。

图5 II号扩散器实际尺寸

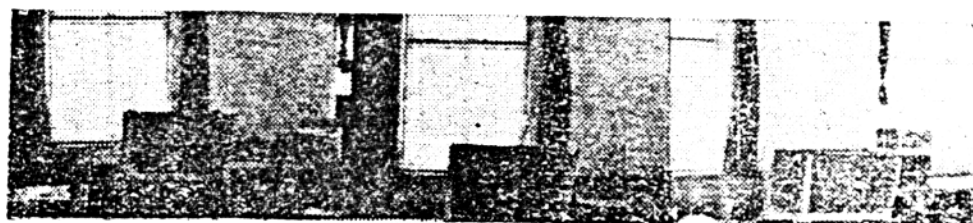
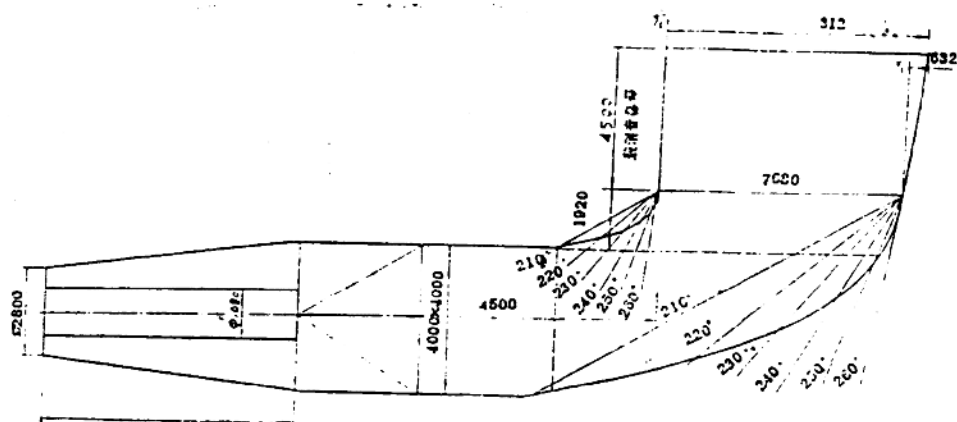


图7 扩散器出口断面流线



试验项目:

1. 试验风道中间开孔 (虚线部), 与中间不开孔各项数据, 开孔分风量、阻损、流速, 及循环风量。
2. 装消音器部阻塞比为0.5。
3. γ_2 与 γ_1 角度在何度为最佳。
4. 风机运行初期 $Q=167.8 \text{ M}^3/\text{s}$ $H=266.7 \text{ mmH}_2\text{O}$
后期 $Q=191 \text{ M}^3/\text{s}$ $H=301 \text{ mmH}_2\text{O}$ 井下平均温度 22°C 湿度 97%

图6 模型 I、II 尺寸

二、试验内容与结果

按新庄孜矿的要求, 我们进行了下述测定:

1. 三种扩散器不装消音器时的风流参数测定断面布置在 I (见图 1)。各工况时, 三种扩散器入口断面 I 上七个测点的动压和相对静压测值见表航 1、2、3, S_2 为扩散器出口断面积。

用扩散器的综合阻力系数 ξ 作为表示扩散器空气动力特征的指标。

$$\xi = h_{\text{全}} / h_{\text{动}}$$

式中 $h_{\text{全}}$ —— 扩散器入口的风流相对全压, 忽略其入出口间的位能差, $h_{\text{全}}$ 即扩散器的总能量损失, $h_{\text{全}} = h_{\text{动}} + h_{\text{静}}$, mmH_2O 。

$h_{\text{动}}$ —— 扩散器风流的平均动压,

$$\text{mmH}_2\text{O}, \quad h_{\text{动}} = \frac{v_1^2}{2g} r$$

$h_{\text{静}}$ —— 扩散器入口的风流相对静压, mmH_2O

v_1 —— 扩散器入口的风流平均风速, m/s

r —— 空气重量 kgf/m^3

ξ 综合考虑了扩散器的转弯、涡流、扩大、缩小、摩擦阻力和出口动能损失等全部能量损失。显然, $\xi=1$ 时, 表示扩散器入口的全部能量完全消耗于扩散器的阻力和出口动能损失, 不起回收动能的作用; $\xi>1$ 时, 扩散器起阻力作用, 只有 $\xi<1$ 时, 扩散器才能起到回收动能的作用。因此, 扩散器的 ξ 应 <1 , 在相同条件下, ξ 越小, 表示扩散器的效果越好。

从表1、2、3中可知：I号扩散器的 ξ 系数为0.75~0.80，II号扩散器的 ξ 系数为0.67~0.72，III号扩散器的 ξ 系数为0.68~0.70。I、II、III号扩散器的断面扩大系数(口断面与入口断面之比)分别为1.73、2.16、3.46。

2. 三种扩散器安消音器后的风流参数测定结果见表4、5、6。此时I号扩散器的综合阻力系数 ξ 为1.19~1.22；II号扩散器 ξ 值为0.97~0.98；III号扩散器的 ξ 值为0.82~0.83。三种扩散器进出口实际过流断面比分别为0.87、1.08、1.73。

比较表1、4、2、5、3、6可以看出，加消音器后，扩散器的综合阻力系数 ξ 增大，即扩散器加消音器后回收动能的效果降低了；在试验条件下，I、II、III号扩散器安装阻塞比均为0.5的消音器后，其 ξ 系数分别增大0.42~0.44、0.28~0.29、0.13~0.14。显然，装消音器后， ξ 系数增大的程度随消音器的阻塞比之增大而增大；相同阻塞比条件下扩散器的断面扩大系数越大， ξ 变化越小，因此，要使扩散器安消音器后仍有较好的回收动能效果，必须加大扩散器的断面扩大系数。

3. III号扩散器底部联通面积不同时的风流参数测定结果见表3和表7。

表3是扩散器底部联通时的测定结果，联通断面形状见图6的虚线部份，面积约为0.12023m²，表7系扩散器底部仅开一小，断面孔时的测定结果，此孔面积为0.0152m²，形状见表7注释栏。实测表明，联通后效果与联通面积大小、联通孔造成的局部阻损有关，当联通孔造成的局部阻损大于因出口断面增大产生的回收动能时，不仅无益反而有害。

4. II号模型左侧(沿风向)进风口有无吸风时的风流参数见表8。试验时，用小风机通过小铁管从左侧入风口处抽风，

模拟主扇通过备扇从扩散器吸风(试验布置如图8所示)。



图 8

有小风机抽风时，扩散器内风流紊乱程度增加。扩散器 ξ 值增大。但吸风量较小时，例如，在实验条件下，当吸风量达扩散器通过风量的2.7%时，其影响不显著；当吸风量达扩散器通过风量的4.1%时， ξ 系数增大0.2%。故主备扇以严格密封为宜。

5. 测定了II号模型拆去扩散塔上部隔墙后的风流参数，见表9。由于模型中隔墙较薄(5mm，相当于实物为100mm厚的墙)、与模拟的消音板厚度相等，故同未拆前测定结果比较变化不大。考虑到实际的隔墙较厚、在出口风流处流线上能明显观察到隔墙左侧有回风，因此，以取消隔墙为宜。

6. II号模型装斜门与平门(参见表10)时的测定数据列于表5和表10。实测结果差别不显著， ξ 值均在0.96~0.98。

7. 各扩散器出口风流状况比较

1) I号扩散器未装消音器时，出口内边界区有回流，见图9，回流区长度占扩散器出口长度的20%。

装消音器后，由于消音片的导流，加上出流断面缩小，回流消失，但靠近内边界处风流紊乱。

用板逐渐遮挡扩散器出口断面，测定断面的相对静压 $h_{静}$ ，(即扩散器实际回

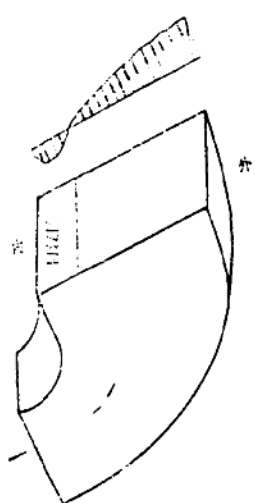


图 9

收动压值)逐渐减小, 从不同方向遮挡出口断面, 效果不同, 使 $h_{静1} = 0$ 时遮挡面积约为扩散器出口断面 s_2 的40~60%, 见图10。

I号扩散器有无消音器时测 $h_{静1}$ 的U水柱计液面变化如图11所示。

2) I号扩散器未装消音器时, 出口有回流。回流区在后方右侧, 见图12所示。回流区约占出口面积的23%。因试验时风流从右侧风道斜向流入, 故风流向左偏。

从不同方向逐渐遮挡扩散器部份出口断面, 使 $h_{静1} = 0$ 时, 沿风向看, 从前、后、左、右向遮挡部分面积与出口全断面

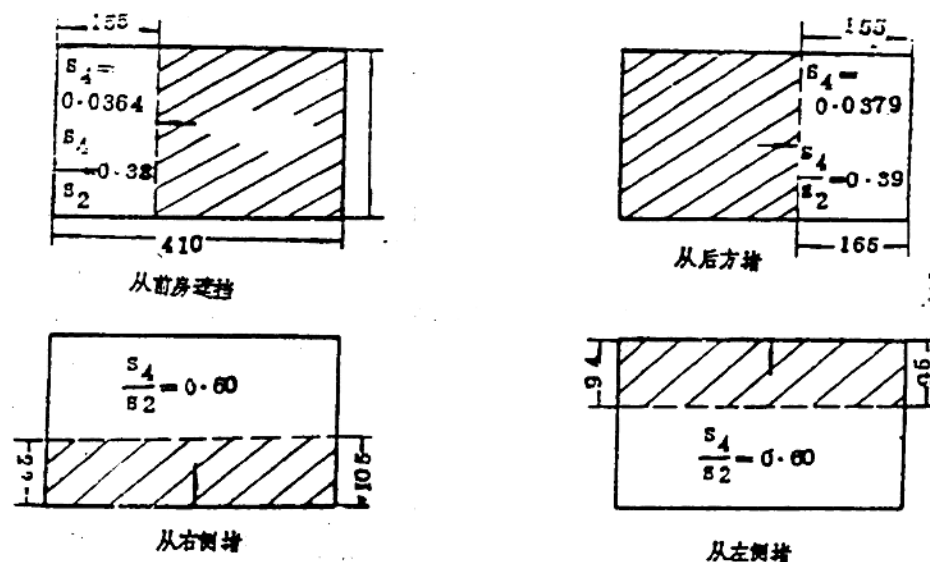
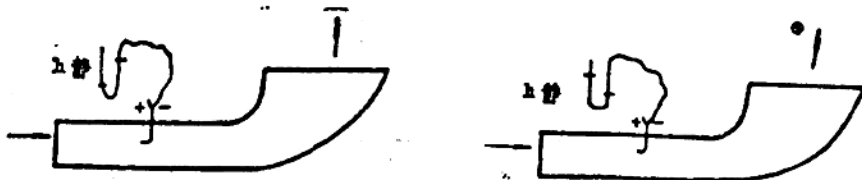


图 10



未安消音器时, 扩散器回收动能, $h_{静}$ 为负

安消音器后, 扩散器增加阻力, $h_{静}$ 为正

图 11

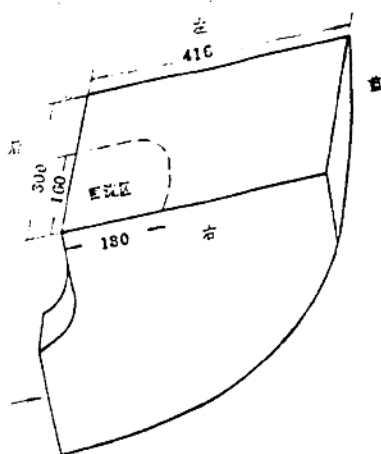


图 12

S_2 之比分别为0.25, 0.53, 0.45, .043。

不同工况时, 回流区尺寸有变化。

Ⅱ号扩散器安消音板后, 无回流, 但出口风流仍呈现风速沿横向中央大、两侧小, 沿纵向风向左偏的趋势。

3) Ⅲ号扩散器, 未装消音片时, 有回流, 当扩散器上部隔墙未拆除时, 右侧回流区占扩散出口长度的约50%, 如图13, 当拆去中央隔墙后, 靠隔墙左侧处回流消失, 右侧回流长度缩短, 约占出口长度的39%。

将扩散器后侧垂直壁改为倾斜状, 随着后壁与垂面的夹角加大, 回流逐渐减少。当后壁与垂面沿上口距离为50~85 mm时, 回流消失, 即倾角应为6~10°。

装消音器后, 当有上部隔板时, 扩散器左侧靠隔墙处稍有回流; 去掉上部隔墙后, 回流消失。

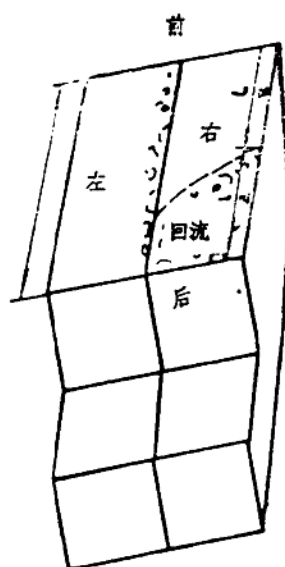


图 13

三、结论与建议

1. 主扇外接扩散器装消音板后, 其有效通流面积缩小、阻力增大, 因此, 欲使扩散器继续保持回收动能的作用, 应扩大其出口面积。

2. 试验的三种带消音器的主扇外接扩散器之综合阻力系数 ξ , I号扩散器为1.19~1.22, II号扩散器为0.97~0.98, III号扩散器为0.82~0.83, 以III号为好。

3. 在实验条件下(扩散器从右侧进风道进风), III号扩散器左右部分(沿风向看)分风比, 无消音器时, 为0.88:1, 安装消音器时, 为0.75:1。

4. III号扩散器底部联通面积应足够大, 开孔面积过小反而有害, 联通方式应尽量减少拐弯、突然扩大和回流损失。

5. 为消除III号扩散器出口回流, 应取

消中间隔墙。Y₂垂直部分应沿风向前倾与垂面成6~10°角,前侧壁弧度不变。

6. I号扩散器左侧进风口处的风流方向,与进风道同扩散器的风阻比、压差大小等有关。试验条件下,未安消音器时,向扩散器进风;装消音器后,当扩散器内风量大、风速高时,向扩散器进风;当风速小时,左侧进风口断面内右半部进风、左半部回风。当从左侧进风口处向外吸风量达扩散器风量的4.1%时,对扩散器风流造成一定的涡流影响。因此,主备扇应严密隔开。必要时,可将备用风机出风侧

通大气的旁侧小门打开,以防止循环风。

7.对I号扩散器平门和斜门(见表10)的模拟试验表明,二者差别不显著。故风门应根据减少涡流损失、使用灵活、投资少等方面综合考虑。

消音器模型用纤维板制作,其壁面较金属板粗糙,个别片有变形,故阻塞比不够准确;另外,仅作了三种形式的模拟,未作更多方案的比较,是其不足。

试验参加人员:马逸吟、王惠宾、李西才、方裕璋、邵辉、郑家全。

表1 I号扩散器(未装消音器)风流参数

工测点	动压 mmH ₂ O	风速 m/s	平均动压 mmH ₂ O	风量 m ³ /s	静压 mmH ₂ O	ξ	雷诺数 Re $\times 10^4$	出口 风速 m/s	出口动压 mmH ₂ O	注
I 平均	42.8	120.3	1.63	-29.3	0.75	55.2	16.4	17.5	$r = 1.288$ kgf/m ² $S_1 = 0.0382$ m ² $S_2 = 0.0997$ m ²	
I 平均	40.3	106.6	1.54	-21	0.80	51.96	15.4	15.6		
I 平均	32.9	71.1	1.25	-16.7	0.77	42.4	12.5	10.3		

表2 I号扩散器(未装消音器)风流参数

工测点	动压 mmH ₂ O	风速 m/s	平均动压 mmH ₂ O	风量 m ³ /s	静压 mmH ₂ O	ξ	雷诺数 Re $\times 10^4$	出口 风速 m/s	出口动压 mmH ₂ O	注
I 平均	43.6	123.6	1.67	-39.2	0.68	56	13.4	11.7		P = 772.5 mmHg t = 7℃ r = 1.277 kgf/m ³ S ₂ = 0.1247 m ²
II 平均	35.8	83.4	1.37	-33.8	0.71	46	11.0	7.9		
III 平均	32.7	69.6	1.25	-25.9	0.717	42	10	6.5		

表 3

I 号扩散器 (未装消音器) 风流参数

工测动	压风速	平均动压	风 量	静 压	ξ	雷诺数	出口	出口动压	注
况点	mm H ₂ O	m/s	mm H ₂ O	m ³ /s	mm H ₂ O	Re × 10 ⁴	风速 m/s	mm H ₂ O	
I 平均		42.5	118	16.2	-29.8	0.684	54.8	8.1	4.3
I 平均		38.7	98.3	1.48	-31.2	0.67	49.9	7.4	3.6
I 平均		33.3	72.8	1.27	-21.4	0.706	42.9	6.4	2.7

1. 底部联通形状见图6虚线所示, 面积比所联通风道约扩大2.5倍。
2. 本实验条件下, 左右扩散塔 (沿风流向看) 分风比为 0.88 : 1
p = 775.5 mmHg
t = 5.5℃
r = 1.288 kgf/m³
s₂ = 0.1994 m²

表 4

I 号扩散器 (装消音器) 风流参数

工测动	压风速	平均动压	风 量	静 压	ξ	雷诺数	出口	出口动压	注
况点	mm H ₂ O	m/s	mm H ₂ O	m ³ /s	mm H ₂ O	Re × 10 ⁴	风速 m/s	mm H ₂ O	
I 平均		36.8	88.9	1.41	+16.5	1.20	47.4	28.3	52.6
I 平均		30.8	62.3	1.18	+13.0	1.22	39.7	23.6	36.6
I 平均		34.9	80	1.33	+14.6	1.19	45	26.7	46.8

r = 1.288 kgf/m³
扩散器出口净断面 0.0499 m²
消音器阻塞比 0.5
r = 1.288 kgf/m³
s₂ = 0.0499 m²

表 5

I 号扩散器 (装消音器) 风流参数

工测动	压风速	平均	风 量	静 压	ξ	雷 诺 数	V_1	h_{v_1}	注
况点	mm H ₂ O	m/s	m ³ /s	mm H ₂ O		$Re \times 10^4$			
I 平均		38.095.8	1.45	-3.4	0.98	49	23.25	35.8	p=778.mmHg t=4℃ r=1.3kgf/m ³ 出口断面0.1247m ² 阻塞比0.5
II 平均		37.191.2	1.42	-2.94	0.97	47.8	22.8	34.4	
III 平均		33.172.6	1.26	-2.2	0.97	42.7	20.2	27.0	

表 6

II 号扩散器 (装消音器) 风流参数

工测动	压风速	平均	风 量	静 压	ξ	雷 诺 数	V_1	h_{v_1}	注
况点	mm H ₂ O	m/s	m ³ /s	mm H ₂ O		$Re \times 10^4$			
I 平均		40.2	106.1	1.54	-18.2	0.83	51.8	15.4	15.7 1. 左右扩散塔出风比 在实验条件下为 0.75:1 2. p=775.5mmHg t=5.5℃ r=1.288kgf/m ³ s ₂ =0.0997m ³
II 平均		38.9	99.3	1.49	-17.8	0.82	50	14.9	14.7
III 平均		33.0	72	1.26	-11.7	0.833	42.6	12.6	10.5

表 7

I 号扩散器中间开小孔时风流参数

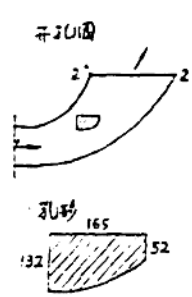
工测动 况点	压风速 mmH ₂ O m/s	平均风 动压	量静 m ³ /s	压 mmH ₂ O	ξ	雷诺数 $Re \times 10^4$	V_2	$h v_2$	注
									1. 开孔图
									
平均	41.4	112.5	1.58	-25.5	0.77	12.9	7.9	4.1	2. 开孔面积 0.0152m ² 比孔前 风道缩小2.6倍。 3. 未安装消音器。 4. $s_2 = 0.1991m^2$ $r = 1.288kgf/m^3$

表 8

I 号扩散器(装消音器)左侧有吸风时状况

工测动 况点	压风速 mmH ₂ O m/s	平均风 动压	量静 m ³ /s	压 mmH ₂ O	ξ	雷诺数 $Re \times 10^4$	出口 风速 m/s	出口动压 mmH ₂ O	注
I 平均	26.7	46	1.02	-7.4	0.837	14	10.2	6.7	小风机吸风量 0.0278m ³ /s。为 总风量的2.7%。
I 平均	17.1	18.9	0.65	-2.7	0.86	22	6.6	2.8	小风机吸风量 0.0269m ³ /s。 为总风量的4.1% 测定条件: $p = 765mmHg$ $t = 7^\circ C$ $r = 1.265kgf/m^3$ $S_2 = 0.0997m^2$

表 9

Ⅱ号扩散器拆掉上部隔墙后风流参数

工况	测点	动压 mm H ₂ O	风速 m/s	平均 动压	风量 m ³ /s	静压 mm H ₂ O	ξ	Re $\times 10^4$	出口 风速 m/s	出口动压 mm H ₂ O	注
I	平均		40.6	106	1.55	-20.1	0.81	52	15.55	15.59	拆掉扩散塔上部隔墙， 安有消音器。 $r = 1.265 \text{ kgf/m}^2$ $S_2 = 0.0997 \text{ m}^2$
II	平均		39.9	102.6	1.52	-26.2	0.74	51	7.6	3.72	拆掉上部隔墙， 未装消音器 $r = 1.265 \text{ kgf/m}^2$ $S_2 = 0.1994 \text{ m}^2$

表 10

I号扩散器装平门时(带消音器)风流参数

工况	测点	动压 mm H ₂ O	风速 m/s	平均 动压	风量 m ³ /s	静压 mm H ₂ O	ξ	Re $\times 10^4$	出口 风速 m/s	出口动压 mm H ₂ O	注
I	平均		38.6	96.1	1.47	-2	0.98	49.8	23.6	35.9	 $r = 1.265 \text{ kgf/m}^2$ $S_2 = 0.0997 \text{ m}^2$
II	平均		37	88.3	1.41	-3.31	0.96	47.7	22.6	32.9	
III	平均		34.9	88.3	1.41	-3.2	0.96	41.1	19.6	24.8	

主要参考资料

王英敏、李昌才 “主厂房扩散塔型式及通风阻力的研究”

《冶金安全》

1980年第1期

煤矿噪声污染亟待治理

· 两渡矿 原化周

提 要

噪声是感觉公害，已被公认为是一种最重的环境污染。许多国家已把噪声引起人们听力损伤、心率加快、血压增高、胃肠系统功能紊乱、月经不调等疾病列为公害病之一。本文结合煤矿的特点，对噪声的危害，特别是在振动和噪声的控制中，从声源、传声途径和受主三个基本环节做了论述，对提高人们认识噪声的危害和消除控制噪声污染有实际意义。

噪声对人们的影响和危害，概括来说可以分为两大方面：1、噪声可以引起耳聋和诱发出各种疾病，首要的是对中枢神经系统、植物神经及心血管系统方面；2、一般强度噪声可以引起人们的烦恼，干扰语言交谈，以致对人们的工作、学习和生活带来较大的不利影响。

煤矿大型机械设备较多。特别是一些老矿井，机械设备陈旧、分布广、噪声大、频率高、接触人较多、接触时间长，而煤矿井下噪声的传播、反射、吸收等都和地面不

同，危害十分严重。

就煤矿而言，噪声大致有三种：机械噪声、空气动力性噪声、电磁噪声。

机械噪声是由于固体的振动而产生的，如撞击、摩擦及在交变应力下机械元件（如机壳、轴承、齿轮）因振动发出的机械噪声。这种噪声在煤矿是相当普遍的，如振动筛、刮板输送机、采煤机、电机车、电锯、破碎机、电煤钻在工作时所发出的声音。

空气动力性噪声，是由于气体的振动产生涡流或压力突然变化而引起气体扰动所发

出的声音,如主扇风机、局扇、空压机、风钻所产生的声音。

电磁噪声是电动机定、转子吸力,电流和磁场相互作用,由于交变应力而产生的声

音,如提升机的磁力钻、各种磁力开关电流和磁场相互作用而产生的声音。煤矿机械一般工作场所的噪声分布情况如表1。

表1

声源类别	声 级 d B (A)			
	80~85	85~90	95~105	105以上
巷道、工作面 峒室、车间	洗选车间 运输大巷	锅炉房、压风机房、 主付井绞车房、井 下车房、水泵房、 普采工作面、综采 工作面	扇风机房、压风机 房、水泵房、木工 锯房、锻铆车间	半煤岩、全岩掘进 巷道
机电设备		绞车、皮带运输 机、刮板输送机、煤 电钻、架线电机车、 采煤机	鼓风机、引风机、 空压机、真空泵、 风钻跳汰洗煤机、 采煤机、扒岩机等	扇风机、鼓风机、 引风机、锻杆机、 带锯、局扇、空压 机等

从××矿调查结果看,在22个作业点中有18个作业点的噪声超过国家卫生标准规定的噪声标准85 dB(A),占81.2%,接触噪声作业人数为1126人,占全矿在册人数的31.2%,占接触噪声人数的61.0%。

噪声的危害

据资料所载,煤矿机械设备噪声超过90 dB(A)有27种,超过105 dB(A)的有12种,是各行业中受噪声污染较为严重的部门之一。噪声的危害有以下几方面:

一、噪声性耳聋:

长时间在强噪声环境下工作可以导致职业性的耳聋即噪声性耳聋。根据国际标准化组织(I S O)建议,500赫、1000赫和2000赫三个频率的平均听力损失超过25分贝称为噪声性耳聋。至于耳聋的划分,一般地说用听力计检查听力损失在10分贝以内为正

常情况,听力损失在30分贝以内为轻度噪声性耳聋,听力损失在60分贝以内叫中度噪声性耳聋,听力损失在60分贝以上为重度噪声性耳聋,这时人耳已听不见说话和广播了,听力损失在80分贝以上即使在耳边大声喊叫也听不到。

引起噪声性耳聋的发病因素其噪声强度和频率有关,噪声强度越大,频率越高,噪声性耳聋的发病率越高。同时其噪声的作用时间长短也有关系,同样强度的噪声每天工作八小时就比每天工作半小时发病率高得多。

一般讲,经常在90 dB(A)以上的噪声环境下长期工作,就有可能发生噪声性耳聋。

二、噪声可以引起多种疾病:

噪声除了引起耳聋或噪声性外伤(暴震

性耳聋)外,还可以引起其它疾病,这是指人们在强烈噪声刺激下可能诱发出一些疾病来,但并不是说这些疾病就是由于噪声一种原因造成的。

噪声对人体的影响,主要表现为作用于人体的各器官,首要的是对中枢神经系统、植物神经系统及心血管系统方面。由于中枢神经系统受损害,引起其它器官的变化。大脑皮层的兴奋和抑制平衡失调,导致条件反射异常。脑血管功能受损害,脑电位改变,早期可以恢复,如长期在噪声的不良刺激下,将形成牢固的兴奋灶,累及植物神经系统,导致病理性改变,从而产生神经衰弱病症群、头晕、头痛、失眠、多梦、乏力、记忆力减退等病症。

强噪声刺激中枢神经系统,还会影响人们的消化机能减退,胃功能紊乱、消化液分泌异常等。

三、噪声影响人们的正常生活:

噪声影响人们的正常生活,它妨碍人们的休息、睡眠,干扰语言交谈和社交活动,使人们烦躁异常。

实验证明,当人们在睡眠状态中40~50 dB(A)的噪声作用下,其植物神经系统出现反映,即是在40~45 dB(A)噪声就开始对人们的睡眠发生了影响。40 dB(A)的连续噪声将使10%的人受到影响;70 dB(A)即可影响50%,突然的噪声在40 dB(A)时可以使10%的人惊醒,60 dB(A)则使70%的人惊醒。

四、影响工作:

在嘈杂的环境里人们心情烦躁,工作容易疲劳,反应也迟钝了,对生产和工作效率带来了一定影响。

在强噪声下会妨碍人们的注意力集中,影响思考问题,致使工作发生差错,不仅影响工作速度,还会降低质量,特别是那些要求注意力高度集中的复杂作业影响更大。

由于噪声的心里作用,分散人们的注意力,容易引起工伤事故,特别是危险报警信号和引车信号在强噪声干扰下不易引起人们注意更容易发生人身伤亡事故。

表2、3、4是抚顺矿务局、阳泉矿区、两渡煤矿主要声源A声级强度的测定情况表。

抚顺煤矿主要噪声源A声级强度测定表

表2

声 源	A 声 级 (d B)	频 率
扇 风 机 房	93~96	中 高 频
局 扇 机 旁	103~116	中 高 频
水 泵 机 旁	91~104	中 高 频
风 钻 旁	89	中 频
煤电钻机旁	106	中 频
绞 车 旁	71~99	中 频
皮 带 机 旁	90~103	中 频
电 机 车 旁	99	低 频
鼓 风 机 旁	96~98	中 高 频
推土机驾驶室	93~98	中 频
钻 探 机 房	97~105	高 频
冲 压 机 房	92~108	中 频

两渡矿空气动力噪声测定表

表4

声 源	A 声 级 (d B)
崔家沟压风机	91
崔家沟井扇风机	100.5
河西沟井扇风机	91
河西沟井长安风机	87.5